



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

**Análisis del dimensionado de motores
para aplicaciones de competición con el
código AVL Boost**

Autor:

Martín Arroyo, Adrián

Tutor:

**Giménez Olavarría, Blanca
IEF – Máquinas y Motores
Térmicos**

Valladolid, Julio de 2019.



RESUMEN

El proyecto realizado consiste en el modelado de un motor de combustión interna alternativo de un Peugeot 208 1.6 16v VTI, y su posterior simulación mediante el software AVL Boost. Una vez realizado, se plantearán modificaciones sobre el modelo a fin de adaptarlo a las características del Peugeot 208 R2.

Este vehículo adaptado a la categoría R2 de rallyes, cuenta con 65 cv y 25 N·m más que el vehículo de partida. Para la realización de ambos modelos se han llevado a cabo numerosas simulaciones para conocer los valores óptimos de diferentes parámetros que proporcionen las prestaciones requeridas, como por ejemplo los instantes de apertura y cierre de las válvulas.

A la hora de validar los modelos se han utilizado las curvas de potencia y par reales en el caso del vehículo comercial, y los valores máximos de ambos parámetros en el caso del vehículo de competición.

PALABRAS CLAVE

Motor de Combustión Interna Alternativo

Simulación

Competición

AVL Boost

Potencia



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar agradecer a mi familia todo el apoyo que me han dado para poder llegar hasta este punto.

También quiero dar las gracias a Blanca y Andrés por la ayuda proporcionada y los consejos para realizar este trabajo.

Gracias a mis amigos y en general a toda la gente que ha estado a mi lado durante estos 4 años.

A todos ellos, ¡GRACIAS!



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**



ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	1
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO (MCIA)	3
2.1 Clasificaciones de los motores térmicos.....	3
2.2 Principales parámetros en un MCIA.....	6
2.2.1 Parámetros geométricos.....	6
2.2.2 Parámetros de funcionamiento.....	9
2.2.3 Parámetros indicados y efectivos.....	11
2.3 Curvas características de un motor.....	14
2.4 Parámetros de distribución.....	15
3. RALLYES.....	19
3.1 Principales categorías y grupos actuales en rallyes.....	19
3.1.1 World Rally Car (WRC).....	19
3.1.2 Regional Rally Car (RCC o S2000 1.6T).....	21
3.1.3 Grupo R5.....	22
3.1.4 Grupo R3.....	23
3.1.5 Grupo R2.....	24
3.1.6 Grupo R1.....	25
3.2 Reglamento del grupo R2.....	26
3.2.1 Motor.....	27
3.2.2 Sobrealimentación.....	27
3.2.3 Cantidad de cilindros.....	27
3.2.4 Relación de compresión.....	28
3.2.5 Elementos constructivos.....	28
3.2.6 Formación de la mezcla.....	28
3.2.7 Árbol de levas.....	28
3.2.8 Admisión.....	29
3.2.9 Válvulas de admisión y escape.....	29
3.2.10 Filtro de aire.....	29
3.2.11 Colector de escape.....	29
3.2.12 Sistema de escape.....	29
3.2.13 Catalizador de escape.....	30
3.2.14 Refrigeración de agua para el motor.....	30
3.2.15 Lubricación y circuito de aceite.....	30
4. PEUGEOT 208 Y SU VARIANTE R2.....	31
4.1 Peugeot 208 R2.....	33
4.1.1 Rivales del Peugeot 208 R2.....	36



Universidad de Valladolid

5. AVL BOOST	37
5.1 Fundamentos teóricos.....	37
5.1.1 System Boundary (Condiciones de contorno)	37
5.1.2 Pipes (Tuberías o conductos).....	38
5.1.3 Air Cleaner (Filtro de aire)	40
5.1.4 Throttle (Mariposa)	40
5.1.5 Injector (Inyector).....	41
5.1.6 Junction (Uniones)	41
5.1.7 Cylinder (Cilindro).....	41
5.1.8 Engine (Motor)	44
6. MODELO EN AVL BOOST SOBRE EL PEUGEOT 208 1.6 16v VTI	45
6.1 Engine.....	50
6.2 “System Boundary” de admisión	52
6.3 Admisión.....	53
6.3.1 1 ^{er} tramo.....	53
6.3.2 Air Cleaner	53
6.3.3 2 ^o tramo	55
6.3.4 Throttle (Mariposa de admisión).....	55
6.3.5 3 ^{er} tramo.....	56
6.4 Plenum	57
6.5 Colectores de admisión	58
6.5.1 1 ^{er} tramo.....	58
6.5.2 Injector	59
6.5.3 2 ^o tramo	60
6.6 Junction (Unión de las pipas de admisión)	61
6.7 Pipas de admisión	61
6.8 Cylinder.....	62
6.9 Pipas de escape.....	67
6.10 Junction (Unión de las pipas de escape)	67
6.11 Colectores de escape	68
6.12 Junction (Unión de los colectores de escape)	68
6.13 Escape.....	69
6.13.1 1 ^{er} tramo	69
6.13.2 Throttle (Mariposa del escape).....	69
6.13.3 2 ^o tramo	70
6.14 “System Boundary” de escape	71
6.15 Measuring Points.....	72
7. RESULTADOS DEL MODELO SOBRE EL PEUGEOT 208 1.6 16v VTI	73
8. MODELO EN AVL BOOST SOBRE EL PEUGEOT 208 R2	79



Universidad de Valladolid

8.1 Engine.....	82
8.2 “System Boundary” de admisión	82
8.3 Admisión.....	82
8.3.1 1 ^{er} tramo.....	82
8.3.2 Air Cleaner.....	83
8.3.3 2 ^o tramo	84
8.3.4 Throttle (Mariposa de admisión).....	85
8.3.5 3 ^{er} tramo.....	85
8.4 Plenum	86
8.5 Colectores de admisión.....	86
8.5.1 1 ^{er} tramo.....	86
8.5.2 Inyector	87
8.5.3 2 ^o tramo	87
8.6 Junction (unión de las pipas de admisión) y pipas de admisión.....	88
8.7 Cylinder.....	88
8.8 Pipas de escape y junction (unión de las pipas de escape).....	92
8.9 Colectores de escape	92
8.9.1 1 ^{er} tramo.....	92
8.9.2 Junction (unión de los colectores de escape).....	93
8.9.3 2 ^o tramo	93
8.10 Junction (Unión de los colectores de escape con el escape)	94
8.11 Escape.....	94
8.11.1 1 ^{er} tramo.....	94
8.11.2 Throttle (Mariposa del escape).....	95
8.11.3 2 ^o tramo	95
8.12 “System Boundary” de escape	95
8.13 Measuring Points.....	96
9. RESULTADOS DEL MODELO SOBRE EL PEUGEOT 208 R2 Y COMPARACION CON EL MODELO DEL PEUGEOT 208 1.6 16v VTI.....	97
10. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	105
10.1 Trabajos futuros.....	105
BIBLIOGRAFÍA.....	107
ANEXOS.....	111
Anexo 1. Coeficientes de descarga y de flujo en las válvulas.....	111
Anexo 2. Proceso de optimización.....	115
Índice de figuras.....	121
Índice de gráficas	123
Índice de tablas	124



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**



1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

Los deportes de motor constituyen una gran atracción para el público. Los equipos tratan de producir el mejor vehículo para poder vencer a sus rivales.

Dentro de este deporte los pilotos juegan un papel fundamental y el que posiblemente más protagonismo tenga. Sin embargo, detrás de todo piloto existe un gran número de personas, ya sean mecánicos, directores de equipo o ingenieros, que si bien tienen un papel muy importante, y en algunos casos superior al del piloto, no cuentan con tanto protagonismo.

Este Trabajo Fin de Grado se centra en esta parte más desconocida, más en concreto en el aspecto ingenieril, de un equipo participante en una competición de rallyes. En algunas categorías como puede ser la “Formula 1”, los fabricantes realizan el vehículo desde cero. Sin embargo, en otro tipo de categorías como los rallyes, los fabricantes parten de un vehículo comercial al que realizan una adaptación para poder participar en este tipo de pruebas.

En este proyecto se va a llevar a cabo la realización de un modelo de un motor procedente del fabricante Peugeot con unas prestaciones de 120 cv (88.36 kW) de potencia y 160 N·m de par. Una vez se valide este modelo se realizarán modificaciones y ajustes para poder obtener las prestaciones del vehículo de competición, siendo estas 185 cv (136.05 kW) de potencia y 186.02 N·m de par.

Por tanto, el objetivo principal de este proyecto es el aprendizaje del modelado de motores junto con su posterior calibración y ajuste para después poder aplicarlo a las competiciones de rallye.

Para ello será necesario cumplir una serie de objetivos secundarios mostrados a continuación:

- Estudiar las características técnicas de las categorías existentes en las competiciones de rallyes.
- Una vez seleccionada una categoría, escoger un vehículo existente que participe en ella.
- Para poder realizar un modelo es necesario el uso de un software de simulación. En este caso el software utilizado será AVL Boost por lo que el objetivo es conocer y aprender su uso.
- Realizar un modelo simplificado del motor que posee el vehículo comercial seleccionado optimizando diversos parámetros y posteriormente validarlo mediante las curvas de potencia y par reales del motor.



Universidad de Valladolid

- Una vez se valida el modelo, el objetivo es plantear modificaciones que permitan adaptarlo al motor creado por el fabricante para poder participar en las competiciones de rallye.
- Modelar un segundo motor que cumpla con los valores máximos de potencia y par proporcionados por el fabricante del vehículo de competición, y que estos valores se den en los mismos rangos de régimen de giro que los valores teóricos. Se realizará de forma que las curvas de potencia y par cuenten con una tendencia adecuada para aplicaciones de competición.



2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO (MCIA)

En un ámbito muy general se puede definir un motor como un dispositivo capaz de transformar cualquier tipo de energía en energía mecánica.

Más concretamente se encuentra el motor térmico, que consigue obtener energía mecánica a partir de la energía térmica presente en un fluido compresible.

A la hora de caracterizar los distintos tipos de motores térmicos existentes, se puede hablar de diferentes clasificaciones, enumerándose las principales a continuación.

La información de este capítulo se extrae de [1, 2, 3].

2.1 Clasificaciones de los motores térmicos

La primera clasificación general de un motor térmico depende del lugar en el que se ocurra el proceso de combustión.

- Si la combustión se produce de forma externa al fluido de trabajo se hablará de **motores de combustión externa**, por ejemplo el motor Stirling.
- Si el proceso de combustión tiene lugar en el propio fluido se llamará **motor de combustión interna**, utilizando normalmente una mezcla de aire con un combustible. Este tipo está muy presente en el sector de la automoción.

En el presente trabajo se abarcará un estudio sobre un motor de combustión interna por lo que el desarrollo teórico se centrará en este tipo.

Dentro de los motores de combustión interna se puede distinguir entre:

- **Motores de combustión interna de flujo:** en ellos la combustión se realiza de forma continua por lo que el fluido de trabajo debe pasar por el motor de forma ininterrumpida.
- **Motores de combustión interna alternativos:** en ellos la combustión se realiza intermitentemente y el fluido realiza trabajo sobre una superficie móvil o aumentando la energía cinética de una corriente (pulsorreactor).

Universidad de Valladolid

Una vez realizada esta primera clasificación general, se puede decir que los motores de combustión interna alternativos pueden clasificarse en subcategorías atendiendo a diferentes factores.

A continuación se mostrarán las principales clasificaciones:

En función del proceso de combustión.

- **Motores de encendido provocado (MEP):** la principal característica de este tipo es que la combustión se produce por un aporte de energía externo, usualmente una chispa entre dos electrodos de una bujía. La mezcla formada por aire y combustible puede realizarse fuera del cilindro, o bien, puede introducirse únicamente aire e inyectar el combustible posteriormente durante la carrera de compresión. Este tipo de motor también recibe el nombre de “**motor Otto**”.
- **Motores de encendido por compresión (MEC):** la principal diferencia respecto al caso anterior radica en que no es necesario un aporte de energía externo para que la combustión se produzca, sino que se da debido a las altas presiones y temperaturas que alcanza la mezcla en el interior del cilindro. Debido a estas condiciones la mezcla se autoinflama, produciéndose la combustión. Durante el proceso de admisión solo se introduce aire en el cilindro, mientras que el combustible se introduce al final de la carrera de compresión, cuando ya se han alcanzado las condiciones óptimas para que se dé la autoinflamación. Este tipo también es conocido como “**motor Diésel**”.

En función del modo de realizar el ciclo de trabajo.

- **Motores de 4 tiempos:** el ciclo de trabajo se realiza cada dos revoluciones del cigüeñal, es decir, 4 carreras del pistón. Los procesos realizados son:
 1. Admisión (1ª carrera)
 2. Compresión (2ª carrera)
 3. Expansión (3ª carrera)
 4. Escape (4ª carrera)

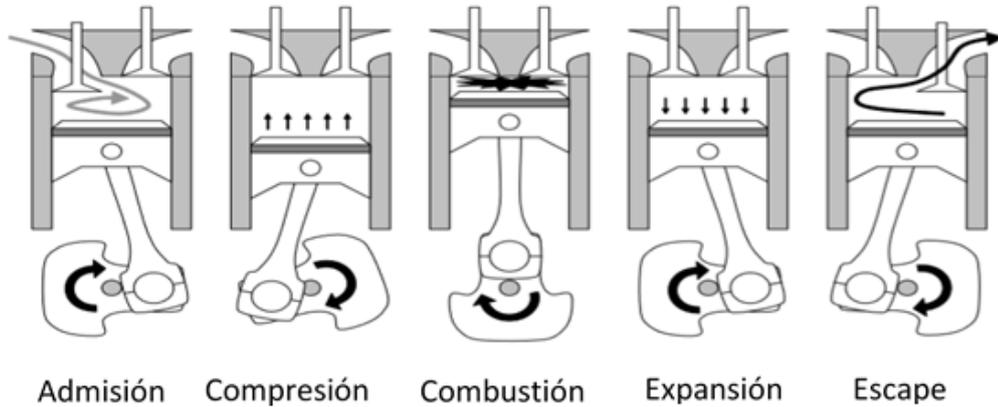


Figura 1. Diagrama de un motor de cuatro tiempos [3]

- **Motores de 2 tiempos:** el ciclo de trabajo se produce cada revolución del cigüeñal (2 carreras). Los procesos realizados son los mismos que en el caso anterior pero con una duración angular menor. La principal diferencia se encuentra en el proceso de renovación de la carga, ya que la admisión y el escape ocurren simultáneamente en un proceso llamado barrido. Los gases frescos que entran por la admisión dirigen a los gases quemados hacia el escape.

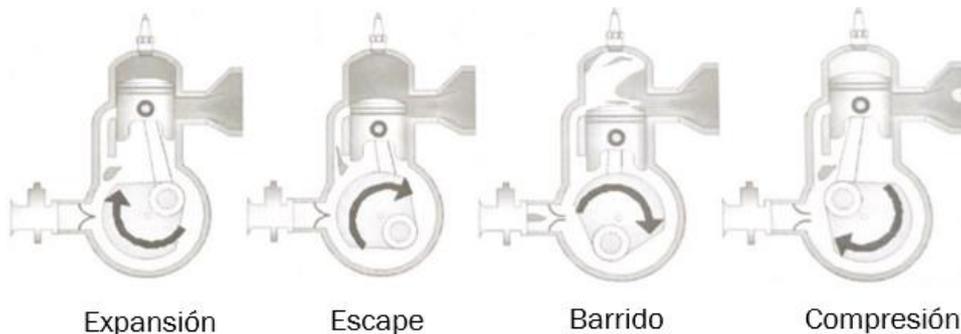


Figura 2 Diagrama de un motor de dos tiempos [1]

Según la presión de admisión.

- **Motor de aspiración natural:** La presión en los conductos de admisión es menor que la atmosférica debido a la caída de presión que se produce en dichos conductos.
- **Motor sobrealimentado:** La presión a la entrada en el cilindro es superior a la atmosférica. Este aumento de presión implica una mayor masa de aire entrante en el cilindro, por lo que se puede quemar más combustible obteniendo mayor potencia.

Según el tipo de refrigeración.

- **Motores refrigerados por aire:** mediante el uso de aletas el calor se transmite al aire. Este puede circular por las aletas libremente, o se pueden colocar ventiladores que fuercen al aire a pasar por ellas.
- **Motores refrigerados por líquido:** el motor cede el calor a un fluido que circula por conductos internos. Es necesario el uso de una bomba y de un intercambiador de calor.

2.2 Principales parámetros en un MCIA

Dentro del fundamento teórico de un MCIA se pueden distinguir tres tipos de parámetros básicos:

- **Parámetros geométricos:** dan una idea de las características geométricas del motor y de sus elementos. Este tipo de parámetros se fijan en la fase de diseño del motor.
- **Parámetros de funcionamiento:** caracterizan el punto de funcionamiento del motor a partir de variables medidas experimentalmente. Sobre estas variables el sistema de control puede actuar para definir el punto de funcionamiento deseado.
- **Parámetros indicados y efectivos:** definen las prestaciones y emisiones que produce un motor en un determinado punto de funcionamiento. La diferencia entre ambos es que en los indicados no se tienen en cuenta las pérdidas mecánicas mientras que en los efectivos sí.

2.2.1 Parámetros geométricos

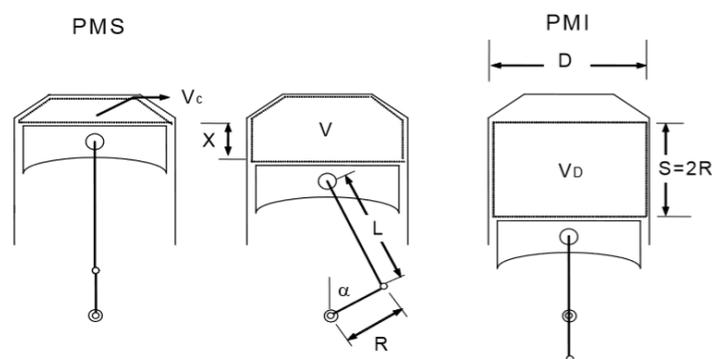


Figura 3. Parámetros geométricos [3]

- **Diámetro del cilindro (D):** Junto con la carrera se encarga de caracterizar el tamaño del motor. El diámetro del cilindro es superior al del pistón para permitir el movimiento relativo entre ellos, pero a efectos de cálculo esta diferencia se despreciará.
- **Carrera del pistón (S):** Se corresponde con la distancia que recorre el pistón desde el punto muerto superior (PMS) hasta el punto muerto inferior (PMI), o viceversa. La carrera se puede calcular a través de la longitud de la manivela de la siguiente forma:

$$S = 2 \cdot R \quad (1)$$

donde R es la longitud de la manivela.

- **Relación carrera – diámetro (S/D):** Da una idea de la forma del cilindro y sirve para clasificar a los motores en tres tipos:
 - Supercuadrados \longrightarrow S/D < 1
 - Cuadrados \longrightarrow S/D = 1
 - Alargados \longrightarrow S/D > 1

- **Número de cilindros en el motor (Z)**
- **Longitud manivela (R):** Se corresponde con la distancia entre el eje principal del cigüeñal y el eje de apoyo de la biela. Su función consiste en convertir el movimiento de rotación y translación de la biela en un movimiento de rotación en el eje del cigüeñal.
- **Longitud biela (L):** Consiste en la distancia entre el bulón del pistón y la articulación con la manivela.
- **Relación longitud manivela – longitud biela (λ)**

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{S/2}{L} < \frac{1}{2} \quad (2)$$

El valor de λ se sitúa habitualmente en el intervalo $1/2.5 > \lambda > 1/5$.

- **Sección pistón (A_p):** Se obtiene a partir del diámetro del cilindro (D)

$$A_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (3)$$

- **Cilindrada unitaria y total (V_D o V_T):** La diferencia entre estos dos parámetros es que V_D se refiere a un solo cilindro mientras que V_T está referido al total de los cilindros. En el caso de que el motor sea monocilíndrico ambos parámetros coincidirán.

(4)

$$V_D = A_P \cdot S$$

$$V_T = Z \cdot V_D = Z \cdot A_P \cdot S \quad (5)$$

- **Volumen cámara de combustión (V_{CC}):** Consiste en el volumen existente en el cilindro cuando el pistón alcanza el PMS. Se trata del valor mínimo de volumen que se obtiene en el ciclo.
- **Relación de compresión (r_c):** Se define como el cociente entre el volumen máximo y mínimo que existen en el ciclo del motor, por lo que se denomina relación de compresión volumétrica:

$$r_c = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_D + V_C}{V_C} \quad (6)$$

Dependiendo del tipo de motor (MEP o MEC) r_c deberá tomar un valor adecuado para que el proceso de combustión ocurra de manera correcta. En MEP el valor de r_c es menor que en MEC para no tener problemas de autoencendido, mientras que en MEC debe alcanzar un cierto valor que garantice un arranque correcto en frío.

- **Número de válvulas y diámetro (N_v o D_v):** Para conseguir una mejor renovación de la carga se trata de aumentar ambos parámetros teniendo en cuenta el diámetro del cilindro, ya que esta es la principal limitación en este caso.
- **Levantamiento de válvulas (L_v):** Mediante una leva las válvulas (admisión y escape) se desplazan de su asiento y permanecen abiertas un cierto intervalo angular dependiendo del perfil de la leva. El levantamiento máximo no suele superar el 25% del diámetro de la válvula.
- **Ciclos por revolución (i):** En función del número de ciclos que se realicen por cada revolución del cigüeñal se pueden distinguir dos tipos de motores:
 - Motores de 2 tiempos: necesita una revolución del cigüeñal para realizar un ciclo por lo que $i = 1$.
 - Motores de 4 tiempos: necesita dos revoluciones del cigüeñal para completar un ciclo por lo que $i = 1/2$.
- **Longitud y diámetro de los colectores:** Estos dos parámetros juegan un papel importante en el proceso de llenado del cilindro y en su posterior vaciado.

Con colectores de admisión más cortos y de mayor diámetro se alcanzan potencias mayores en un MCIA, mientras que con colectores más largos y estrechos se alcanzan valores de par mayores.

2.2.2 Parámetros de funcionamiento

- **Régimen y velocidad lineal media del pistón (n y c_m):** El régimen de giro de un MCIA se corresponde con el número de revoluciones por unidad de tiempo que realiza el eje del cigüeñal. Constituye uno de los grados de libertad de un motor para poder aumentar la potencia. Habitualmente se mide en revoluciones por minuto (rpm), pese a que no sea una unidad del Sistema Internacional.

A partir del régimen de giro (n) y de la carrera del pistón (S) se puede definir la velocidad lineal media del pistón (c_m):

$$c_m = 2 \cdot S \cdot n \quad (7)$$

Mediante este parámetro se pueden comparar motores de tamaño diferente ya que tiene en cuenta un parámetro geométrico como es la carrera del pistón. Se trata de un parámetro limitante en el momento del diseño de un motor.

Valores pequeños de c_m se asocian con la durabilidad y la fiabilidad, mientras que valores altos están relacionados con la mayor obtención de potencia.

- **Grado de carga (α):** Cuantifica el valor de la potencia o par que está produciendo el motor, con la máxima que es capaz de producir.

$$\alpha = \frac{N_e}{N_{e, \max}} = \frac{T_e}{T_{e, \max}} \quad (8)$$

- **Gasto de aire y rendimiento volumétrico (\dot{m}_a y η_v):** El gasto de aire se corresponde con el caudal másico de aire que se puede introducir en el cilindro, mientras que el rendimiento volumétrico da una idea de la eficiencia del proceso de renovación de la carga. Consiste en el cociente entre el gasto másico introducido y un gasto másico en unas determinadas condiciones de referencia.

$$\eta_v = \frac{m_{real}}{m_{ref}} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{ref} \cdot V_T \cdot n \cdot i} \cdot \frac{1}{C} \quad (9)$$

El coeficiente C se define como el cociente entre el volumen que ocupa el aire y el que ocupa la mezcla en las condiciones de referencia. Para combustibles con un peso molecular elevado, como pueden ser la gasolina o el gasóleo, el valor es aproximadamente 1, mientras que para

combustibles gaseosos el valor es inferior a 1, disminuyendo cuanto menor es el peso molecular del combustible y mayor el dosado con el que el motor trabaja

- **Gasto de combustible y poder calorífico (\dot{m}_f y H_c):** A través de estos dos parámetros se puede determinar la cantidad de energía liberada durante el proceso de combustión.

Si la combustión es completa y se realiza de manera perfecta:

$$\dot{Q}_{lib} = \dot{m}_f \cdot H_c \quad (10)$$

siendo \dot{Q}_{lib} la cantidad de calor liberado en el proceso de combustión.

- **Dosado (F):** Se trata del parámetro que caracteriza la mezcla de aire y combustible.

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (11)$$

Cuando en el proceso de combustión todo el oxígeno presente en el aire y todo el combustible reaccionan sin que quede ningún reactivo se obtiene el dosado estequiométrico (F_e). Se trata de una propiedad del combustible.

El dosado relativo representa la riqueza de la mezcla. Se define como el cociente del dosado y del dosado estequiométrico, y en función del valor que tome se tiene una mezcla de diferentes características.

$$F_R = \frac{F}{F_e} \quad \left\{ \begin{array}{l} F_R < 1: \text{dosado pobre} \\ F_R = 1: \text{dosado estequiométrico} \\ F_R > 1: \text{dosado rico} \end{array} \right. \quad (12)$$

- **Recirculación de gases de escape (EGR):** Se trata de una técnica muy popularizada cuyo objetivo es la reducción de las emisiones de NOx introduciendo en la admisión gases procedentes del escape, con el objetivo de reducir la temperatura máxima de la combustión. Se puede definir como el cociente de los gases recirculados a la admisión y el total de los gases introducidos en el motor:

$$EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{TOTAL}} \quad (13)$$

- **Presión de admisión (P_{adm}):** Se trata de un parámetro clave en el llenado del cilindro. Se puede modificar con el grado de carga en MEP o con un

sistema de sobrealimentación aumentando su valor con respecto a la P_{atm} .

2.2.3 Parámetros indicados y efectivos

Como se indicó anteriormente, los parámetros indicados no tienen en cuenta las pérdidas mecánicas que suceden en el interior del motor. Esto implica que están referidos a lo que sucede en el interior del cilindro, mientras que los efectivos están referidos al eje del cigüeñal.

- **Parámetros indicados:** estos parámetros reciben su nombre del diagrama indicador, que representa la evolución de la presión en el cilindro durante un ciclo de trabajo de un motor.

En dicho diagrama se pueden diferenciar dos lazos, uno de alta presión y uno de baja presión (lazo de bombeo), que se corresponde con el proceso de renovación de la carga.

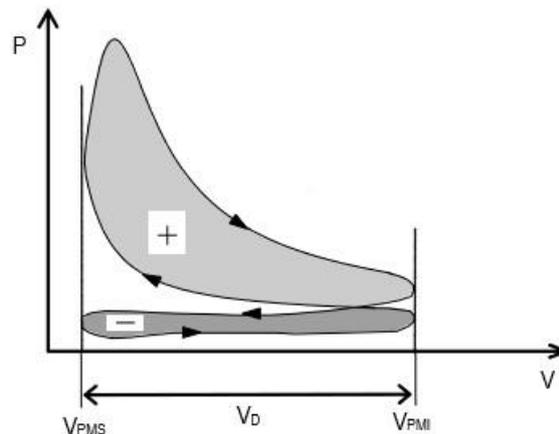


Figura 4. Diagrama indicador [3]

Se pueden distinguir los siguientes parámetros indicados:

- **Trabajo indicado (W_i):** se trata del trabajo generado por los gases sobre el pistón. Es la integral del lazo de alta presión entre el $PMI_{admisión}$ y el PMI_{escape} .

$$W_i = \int_{PMI_{admisión}}^{PMI_{escape}} p dV > 0 \quad (14)$$

- **Presión media indicada (p_{mi}):** Se trata de un valor de presión constante que produciría durante una carrera un trabajo igual al indicado.

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_D} \quad (15)$$

- **Potencia indicada (N_i):** Se corresponde con el trabajo indicado por unidad de tiempo

$$N_i = i \cdot n \cdot W_i \quad (16)$$

- **Rendimiento indicado (η_i):** Es el rendimiento desde el punto de vista termodinámico. Expresa la “calidad” de la transformación de la energía del combustible en energía mecánica que actúa sobre el pistón.

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f \cdot H_C} \quad (17)$$

- **Par indicado (T_i):**

$$T_i = \frac{1}{2\pi} \cdot i \cdot pmi \cdot V_T \quad (18)$$

- **Parámetros efectivos:** Están referidos al eje del cigüeñal y por lo tanto tienen en cuenta las pérdidas mecánicas.

Se pueden distinguir los siguientes parámetros indicados:

- **Trabajo efectivo (W_e):** Corresponde a la diferencia entre el trabajo indicado y el de las pérdidas mecánicas.

$$W_e = W_i - W_{pm} \quad (19)$$

- **Potencia efectiva (N_e):** Se trata de la potencia en el eje del cigüeñal. Su valor es menor que la potencia indicada ya que está afectada por las pérdidas mecánicas.

$$N_e = i \cdot n \cdot W_e \quad (20)$$

- **Par efectivo (T_e):**

$$T_e = \frac{N_e}{2\pi \cdot n} \quad (21)$$

- **Presión media efectiva (pme):** Al igual que la pmi, se define como un valor de presión constante que produciría durante una carrera un trabajo igual al efectivo.

$$pme = \frac{N_e}{i \cdot n \cdot V_T} = \frac{2\pi \cdot T_e}{V_T \cdot i} \quad (22)$$

- **Rendimiento efectivo (η_e):** Expresa la “calidad” de la transformación de energía liberada por el combustible en energía mecánica sobre el eje del cigüeñal.

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f \cdot H_c} \quad (23)$$

- **Parámetros de pérdidas mecánicas:** Se corresponden con la diferencia entre la energía obtenida en el pistón y la que realmente llega al cigüeñal.

Estas pérdidas tienen tres orígenes:

1. Pérdidas por fricción: debidas al rozamiento entre elementos móviles.
2. Pérdidas por accionamiento de elementos auxiliares: asociadas al arrastre de elementos por el motor, por ejemplo el alternador.
3. Pérdidas por bombeo: debidas al proceso de renovación de la carga en motores de 4 tiempos.

Al igual que para los parámetros indicados y efectivos se pueden definir:

- **Potencia de pérdidas mecánicas (N_{pm}):** se corresponde a la diferencia entre la potencia indicada y la efectiva.

$$N_{pm} = N_i - N_e \quad (24)$$

- **Presión media de pérdidas mecánicas (p_{mpm}):** se corresponde a la diferencia entre la presión media indicada y la efectiva.

$$p_{mpm} = p_{me} - p_{mi} \quad (25)$$

- **Par de pérdidas mecánicas (T_{pm}):** se corresponde a la diferencia entre el par indicado y el efectivo.

$$T_{pm} = T_i - T_e \quad (26)$$

- **Trabajo de pérdidas mecánicas (W_{pm}):** se corresponde a la diferencia entre el trabajo indicado y el efectivo.

$$W_{pm} = W_i - W_e \quad (27)$$

- **Rendimiento mecánico (η_m):** relaciona la energía que llega al cigüeñal con la extraída por el pistón.

$$\eta_m = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{M_e}{M_i} = \frac{W_e}{W_i} \quad (28)$$

2.3 Curvas características de un motor

Las curvas características de un motor muestran parámetros de salida del mismo en función de alguna de sus variables de operación, por ejemplo el régimen de giro o el grado de carga.

Dentro de las curvas características existen las curvas de plena carga en las que se realiza un barrido de regímenes de giro a grado de carga máximo mostrando la respuesta de un parámetro del motor. Las principales curvas de plena carga son las de potencia, par y consumo específico en función del régimen de giro.

Para obtener estas curvas se realizan ensayos en un banco motor abriendo la mariposa de admisión lo máximo posible en el caso de MEP o realizando la máxima inyección de combustible en el caso de MEC.

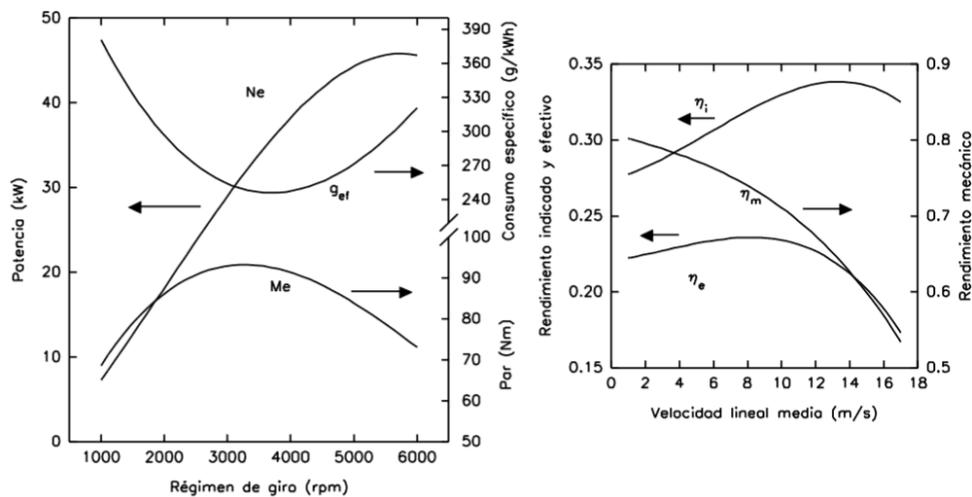


Figura 5. Curvas características de un motor a plena carga y curvas de rendimiento del motor [3]

En la Figura 5 se puede apreciar la tendencia que siguen estas curvas y la tendencia que siguen las curvas de rendimiento.

La potencia aumenta con el régimen de giro hasta un valor máximo en el que la disminución de la pme no se compensa con el aumento del régimen de giro y provoca la disminución de la potencia. La tendencia del par se ve influenciada principalmente por la disminución del rendimiento volumétrico al aumentar el régimen de giro, por lo que llegará a un valor máximo y a partir de él comienza a disminuir. El consumo específico indicado o efectivo presenta una tendencia inversa al rendimiento correspondiente (indicado o efectivo respectivamente).

Los rendimientos indicado, efectivo y mecánico presentan una clara tendencia a medida que se varía el régimen de giro. El rendimiento indicado aumenta con la c_m hasta llegar a un régimen moderado debido al aumento de la turbulencia y la disminución de las pérdidas de calor. El rendimiento mecánico disminuye al aumentar la c_m debido a que las pérdidas mecánicas aumentan con el

Universidad de Valladolid

cuadrado del régimen de giro. Debido a que el rendimiento efectivo depende de los dos anteriores, primero aumenta hasta llegar a un punto que la disminución del rendimiento mecánico provoca una disminución también del rendimiento efectivo.

Dependiendo de la aplicación que se quiera dar al motor se pueden presentar diferentes tendencias:

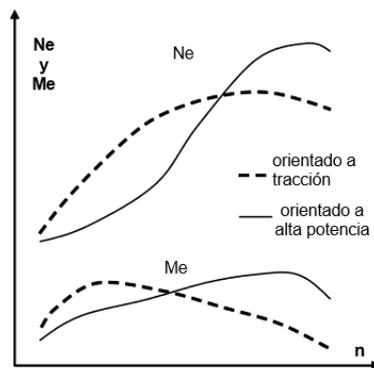


Figura 6. Tendencias de las curvas de potencia y par en función del régimen de giro dependiendo de la aplicación del motor [3]

Para aplicaciones de competición lo que se busca principalmente es la mayor potencia posible.

Otro tipo de curvas son las curvas a grados de carga parciales en las que se fija un régimen de giro y se va variando el grado de carga del motor.

2.4 Parámetros de distribución

En un modelo teórico las válvulas del motor se abrían en los puntos muertos. Sin embargo esto no ocurre como se puede ver en la Figura 7 donde se presentan las diferencias entre un ciclo de distribución teórico y uno real.

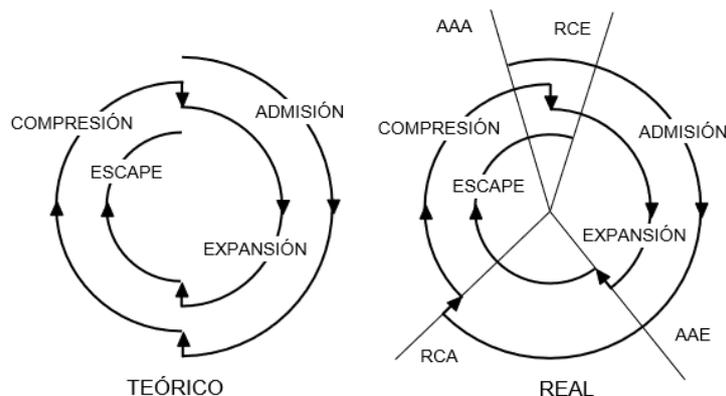


Figura 7. Diferencias entre un diagrama de distribución teórico (izquierda) y uno real (derecha) [3]

Universidad de Valladolid

Actualmente gran parte de los motores cuentan con distribución variable. Se trata de un sistema que permite optimizar el diagrama de distribución en cualquier condición de funcionamiento. Mediante este sistema es posible modificar los instantes de apertura y cierre tanto de las válvulas de admisión como de las válvulas de escape.

En sus inicios consistía en la no apertura de alguna válvula en motores multiválvulas en situaciones de bajo régimen de giro y/o bajo grado de carga. El sistema continuó mejorando hasta ser capaz de modificar el instante de apertura o cierre de una válvula en función del régimen de giro del motor.

Sin embargo, en la actualidad estos sistemas son capaces de poder optimizar los cuatro instantes de apertura y cierre de las válvulas que componen un motor (AAA, RCA, AAE, RCE).

El hecho de que las válvulas no abran y cierren en los puntos muertos, y que no lo hagan de forma instantánea, se aprovecha avanzando la apertura y retrasando el cierre tanto de las válvulas de admisión como de las de escape. Se habla así de cuatro parámetros:

- Avance a la apertura de la válvula de escape (AAE): el adelanto de apertura implica una disminución de la presión en el interior del cilindro durante el final de la carrera de expansión. De esta forma, en la carrera de escape la presión en el interior es menor por lo que el trabajo de bombeo disminuye.
- Avance a la apertura de la válvula de admisión (AAA) y retraso al cierre de la válvula de escape (RCE): estos dos parámetros se van a analizar conjuntamente ya que ambos componen el llamado “cruce de válvulas”. Este fenómeno se produce cuando las válvulas de admisión y las de escape están abiertas simultáneamente. La idea de realizar este cruce es optimizar el vaciado del cilindro. En el final de la carrera de escape existe un fenómeno de succión de gases desde el colector de escape debido a la inercia que presentan. Este efecto se aprovecha para abrir la válvula de admisión y que los gases frescos ayuden a expulsar a los quemados.

En el caso de motores de encendido provocado es necesario controlar que la mezcla fresca no salga por el escape ya que sería una pérdida de combustible no aprovechado. Por lo tanto la principal ventaja de estos dos parámetros es reducir la masa de gases residuales en el interior del cilindro durante el proceso de renovación de la carga.

- Retraso al cierre de la válvula de admisión (RCA): el objetivo de este parámetro es aumentar la masa de gases entrante al cilindro. En el momento que el cilindro disminuye su velocidad al acercarse al PMI durante la carrera de admisión, los gases pueden continuar entrando al cilindro si tienen la inercia suficiente. Debido a este efecto se retrasa el

cierre de la válvula siempre que no se produzcan reflujos hacia la admisión.

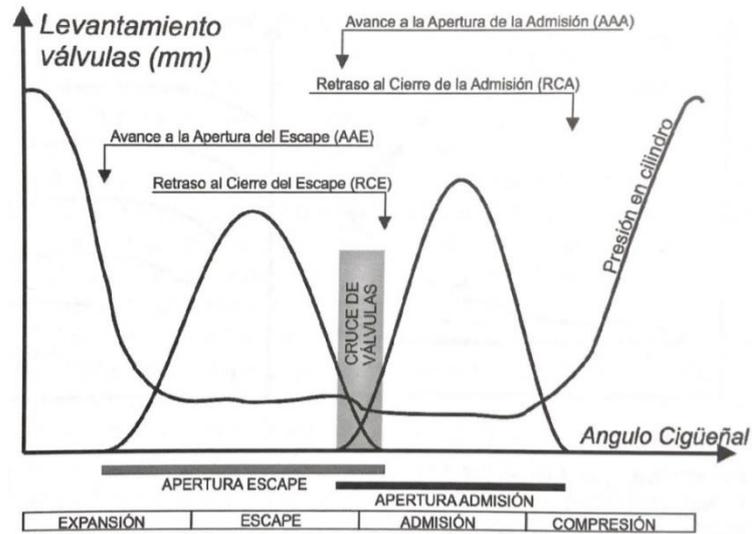


Figura 8. Diagrama de levantamiento de las válvulas en función del ángulo girado por el cigüeñal [1]



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**



3. RALLYES

Un rally es una competición automovilística en la que un piloto junto con su copiloto se enfrentan a un tramo de carretera con el objetivo de realizarlo en el menor tiempo posible.

Las principales diferencias respecto a otro tipo de competiciones automovilísticas son:

- Son pruebas realizadas en carreteras públicas previamente cerradas al tráfico.
- Los vehículos que compiten provienen de vehículos comerciales con su posterior adaptación siguiendo las normativas establecidas por la Federación Internacional de Automovilismo (FIA), pero deben poder transitar por las vías públicas por lo que son matriculados y mantienen elementos obligatorios para un vehículo normal como pueden ser luces o intermitentes.
- Como se ha mencionado previamente, las pruebas son realizadas por un piloto junto con un copiloto.
- Los participantes toman la salida cada cierto intervalo de tiempo en vez de salir todos en el mismo instante como por ejemplo en la Fórmula 1.

Dentro de esta competición se encuentran numerosas categorías con distintas características entre sí.

3.1 Principales categorías y grupos actuales en rallyes.

Todas las normas técnicas se han obtenido de los artículos correspondientes a cada categoría según el Anexo J del Código Deportivo Internacional marcado por la Federación Internacional de Automovilismo (FIA). [11]

3.1.1 World Rally Car (WRC)

Se trata de la máxima categoría en este tipo de competición automovilística. Los vehículos adaptados a esta categoría cuentan con las mayores prestaciones y mejoras con respecto a categorías inferiores.

Las principales características para que un determinado coche obtenga la homologación como WRC son definidas en el artículo 255A:

- El peso mínimo será de 1190 kg en vacío y con una rueda de repuesto, mientras que cuando cuente con el piloto y copiloto, el peso mínimo será de 1350 kg.
- Los fabricantes deben producir un mínimo de 2500 unidades idénticas del vehículo de partida en doce meses consecutivos para poder proceder a la homologación.

Universidad de Valladolid

- El motor contará con una cilindrada total de 1600 cm³ y el número de cilindros debe ser cuatro.
- El motor es sobrealimentado de inyección directa, y cuenta con una brida de 36 mm de diámetro colocada antes del turbocompresor, de forma que se restringe el flujo de aire que llega a los cilindros. La colocación de esta restricción implica que todo el aire que llegue al motor debe pasar por ella.
- La presión máxima absoluta proporcionada por el turbo es de 2.5 bares.
- La potencia que desarrollan estos vehículos oscila en un intervalo de 300 cv a 350 cv (220.65 kW a 257.42 kW).
- Son coches que cuentan con tracción a las cuatro ruedas, cambio secuencial, frenos y suspensiones de altas prestaciones, un reparto de pesos ideal, y mejoras aerodinámicas sin apenas restricciones por parte del reglamento, lo que conlleva a un gran incremento del rendimiento del vehículo en la competición.

Los modelos homologados actualmente son los siguientes:

- Ford Fiesta WRC
- Citroën C3 WRC
- Hyundai i20 Coupé WRC
- Toyota Yaris WRC (Figura 9)



Figura 9. Toyota Yaris WRC de Ott Tänak en el Rallye Montecarlo 2019 [12]

Universidad de Valladolid

3.1.2 Regional Rally Car (RCC o S2000 1.6T)

En esta categoría se incluyen los coches inmediatamente inferiores en cuanto a prestaciones a la categoría anteriormente mencionada.

Son vehículos con unas características muy similares a los WRC y se podría modificar un vehículo RRC para convertirlo en WRC en un tiempo reducido.

Las principales características son las especificadas en el artículo 255A [11]:

- El peso mínimo será de 1200 kg en vacío y con una rueda de repuesto, mientras que cuando cuente con el piloto y copiloto, el peso mínimo será de 1360 kg.
- Es necesaria la fabricación de 2500 unidades idénticas en doce meses consecutivos para proceder a la homologación.
- El motor contará con una cilindrada total es 1600 cm³ y cuatro cilindros.
- El motor es sobrealimentado y cuenta con una brida de 33 mm de diámetro colocada antes del turbocompresor con el objetivo de limitar el flujo de aire, siendo esta la principal diferencia respecto al caso anterior que contaba con una brida de 36 mm.
- La potencia con la que cuentan estos vehículos es ligeramente menor que en el caso anterior, obteniendo entorno a los 275 cv – 300 cv (202.26 kW – 220.65 kW).
- Cuentan con tracción a las 4 ruedas y se diferencian de los WRC en una aerodinámica ligeramente más simple, elementos como frenos o suspensiones con menos prestaciones, y evidentemente, menos potencia.

Algunos ejemplos de vehículos homologados en esta categoría son los siguientes:

- Ford Fiesta RCC
- Mini John Cooper Works SPC
- Citroën DS3 RRC (Figura 10)



Figura 10. Citroën DS3 RRC [13]

Universidad de Valladolid

3.1.3 Grupo R5

Debido al alto coste que supone producir y mantener un vehículo homologado en la categoría RRC, surgen los vehículos R5 que se encuentran ligeramente por debajo de los RRC.

Las características técnicas son las especificadas en el artículo 261 [11]:

- El peso mínimo será de 1230 kg en vacío y con una rueda de repuesto, mientras que cuando cuente con el piloto y copiloto, el peso mínimo será de 1390 kg.
- Mínimo 2500 unidades producidas del vehículo de partida en doce meses consecutivos para conseguir la homologación.
- El número de cilindros debe ser cuatro y la cilindrada total es 1600 cm³.
- El motor cuenta con sistema de sobrealimentación llevando integrado una brida de 32 mm de diámetro colocada antes del turbocompresor, con el objetivo de limitar el flujo de aire que llega al motor (todo el aire necesario para el motor debe pasar por esta restricción).
- La presión máxima absoluta proporcionada por el turbo será de 2.5 bares.
- La inyección de combustible se realizará de forma directa.
- La potencia con la que cuentan estos vehículos ronda los 280 cv (205.94 kW).
- Cuentan con tracción a las 4 ruedas, cambio secuencial y un kit aerodinámico más simple, muy similar para todos los modelos, y como en el caso anterior, más simplificado. Las prestaciones de frenos o suspensiones son menores por lo que el rendimiento del vehículo también es menor.
- A diferencia de los dos tipos anteriores, en este caso el coche deriva mucho más del vehículo de serie producido por las diferentes marcas, tanto en estética como en el grupo motor.

Los principales modelos de esta categoría son:

- Ford Fiesta R5
- Hyundai i20 Coupé R5
- Citroën C3 R5 (Figura 11)
- Peugeot 208 T16 R5

Universidad de Valladolid

- Citroën DS3 R5
- Škoda Fabia R5
- Volkswagen Polo R5



Figura 11. Citroën C3 R5 de Emma Falcón en el Rallye Sierra Morena 2019 [14]

3.1.4 Grupo R3

En este caso los vehículos cuentan con menos potencia y dentro de la categoría hay varias subcategorías.

Todos ellos cuentan con dos ruedas motrices, por lo que la tracción puede ser delantera o trasera.

Se deberán haber producido, al menos, 2.500 unidades del vehículo completamente idénticas en doce meses consecutivos.

Las diferentes subcategorías son:

- R3C: Gasolina atmosféricos
- R3T: Gasolina turboalimentados
- R3D: Diésel turboalimentados

Las especificaciones son diferentes en función de la subcategoría elegida según los artículos 260 y 260D [11] como se puede ver en la Tabla 1:

Tabla 1. Principales especificaciones en función de cada subcategoría

	<i>Diámetro máximo de la brida del turbo</i>	<i>Peso en vacío</i>	<i>Cilindrada</i>	<i>Número máximo de cilindros</i>
R3C	-	1080 kg	$V_T < 2000 \text{ cm}^3$	6
R3T	29 mm	1080 kg	$V_T < 1600 \text{ cm}^3$	4
R3D	32 mm	1150 kg	$V_T < 2000 \text{ cm}^3$	6

La potencia máxima depende de cada modelo. Por ejemplo el Renault Clio R3T cuenta con 200 cv (147.10 kW), mientras que el Renault Clio R3C desarrolla 230 cv (169.16 kW).

Los principales modelos son:

- Citroën DS3 R3T
- Renault Clio R3C
- Peugeot 207 R3T
- Fiat Punto R3D
- Renault Clio R3T (Figura 12)



Figura 12. Renault Clio R3T de Fran Cima [15]

3.1.5 Grupo R2

En un capítulo posterior se realizará un análisis más exhaustivo ya que se trata de la categoría estudiada en este trabajo.

Sin embargo, las principales características de esta categoría son las marcadas en el artículo 260 [11]:

- Se tratan de vehículos con dos ruedas motrices y tracción delantera.
- Es necesaria la producción de 2500 unidades idénticas en doce meses consecutivos para obtener la homologación.
- Debido a su tamaño y peso, menor que en casos anteriores, son muy ágiles tanto en zonas rápidas como en lentas.
- La gran mayoría son vehículos atmosféricos

Los principales modelos de esta categoría son:

- Peugeot 208 R2 (Se analizará en profundidad en el capítulo 4.1)
- Ford Fiesta R2

Universidad de Valladolid

- Renault Twingo R2
- Opel Adam R2 (Figura 13)



Figura 13. Opel Adam R2 de Óscar Gil en el Rallye Sierra Morena 2019 [14]

3.1.6 Grupo R1

Por último se encuentran los coches más pequeños y simples de todas las categorías mencionadas anteriormente. Esta categoría se basa en la normativa del artículo 260.

La cilindrada máxima y el peso dependerán de la subcategoría correspondiente.

Tabla 2. Características de cilindrada y peso

	Cilindrada		Peso mínimo
	Atmosférico	Sobrealimentado	
R1A	Hasta 1400 cm ³	Hasta 927 cm ³	980 kg
R1B	Más de 1400 cm ³ hasta 1600 cm ³	Más de 927 cm ³ hasta 1067 cm ³	1030 kg

Cabe destacar que la mayoría de los vehículos de esta categoría son atmosféricos y desarrollan una potencia en torno a los 125 cv – 135 cv (91.94 kW – 99.26 kW).

No cuentan con cambio secuencial y solo presentan modificaciones en suspensiones, freno de mano y detalles del interior, como la jaula de seguridad.

Se trata de la categoría más económica, que menos modificaciones presenta, y menos potente de todas.

Los principales modelos pertenecientes a esta categoría son:

- Citroën DS3 R1
- Renault Twingo R1 (Figura 14)

- Ford Fiesta R1



Figura 14. Renault Twingo R1 [16]

3.2 Reglamento del grupo R2

Como se ha comentado previamente, se trata de una categoría de vehículos compactos de tracción delantera, en la mayoría de los casos atmosféricos pese a que se podría sobrealimentar siguiendo la normativa descrita a continuación basada en el artículo 260. [11]

Cuentan con cambio secuencial y debido a su tamaño, peso, potencia y demás prestaciones, ofrecen un gran espectáculo en tramos tanto rápidos como más lentos.

Se trata de una categoría en la que suelen participar jóvenes promesas antes de dar el salto a categorías superiores con coches más potentes.

En este apartado solo se comentarán las principales características del vehículo y las modificaciones más importantes que afectan al apartado del motor puesto que es el aspecto estudiado en el presente trabajo. Todas las normas han sido extraídas del artículo 260 del Anexo J del Código Deportivo Internacional.

En primer lugar la categoría se subdivide en dos en función de la cilindrada con la que cuente el motor.

Las dos subcategorías son las mostradas en la Tabla 3:

Tabla 3. Subcategorías en función de la cilindrada y del peso.

		Cilindrada	Peso mínimo
R2B	Atmosférico	$1400 \text{ cm}^3 < V_T \leq 1600 \text{ cm}^3$	1030 kg
	Sobrealimentado	$927 \text{ cm}^3 < V_T \leq 1067 \text{ cm}^3$	
R2C	Atmosférico	$1600 \text{ cm}^3 < V_T \leq 2000 \text{ cm}^3$	1080 kg
	Sobrealimentado	$1067 \text{ cm}^3 < V_T \leq 1333 \text{ cm}^3$	

Este peso se corresponde con el peso real del vehículo sin piloto y copiloto, ni su equipamiento, y con un máximo de una rueda de repuesto. Se verá incrementado en 160 kg en el caso de contar con los dos integrantes y su equipamiento.

El número de plazas del vehículo original debe ser, al menos, cuatro.

Las modificaciones realizadas deben figurar en una ficha de homologación del vehículo (en este caso “ficha VR2”).

A continuación se describirán las características más importantes de diferentes elementos del motor extraídas del artículo 260 [11].

3.2.1 Motor

Únicamente se permitirá un mecanizado local de la parte externa del motor para instalar la caja de cambios. Cualquier modificación del bloque motor debe estar homologada.

Los recubrimientos del motor que solo cuenten con una finalidad estética se podrán retirar, así como el material insonorizante.

Los soportes del motor deben ser los de origen o estar homologados. El número de soportes debe ser el de origen.

3.2.2 Sobrealimentación

En el caso de la sobrealimentación, se debe mantener el sistema original o sustituirlo por uno homologado, estando prohibidos dispositivos adicionales al de origen.

El intercambiador de aire (intercooler) debe ser el de origen o estar homologado. Se permite el uso de sistemas de spray sobre el intercooler (proyección de líquido sobre el intercambiador con el fin de aumentar la refrigeración) siempre que estén homologados.

3.2.3 Cantidad de cilindros

El número máximo de cilindros permitido asciende a 6.



Universidad de Valladolid

3.2.4 Relación de compresión

La relación de compresión con la que cuente el motor podrá ser modificada llegando a un valor máximo de 12:1 para motores atmosféricos, y de 10.5:1 para motores con sobrealimentación.

3.2.5 Elementos constructivos

Los pistones podrán ser los de origen, o bien sustituirlos por unos homologados.

Las bielas, el cigüeñal y el volante motor también podrán sustituirse en el caso deseado por componentes homologados.

La marca y material de los cojinetes y de los cojinetes axiales es libre, siempre y cuando mantengan las dimensiones de origen y sean del mismo tipo.

La culata debe ser la de origen, y se permiten mecanizados del plano de junta (máximo 1 mm) para ajustar la relación de compresión.

La junta de culata deberá ser la de origen o una homologada.

3.2.6 Formación de la mezcla

La ECU (Unidad de control del motor) debe ser homologada y su ubicación es libre.

Los cableados son libres y se permite duplicar o reemplazar el cable del mando del acelerador por otro que provenga, o no, del constructor.

La caja de mariposa debe ser de origen u homologarse.

Se permite modificar los elementos del dispositivo de la inyección que regula la dosificación de la gasolina admitida en la cámara de combustión, pero no el diámetro de apertura de la mariposa.

Los inyectores pueden modificarse o sustituirse para modificar el caudal pero no se puede modificar el principio de funcionamiento o sus anclajes. La rampa de inyección puede reemplazarse por otra de libre diseño, pero dotada de conectores roscados destinados a conectar las canalizaciones y el regulador de presión de combustible, siempre y cuando la fijación de los inyectores sea idéntica a la de origen.

3.2.7 Árbol de levas

En cuanto al árbol de levas, la alzada de válvula máxima es de 11 mm. El calado debe ser el de origen o bien homologado.

Los árboles de levas son libres pero no puede modificarse su cantidad, ni la cantidad y diámetro de los cojinetes.

Se permiten sistemas "VVT", "Valvetronic", etc. si vienen montados de origen, pero pueden dejarse inoperantes.



Los balancines y empujadores pueden ser los de origen u homologados.

3.2.8 Admisión

El colector de admisión debe ser de origen u homologado. Se puede rectificar, ajustar, reducir o cambiar de forma por mecanizado a condición de que se pueda establecer el origen de la pieza de serie. No se permite la conexión entre el colector de admisión y el de escape, incluso si está unido en el motor de serie.

3.2.9 Válvulas de admisión y escape

El material y la forma son libres, así como la longitud del vástago. El muelle de las válvulas es libre.

Las dimensiones características, indicadas en la ficha de homologación, deben conservarse, incluyendo los ángulos respectivos de los ejes de las válvulas.

3.2.10 Filtro de aire

El filtro de aire, su caja y la cámara de tranquilización son libres, pero deben permanecer en el compartimento motor.

3.2.11 Colector de escape

Debe ser de origen u homologado. Se autoriza protección térmica directamente sobre el colector (si es desmontable), o en componentes del motor próximos al colector (si estos son desmontables).

3.2.12 Sistema de escape

Libre (aguas abajo del turbocompresor en motores sobrealimentados).

El espesor de los tubos utilizado debe ser mayor o igual a 0.9 mm en secciones no dobladas. La sección de los tubos debe ser equivalente a la de un tubo con 60 mm de diámetro interno.

En el caso de que existan dos entradas al primer silencioso, la sección del conducto modificado debe ser menor o igual que el total de las dos secciones originales.

Si el modelo de serie está equipado con una única salida de escape, la salida debe estar situada en la misma posición que en el escape de origen y la línea de escape debe respetar las condiciones anteriores.

En cambio, si el modelo de serie está equipado con dos salidas de escape, es posible reemplazar la línea de escape de serie por una línea con una sola salida o por una doble (al menos 2/3 de la línea de escape debe consistir en un tubo del cuál la sección sea equivalente a la de un tubo con un diámetro interior de 60 mm).

Estas libertades no deben entrañar ninguna modificación de la carrocería y deben respetar la legislación del país de la competición en lo que concierne a los niveles de ruido.



Universidad de Valladolid

La sección transversal del silencioso debe ser al menos el 170% del tubo de entrada y contener material absorbente del ruido.

La longitud del silencioso debe estar comprendida entre 3 y 8 veces su diámetro de entrada. El silencioso debe ser una pieza soldada a un tubo, pero el tubo no se considerará parte del silencioso.

3.2.13 Catalizador de escape

Es considerado como un silencioso y puede ser desplazado. Podrá eliminarse únicamente si está autorizado por el Artículo 252-3.6. Debe ser de serie o bien tomado de la lista técnica nº 8 (proveniente de un modelo homologado o de otro modelo cuya producción sea superior a las 2500 unidades).

Si está montado directamente sobre el colector, el catalizador de origen puede reemplazarse por una pieza cónica o tubular de la misma longitud y con los mismos diámetros de entrada y de salida.

3.2.14 Refrigeración de agua para el motor

La bomba de agua de origen debe conservarse.

El radiador debe ser de serie u homologado. Debe estar montado en la ubicación de origen; las fijaciones, al igual que los conductos de agua y las rejillas, son libres

3.2.15 Lubricación y circuito de aceite

El radiador, el intercambiador aceite-agua, los conductos, el termostato y los filtros de la bomba (incluida su cantidad) son libres (sin modificar la carrocería).

El radiador de aceite no puede encontrarse en el exterior de la carrocería.

El cárter de aceite debe ser de origen u homologado. Su única función debe ser la de contener aceite.

La cantidad de fijaciones no puede ser superior a la de origen.

4. PEUGEOT 208 Y SU VARIANTE R2

El vehículo seleccionado para realizar este estudio será el Peugeot 208 en su variante con motor gasolina.

La versión seleccionada para su posterior adaptación es la 1.6 VTI que proporciona una potencia de 120 cv. Se trata del escalón inferior a la versión más potente de la gama, el Peugeot 208 GTI. Entre los dos modelos hay una gran diferencia tanto en prestaciones como en otros aspectos como el diseño ya que la versión GTI es la más deportiva de la gama.



Figura 15. Peugeot 208 [17]

Como se puede apreciar en la Figura 15, se trata de un turismo ubicado en el segmento B (vehículos compactos que por lo general cuentan con una longitud menor a 4 m) que nació para sustituir al Peugeot 207. En este caso la carrocería elegida será la de tres puertas.

Este vehículo cuenta con un grupo motor de la familia denominada *Prince*. Se trata de motores de cuatro cilindros que han sido desarrollados conjuntamente por el grupo PSA y por el grupo BMW.

La versión exacta que se va a seleccionar dentro de esta familia de motores es la EP6. Se trata de un motor de 1.6 litros que proporciona 120 cv (88 kW) a 6000 rpm.

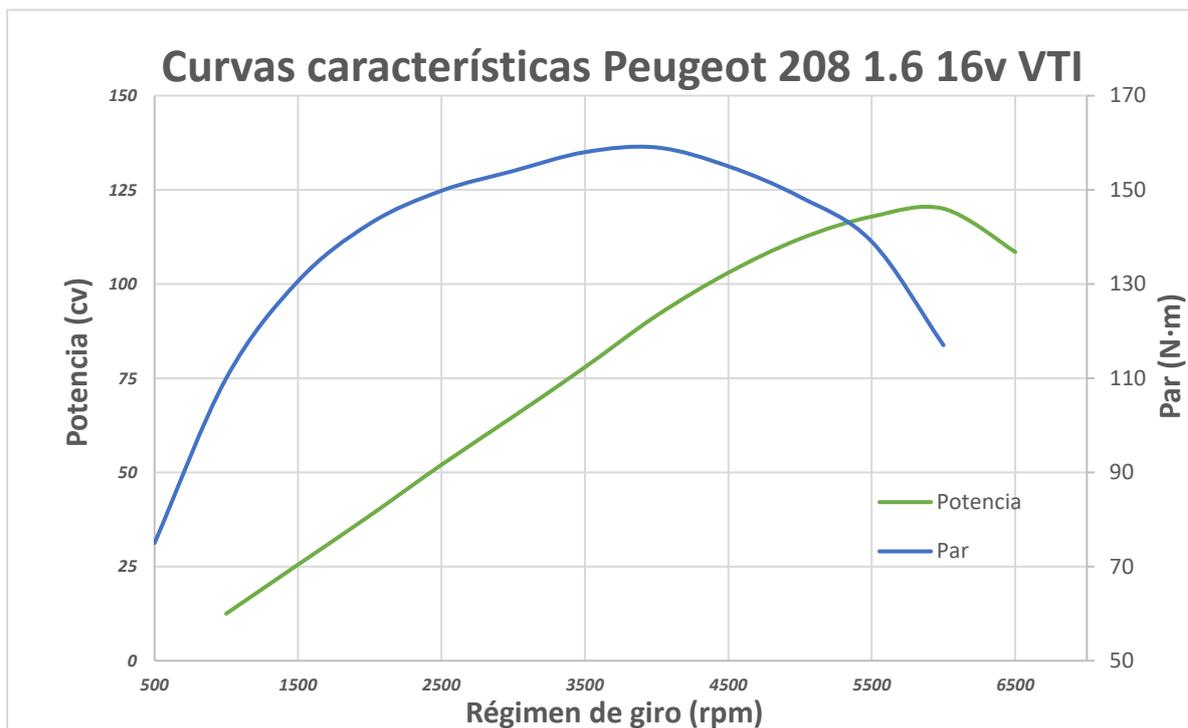
En la Tabla 4 se muestran el resto de características técnicas relativas a este motor extraídas de su ficha técnica:

Tabla 4. Características técnicas del motor EP6 [18, 19, 20, 21, 22]

Peugeot 208 1.6 VTI 120 cv	
Código motor	EP6
Combustible	Gasolina
Potencia máxima	120 cv / 88 kW
Régimen potencia máxima	6000 rpm
Par máximo	160 N·m
Régimen par máximo	4250 rpm
Régimen máximo	6500 rpm
Situación del motor	Delantero transversal
Número de cilindros	4

Disposición de los cilindros	En línea
Material del bloque	Aluminio
Material de la culata	Aluminio
Diámetro del pistón	77 mm
Carrera del pistón	85.8 mm
S/D	1.114
Cilindrada	1598 cm ³
Relación de compresión	11 a 1
Válvulas por cilindro	4
Tipo de distribución	2 árboles de levas en la culata (DOHC) Distribución variable
Alimentación	Inyección indirecta
Sobrealimentación	No

En el siguiente gráfico se muestran las curvas de potencia (color verde) y par (color azul) producidas por el motor en función del régimen de giro, las cuales servirán posteriormente para validar el modelo realizado en AVL Boost sobre este motor, obtenidas de la web “Automobile – catalog” [21]:



Gráfica 1. Curvas de potencia y par del motor EP6 [21]

Una de las características destacables de este motor es la presencia de distribución variable (VTI) y del sistema “Valvetronic” que modifica el alzado de las válvulas de admisión. De esta forma no es necesario el uso de una mariposa para regular el grado de carga, pero sin embargo, esta sí que se encuentra

Universidad de Valladolid

presente en el motor pero no de forma operativa. La razón por la cual no se ha suprimido es debido a razones de seguridad. [24]

Las dimensiones que se conocen de este motor han sido obtenidas de catálogos del fabricante y páginas web de recambios.

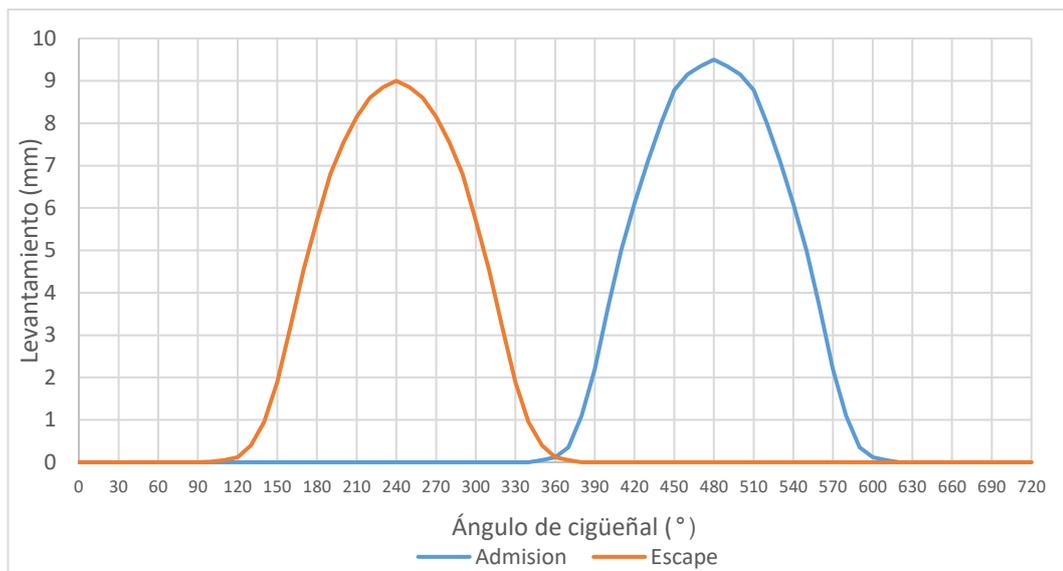
Son conocidos los valores del filtro de aire presente en el motor, siendo estos 494 mm x 85.5 mm x 57 mm (largo x ancho x espesor) [25].

La mariposa de admisión presenta un diámetro de 60 mm. [26]

El diámetro de los colectores de admisión es conocido también, siendo su valor de 36 mm. [22]

Las válvulas de admisión y escape cuentan con un diámetro de 30 mm y 25 mm respectivamente. [22, 27, 28]

Sus levantamientos han sido obtenidos a partir de un manual del motor EP6 [22], y se muestran en la siguiente gráfica:



Gráfica 2. Levantamiento de válvulas en función del ángulo de giro del cigüeñal [22]

El valor máximo de levantamiento de la válvula de admisión es de 9.5 mm, mientras que el de la de escape es de 9 mm, y cabe destacar que en este diagrama no se ha realizado ningún avance ni retraso de apertura o cierre.

La longitud total del sistema de escape es de 2600 mm. [29]

4.1 Peugeot 208 R2

En este apartado se realizará una breve descripción del vehículo adaptado a la categoría R2 de rallyes y se mostrarán las especificaciones técnicas con las que cuenta

Universidad de Valladolid

La primera aparición del 208 R2 se produjo en el Tour de Córcega del año 2012 y estaba destinado a sustituir al Peugeot 207 RC Rallye. Se trata de un vehículo perfecto para las jóvenes promesas como Efrén Llarena.

En primer lugar, como se puede apreciar en la Figura 16 y en la Figura 17, el exterior del vehículo es muy similar a la versión comercial.



Figura 16. Parte delantera y trasera del Peugeot 208 R2 [30]



Figura 17. Peugeot 208 R2 [30]

Donde más diferencias presenta estéticamente es en el interior, ya que cuenta con una jaula de seguridad soldada y se han eliminado la mayoría de elementos inútiles como asientos traseros, recubrimientos de puertas, los asientos delanteros se sustituyen por unos homologados, etc.



Figura 18. Interior del Peugeot 208 R2 [30]

En cuanto al apartado del motor, el grupo PSA modificó el motor EP6 para conseguir las siguientes características técnicas extraídas de la ficha técnica del vehículo:

Tabla 5. Características técnicas del Peugeot 208 R2 [31] frente al 208 1.6 VTI

Características técnicas		
	208 R2	208 1.6 VTI
Código motor	EP6C (pistones, bielas y árboles de levas específicos)	EP6
Cilindrada	1598 cm ³	1598 cm ³
Potencia máxima	185 cv / 136.05 kW	120 cv / 88 kW
Régimen potencia máxima	7800 rpm	6000 rpm
Par máximo	186.2 N·m	160 N·m
Régimen par máximo	6300 rpm	4250 rpm
Situación del motor	Delantero transversal	Delantero transversal
Número de cilindros	4	4
Disposición de los cilindros	En línea	En línea
Diámetro del pistón	77 mm	77 mm
Carrera del pistón	85.8 mm	85.8 mm
Válvulas por cilindro	4	4
Tipo de distribución	2 árboles de levas en cabeza mandados por cadena con distribución variable en admisión y escape	2 árboles de levas en la culata (DOHC). Distribución variable

Alimentación	Inyección indirecta (Magneti Marelli), mariposa única motorizada	Inyección indirecta
Sobrealimentación	No	No

Debido a la falta de información no se dispone de las curvas de potencia y par en función del régimen de giro.

Otras características del vehículo, son por ejemplo la caja de cambios que cuenta con cinco marchas (al igual que el 208 1.6 VTI) pero con accionamiento secuencial. Otro de los cambios respecto al modelo de serie, es la incorporación de una dirección asistida hidráulica, en lugar de una eléctrica montada en los 208 convencionales. De esta forma se consigue transmitir más información sobre el terreno al piloto.

4.1.1 Rivalés del Peugeot 208 R2

Como se comentó previamente, dentro de la categoría R2 se encuentran varios vehículos homologados, siendo los principales el Opel Adam R2, el Ford Fiesta R2, y el Peugeot 208 R2.

Las diferencias técnicas entre estos tres modelos no son muy grandes, puesto que los tres desarrollan una potencia y un par de valores muy similares entre ellos.

En la Tabla 6 se pueden comprobar las diferencias de estos valores en función de cada modelo:

Vehículo	Potencia (cv / kW)	Par (N·m)
Opel Adam R2	185 / 136 (7750 rpm)	190 (620 rpm)
Ford Fiesta R2	170 / 125 (7500 rpm)	182 (5700 rpm)
Peugeot 208 R2	185 / 136 (7800 rpm)	186.2 (6300 rpm)

Tabla 6. Vehículos de la categoría R2 [36]

Los tres vehículos cuentan con una cilindrada de 1600 cm³ y 4 válvulas por cilindro.

A pesar de la gran similitud entre ellos, el modelo de la marca Peugeot es el que posee mayor representación en nuestro territorio, puesto que incluso cuenta con una copa propia en la que solo pueden participar este tipo de vehículo (Peugeot Cup Ibérica).

Debido a este factor se ha elegido el Peugeot para la realización de los modelos con el software AVL Boost tanto del vehículo comercial, como el modelo del vehículo de competición.

5. AVL BOOST

En el siguiente capítulo se describirán brevemente los fundamentos teóricos que contiene el programa utilizado para modelar los motores.

5.1 Fundamentos teóricos

El programa AVL Boost es un software que permite simular una amplia variedad de motores, ya sea de 4 o de 2 tiempos, de encendido provocado o por compresión.

A partir de unos datos de entrada impuestos por el usuario, como puede ser el régimen de giro, el programa es capaz de simular el comportamiento del motor y proporcionar unos resultados que se acerquen al modelo real.

En la Figura 19 se puede observar el logotipo del programa utilizado.



Figura 19. Logotipo del software AVL Boost [38]

El programa cuenta con diferentes elementos (cilindros, inyectores, válvula de mariposa, etc.) que se van uniendo entre sí mediante conductos proporcionando un diagrama esquemático del motor. Una vez se realiza el esquema y se introducen los parámetros de configuración requeridos por cada elemento, se puede proceder a la simulación del modelo, proporcionando los resultados de la simulación al usuario. A continuación se van a describir los fundamentos teóricos de los elementos utilizados del programa.

Todos los fundamentos teóricos descritos a continuación han sido extraídos del “AVL Boost Theory” y del “AVL Boost Users Guide” [39, 40]

5.1.1 System Boundary (Condiciones de contorno)

El flujo en el extremo de una tubería se puede calcular a partir de la presión en el interior de ella, la presión del ambiente, y el área efectiva del flujo en el extremo final de la tubería. La dirección que posee el flujo se calcula con el

Universidad de Valladolid

valor de la presión interior cuando el extremo de la tubería se encuentra cerrado. Si el valor de esta presión es superior al de la presión ambiental el flujo se dirigirá hacia el exterior de la tubería, pero en caso contrario, la dirección del flujo será la opuesta.

Dependiendo de la diferencia de presiones se puede obtener un flujo subsónico, sónico, o en algunos casos supersónico.

También es posible obtener un flujo másico nulo debido a un valor nulo de área efectiva en el extremo en la tubería, o a una diferencia de presiones nula.

Las condiciones del flujo en el extremo de una tubería se pueden calcular siguiendo la ecuación 29:

$$\dot{m} = \alpha \cdot p_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_0}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (29)$$

siendo:

- \dot{m} : flujo másico específico.
- α : coeficiente de flujo
- p : presión estática aguas debajo del orificio
- p_0 : presión de remanso aguas arriba del orificio
- T_0 : temperatura aguas arriba del orificio
- R : constante de los gases
- k : relación de calores específicos.

5.1.2 Pipes (Tuberías o conductos)

Su función es la de conectar los diferentes elementos entre sí.

El software calcula la fuerza de fricción del fluido sobre la pared a través del factor de fricción de la propia pared llamado λ_f , y de un factor de fricción de Fanning φ que tiene en cuenta desviaciones de las secciones transversales (factor dependiente de la forma de la sección).

$$\frac{F_R}{V} = \varphi \cdot \frac{\lambda_f}{2 \cdot d_{hyd}} \cdot \rho \cdot u \cdot |u| \quad (30)$$

siendo:

- $\frac{F_R}{V}$: fuerza de fricción por unidad de volumen
- φ : factor de Fanning (factor de forma)
- λ_f : factor de fricción de la pared
- d_{hyd} : diámetro hidráulico de la tubería
- ρ : densidad del fluido

- u : velocidad del fluido en la tubería

La obtención del factor de fricción λ_f se realiza a través de una función del número de Reynolds:

$$Re = \frac{d_{hyd} \cdot u}{\nu} \quad (31)$$

donde ν es la viscosidad cinemática del fluido.

En función del valor del número de Reynolds el flujo puede ser laminar si es menor que 2300, turbulento si es mayor que 5000, o encontrarse en la zona de transición de laminar a turbulento si el valor está entre estos dos límites.

El software también da la oportunidad de modelar tuberías con curvatura. Utiliza un modelo simplificado en el que la curvatura de una tubería influye en las pérdidas de carga, aumentando con esta.

Mediante un coeficiente de pérdidas, el programa calcula la pérdida de carga en la zona curva. Este coeficiente ξ depende del ángulo de la curvatura y del diámetro propio de la tubería, y debido a esto, es necesario especificar como dato la variación del radio de curvatura de la línea central de una tubería cuando esta es modelada.

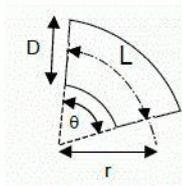


Figura 20. Curvatura en una tubería [39] [40]

El ángulo de curvatura se determina según la ecuación 32:

$$\theta = \frac{L}{R} \quad (32)$$

Para realizar el cálculo de las pérdidas de calor por convección del fluido a la pared de la tubería, se utiliza el modelo de Nusselt. Debido a que en el interior de los conductos el flujo puede sufrir pulsaciones, el número de Nusselt se corrige con dos factores de la siguiente forma:

$$Nu = Nu' \cdot F_p \cdot F_B \quad (33)$$

donde:

- Nu' es el número de Nusselt calculado con un modelo elegido
- F_p es un factor que considera el flujo pulsatorio en el interior de las tuberías

- F_B es un factor que considera la transmisión de calor en tuberías que presentan curvatura.

A través de estos cálculos mediante métodos numéricos, el software llega a una solución para el usuario.

5.1.3 Air Cleaner (Filtro de aire)

Para realizar los cálculos en el interior del filtro de aire, el programa adopta un modelo de dos volúmenes unidos por una tubería. Es necesario introducir como datos el volumen total, los volúmenes anterior y posterior, y el espesor del filtro.

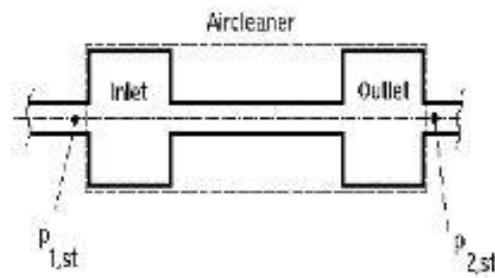


Figura 21. Modelo de filtro de aire [39] [40]

5.1.4 Throttle (Mariposa)

El programa adopta este elemento como una restricción variable del flujo. Es necesario introducir el valor de los coeficientes de flujo que dependerán del ángulo de la mariposa. Habitualmente estos valores son determinados en ensayos en bancos de prueba de flujo.

El valor del flujo másico a través de la restricción está basado en la ecuación de la energía, en la ecuación de continuidad y en la fórmula isoentrópica de cambio de estado. Es proporcional al área geométrica existente y al coeficiente de flujo:

$$\dot{m} = \alpha \cdot A_{geo} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{01}}} \cdot \Psi \quad (34)$$

siendo:

- \dot{m} : flujo másico
- α : coeficiente de flujo
- A_{geo} : área geométrica del flujo
- p_{01} : presión de remanso aguas arriba
- T_{01} : temperatura de remanso aguas arriba
- R_0 : constante del gas
- Ψ : función de las propiedades del gas y de la relación de presiones.

El cálculo del coeficiente de flujo es similar al descrito en el Anexo 1.

5.1.5 Inyector (Inyector)

El modelo del inyector está basado en el cálculo del algoritmo de la restricción del flujo. El caudal de aire que atraviesa el inyector es función de la diferencia de presión a través del inyector calculada mediante los coeficientes de flujo.

El programa calcula el flujo de masa inyectada a través de la relación aire/combustible (A/F) y de un caudal másico. En el modelo de inyector, se requiere un punto de medida previo que indique al inyector el valor del caudal másico requerido. Otro método es un control directo del flujo másico mediante kg/s o kg/ciclo.

Para la inyección se puede proceder de dos formas:

- Una de inyección continua y constante en el ciclo del motor en la que no se podrán considerar los efectos de mojado de la pared y evaporación del combustible.
- La otra posibilidad es un control mucho más detallado del proceso de inyección, en el que se pueden detallar valores como la duración de la inyección.

5.1.6 Junction (Uniones)

Para modelar uniones entre conductos se pueden usar tres tipos de modelos:

- El primero es el de presión constante, tratando la unión como un “Plenum” con un volumen nulo.
- El segundo es el de presión estática constante, imponiendo la misma presión en todas las secciones transversales de las tuberías unidas.
- El tercero es un modelo más complejo en el que se puede especificar el ángulo formado entre tres conductos.

5.1.7 Cylinder (Cilindro)

El cálculo del estado termodinámico en el interior del cilindro está basado en la primera ley de la termodinámica:

“El incremento de la energía interna del sistema es igual a la diferencia entre el calor cedido por el sistema y el trabajo realizado por el sistema”.

$$\Delta U = Q - W \quad (35)$$

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_W}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (36)$$

siendo:

- $\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$: variación de la energía interna en el cilindro
- $-p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$: trabajo sobre el pistón.
- $\frac{dQ_F}{d\alpha}$: calor aportado por el combustible.
- $\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$: suma del calor cedido a las paredes del cilindro.
- $h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$: flujo de entalpía debido a las pérdidas por blow by
- $\sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i$: flujo de entalpía debido a la masa entrante al cilindro
- $\sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e$: flujo de entalpía debido a la masa saliente del cilindro
- $q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt}$: término de pérdidas debido a la evaporación del combustible.

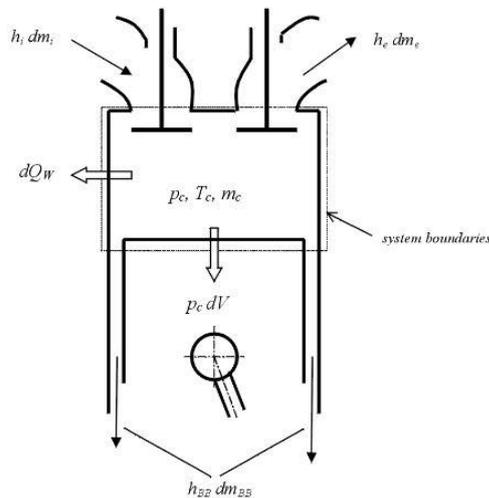


Figura 22. Diagrama termodinámico del cilindro [39] [40]

Para calcular la variación de masa en el interior del cilindro se utiliza el balance de masa.

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (37)$$

Para poder calcular el flujo a través de las válvulas se utiliza nuevamente el concepto de coeficiente de flujo:

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{01}}} \cdot \Psi \quad (38)$$

Universidad de Valladolid

donde:

- $\frac{dm}{dt}$: flujo másico.
- A_{eff} : área efectiva del flujo.
- p_{01} : presión de remanso aguas arriba.
- T_{01} : temperatura de remanso aguas arriba.
- R_0 : constante del gas.
- Ψ : función de las propiedades del gas y de la relación de presiones.

Para motores de cuatro tiempos se utiliza el modelo de mezcla perfecta, lo cual implica que la composición de los gases de escape es la composición media de los gases en el cilindro, y también que la energía contenida en los gases de escape es equivalente a la media de la energía contenida en los gases del cilindro.

Sin embargo, si el motor es de dos tiempos, el modelo de mezcla perfecta no ofrece simulaciones precisas. En este caso se debe utilizar el modelo de desplazamiento perfecto o un modelo que puede ser definido por el usuario.

En el modelo de desplazamiento perfecto no existe mezcla entre los gases de admisión y de escape. En el modelo definido por el usuario se divide el cilindro en una zona de mezcla y una zona de desplazamiento

La transferencia de calor a las paredes de la cámara de combustión (culata, pistón, y camisa del cilindro) se calcula a partir de:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (39)$$

- Q_{wi} : flujo de calor en las paredes de la cámara de combustión
- A_i : área (pistón, culata, o camisa)
- α_w : coeficiente de transferencia de calor
- T_c : temperatura del gas en el interior del cilindro
- T_{wi} : temperatura de la pared (pistón, culata, o camisa)

Es fundamental considerar también la transferencia de calor en las pipas de admisión y de escape, debido a que puede ser mayor que en una simple tubería por el hecho que los coeficientes de transferencia de calor son mayores y las temperaturas también.

El programa utiliza la ecuación 40 para determinar la temperatura aguas abajo del orificio de paso:

$$T_d = (T_u - T_w) \cdot e^{\left(-A_w \cdot \frac{\alpha_p}{\dot{m} \cdot c_p}\right)} + T_w \quad (40)$$



Universidad de Valladolid

- T_d : temperatura aguas abajo del orificio
- T_u : temperaturas aguas arriba del orificio
- T_w : temperatura de la pared del orificio
- A_w : área de pared del orificio
- α_p : coeficiente de transferencia de calor en el orificio
- \dot{m} : flujo másico
- c_p : calor específico a presión constante

Por último, las pérdidas ocasionadas por el efecto de blow by (fugas a través de los segmentos del cilindro), son determinadas a partir del área existente de blow-by y la presión en el cárter.

El valor del flujo másico de blow-by se determina a partir de la ecuación 38, donde el área efectiva se determina a partir de la ecuación 41:

$$A_{eff} = D \cdot \pi \cdot \delta \quad (41)$$

siendo:

- D : diámetro del cilindro
- δ : espacio efectivo de blow-by

5.1.8 Engine (Motor)

Para el cálculo de la fricción en el motor, existen dos modelos.

- Modelo PNH (Patton, Nitschke y Heywood): calcula las pérdidas de fricción asociadas a cojinetes, tren de válvulas, pistón, biela, y componentes auxiliares.
- Modelo SLM (Shayler, Leong y Murphy): fue desarrollado con pruebas realizadas sobre motores Diésel de cuatro cilindros. El propósito del trabajo experimental fue examinar las pérdidas de fricción a bajas temperaturas y bajas velocidades del motor en relación con estudios sobre el comportamiento en condiciones de arranque en frío.

6. MODELO EN AVL BOOST SOBRE EL PEUGEOT 208 1.6 16v VTI

En este capítulo se procederá a realizar un modelo simplificado que se ajuste al funcionamiento del motor perteneciente al modelo de vehículo seleccionado.

Para la realización de este modelo simplificado se va a utilizar el software AVL Boost, y el proceso de validación del modelo se basará en las curvas de par y potencia obtenidas del software y su comparación con las reales.

Al iniciar el programa aparece la siguiente ventana en la que se pueden distinguir varias zonas:

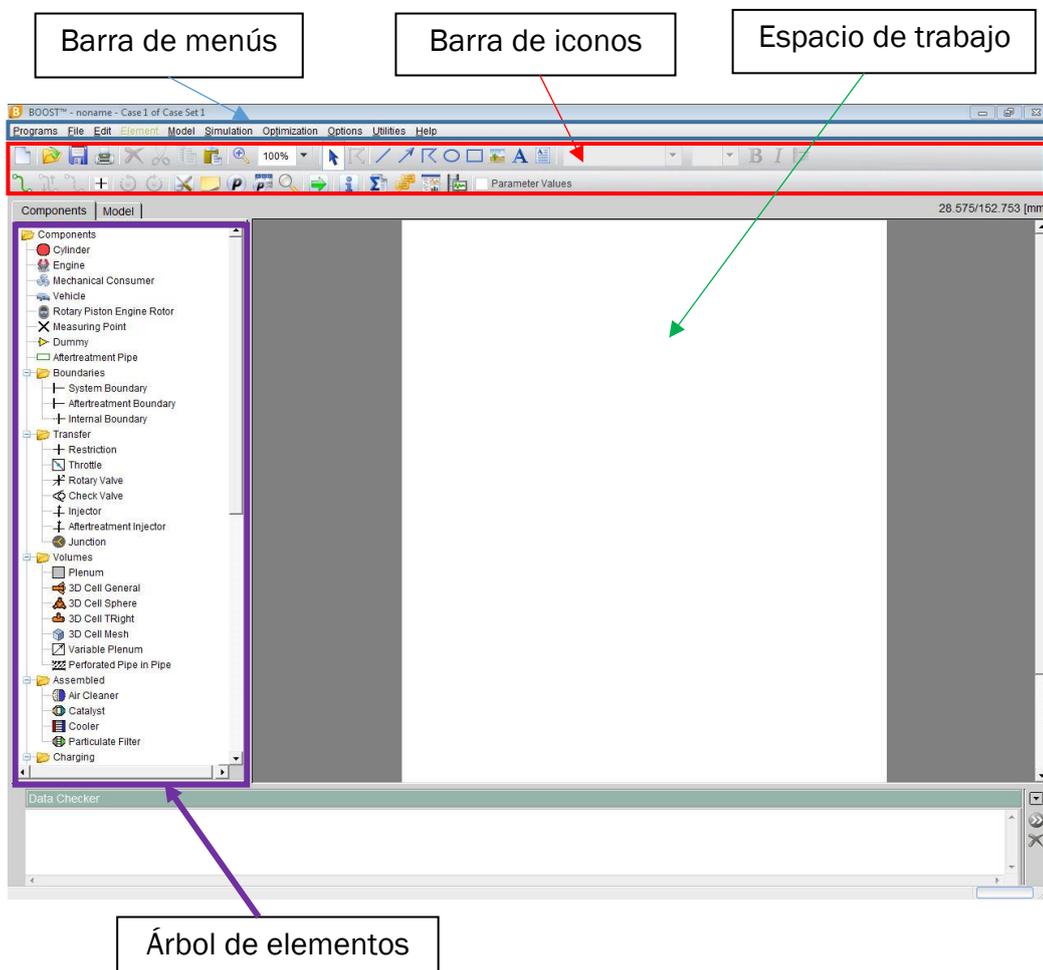


Figura 23. Espacio de trabajo en AVL Boost [38]

Del árbol de elementos mostrado en la Figura 23 se extraerán los elementos necesarios para realizar el modelo, y se unirán entre ellos mediante el icono

Para introducir datos como parámetros y crear ejecuciones en función de esos parámetros se utilizarán los iconos

Universidad de Valladolid

Salvo el valor de los parámetros definidos en el apartado 4, el resto se han establecido de forma coherente con el objetivo de que el resultado se ajuste lo máximo posible a los valores de potencia y par esperados (Gráfica 1). Cabe destacar que el valor de los parámetros no mencionados en la descripción del modelo son los que el software impone por defecto.

Previamente a comenzar la realización del modelo, es necesario configurar una serie de datos en el apartado “Simulation” de la barra de menús, y más en concreto del subapartado control:

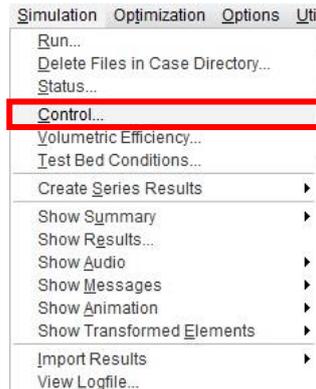


Figura 24. Submenú Simulation [38]

Una vez se despliega este subapartado aparece la siguiente ventana:

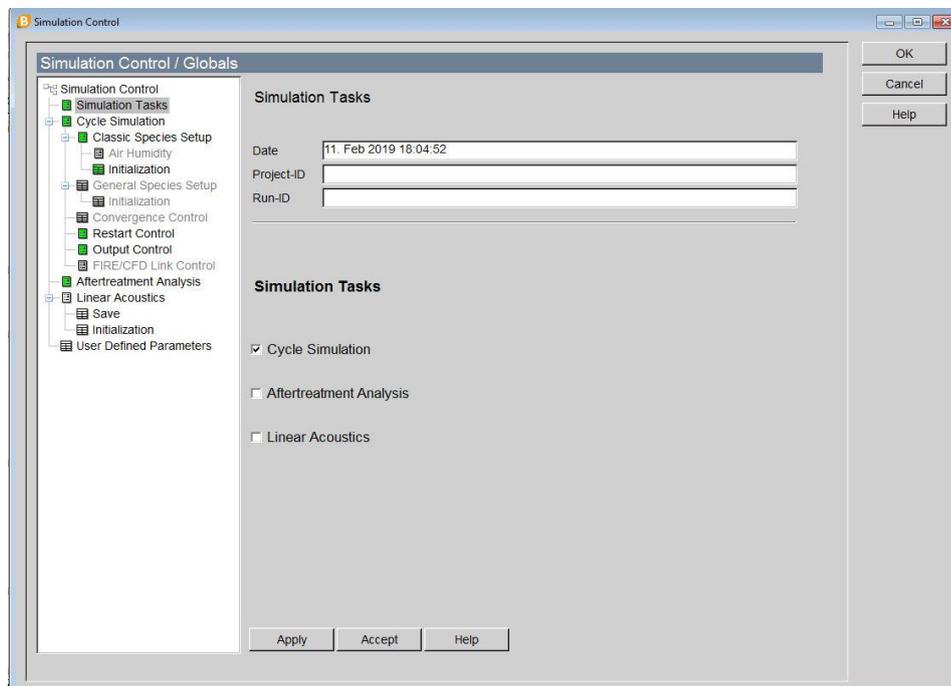


Figura 25. Control [38]

En este caso se selecciona la opción de “Cycle Simulation” para realizar una simulación de intercambio de gases y combustión en el motor.

En el apartado “Cycle Simulation” se realiza la siguiente configuración:

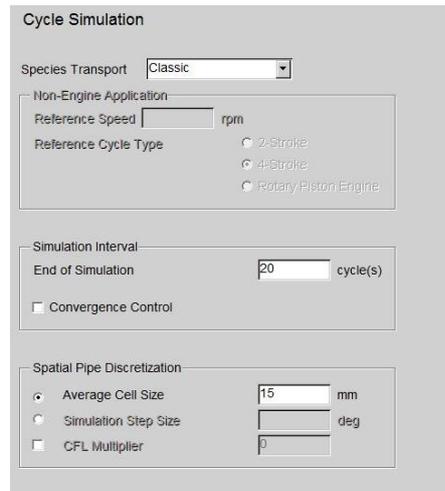


Figura 26. Configuración de Cycle Simulation [38]

En la opción de “Species Transport” se mantiene la opción por defecto de modelo clásico.

Se establece que la simulación termine cuando transcurran 20 ciclos y que el tamaño de celda sea de 15 mm.

Dentro de este apartado, se configura el subapartado “Classic Species Setup” y las condiciones de inicialización:

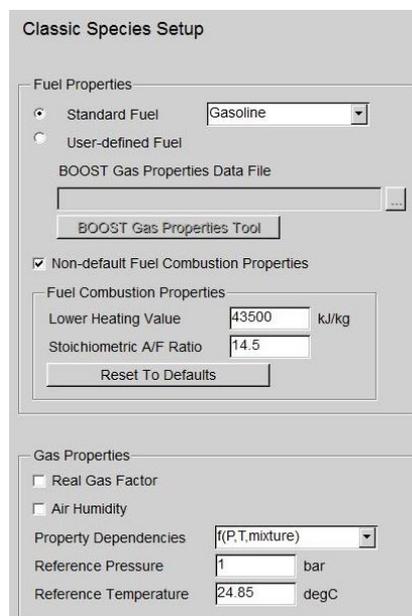


Figura 27. Ajustes del modelo clásico de especies [38]

Se selecciona como combustible gasolina y se establecen los valores por defecto de poder calorífico inferior y de dosado estequiométrico. Hay que destacar que el programa utiliza el inverso del dosado.

Es necesario definir unos valores de presión y temperatura de referencia, que serán los mostrados en la Figura 27. No se considerará la humedad del aire.

Ratio

	Press.	Temp.	Fuel Vapour	Comb. Products	A/F-Ratio
	bar	degC	[-]	[-]	[-]
1	1	20	0	0	10000
2	1	40	0.07	0	13.2
3	1	350	0	1	13.2
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					

Buttons: Add Set, Remove Set, Load, Store

Figura 28. Condiciones de inicialización [38]

Se establecen tres tipos de condiciones de inicialización:

- **Set 1:** Se definirán en los elementos previos al sistema de inyección. Cuenta con una presión de 1 bar, una temperatura de 20 °C y una relación aire combustible (A/F) de valor 10000 para garantizar que solo exista aire.
- **Set 2:** Se definirán en los elementos posteriores al sistema de inyección, pero previos a los cilindros. El valor de la presión y temperatura será 1 bar y 40 °C respectivamente. La relación A/F será de valor 13.2 que se corresponde a un dosado relativo de 1.1:

$$\frac{A}{F} = \frac{1}{1.1} \cdot 14.5 = 13.2 \quad (42)$$

El valor del fuel vapour se determina a partir de la ecuación 43:

$$Fuel\ vapour = \frac{\frac{1}{\frac{A}{F}}}{1 + \frac{1}{\frac{A}{F}}} = \frac{\frac{1}{13.2}}{1 + \frac{1}{13.2}} = 0.07 \quad (43)$$

- **Set 3:** Se definirán en los elementos posteriores a los cilindros. La presión en este caso será de 1 bar y la temperatura de valor 350 °C. La concentración de productos de combustión pasará a valer 1, puesto que solo existirán gases de escape.

Una vez fijados estos parámetros se procede a realizar el modelo del motor. A continuación se mostrará una imagen del modelo completo, y posteriormente, se irán describiendo cada una de sus partes.

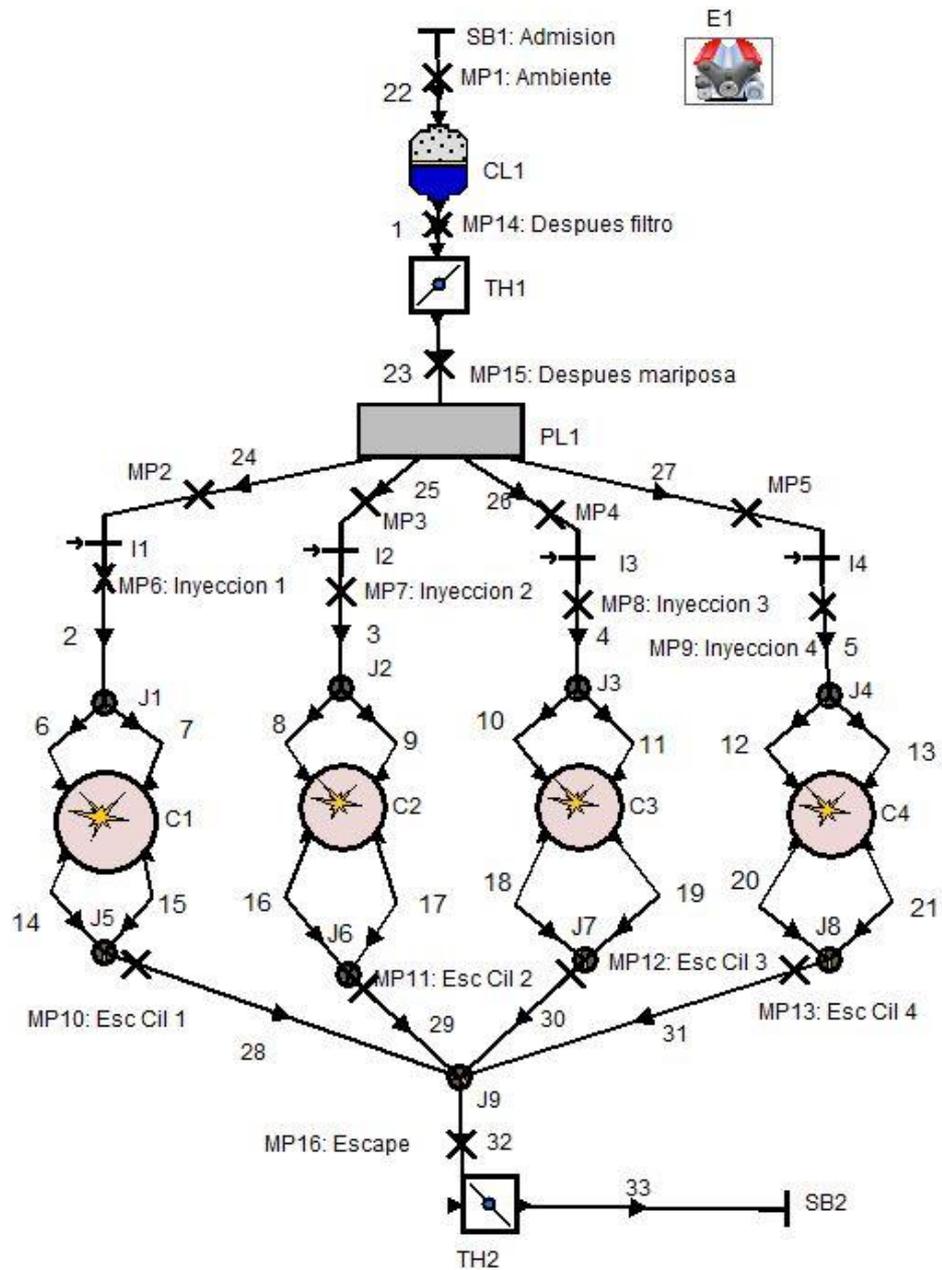


Figura 29. Modelo Peugeot 208 1.6 16v VTI [38]

6.1 Engine



En este apartado se van a describir los parámetros fijados en el elemento engine:

Transient Engine Speed

Engine Speed rpm

Inertia Moment of Engine kg.m²

Cycle Type

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

Figura 30. Configuración inicial del Engine [38]

La opción “Transient Engine Speed” no aparece marcada puesto que el valor del momento de inercia del motor es desconocido. Mediante esta opción se podrían simular transitorios de aceleración o deceleración.

En cuanto al valor del régimen de giro, este se ha introducido como un parámetro que irá tomando diferentes valores para realizar un barrido de regímenes de giro.

Se establece que el tipo de motor es de cuatro tiempos.

Cylinder / RPE-Rotor Setup

Identical Cylinders

Firing Order

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

Load

Store

Figura 31. Orden de encendido [38]

Debido a que los cuatro cilindros son idénticos se activa la opción “Identical Cylinders” como se puede apreciar en la Figura 31, y se establece el orden de encendido para cada uno de ellos. Estos ángulos serán 0°, 540°, 180°, 360° y se corresponden con el ángulo girado por el cigüeñal y en cada uno de ellos se establece que el pistón se encuentra en el punto muerto superior.

Figura 32. Definición del modelo de fricción [38]

Para determinar la fricción en el motor se escoge el modelo de “Patton, Nitschke, Heywood y se fija el factor multiplicativo de fricción en 1.

Figura 33. Modelo de fricción [38]

Por último, como se muestra en la Figura 33, en el modelo de fricción se ha determinado la posición de los cilindros, que en este caso será en línea, un tipo de distribución DOHC – Direct Action (Dos árboles de levas en la cabeza de la culata), el número de cojinetes de apoyo de los árboles de levas será de 10, el levantamiento máximo de la válvula será de 9.5 mm y el tipo de seguidor “Flat Follower”.

En cuanto al aceite se utilizará un SAE 5/W30 y la temperatura de funcionamiento en condiciones normales será de 120 °C. Cuenta con bomba de aceite.

6.2 “System Boundary” de admisión

Boundary Type: Standard
 Anechoic Termination
 Acoustic Source

Boundary Conditions

Local Boundary Conditions

Preference: Set 1 [Update]

Pressure: 1 bar

Gas Temperature: 20 degC

Mass Fraction Input

Fuel Vapour: 0 [-]

Combustion Products: 0 [-]

Ratio Type: A/F - Ratio

Ratio Value: 10000 [-]

Flow Coefficients

Pipe 22 Inflow: 1 [Flow into the Pipe]

Pipe 22 Outflow: 1 [Flow out the Pipe]

Figura 34. Configuración de la SB1 [38]

Se ha fijado el tipo “Standard”, unas condiciones de inicialización de tipo Set 1, y el valor de los coeficientes de flujo a la entrada y salida de la “Pipe 22” de valor 1.

Este valor de los coeficientes de flujo se debe a la falta de datos necesarios para su cálculo. Según el apartado “4.1.4” del “Boost Users Guide” estos valores se obtienen a partir del valor de r/D_h y L/D_h , siendo L , r y D_h las dimensiones mostradas en la Figura 35:

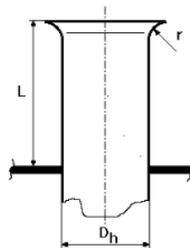


Figura 35. Dimensiones para el cálculo de los coeficientes de flujo [38]

Se asumirá la hipótesis de que estos coeficientes adquieren el valor de 1.

6.3 Admisión

6.3.1 1^{er} tramo

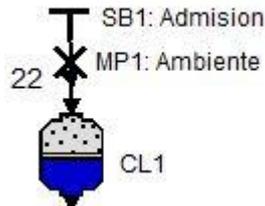


Figura 36. Pipe 22 [38]

Parte desde la SB1 hasta llegar al filtro del aire. Este conducto tiene una longitud de 300 mm y un diámetro de 2000 mm simulando una tubería de dimensiones muy elevadas puesto que en el modelo real la admisión comienza en el filtro de aire.

Los valores de coeficiente de fricción se mantienen por defecto y se fijan unas condiciones de inicialización de tipo Set 1.

The screenshot shows two panels of software parameters for Pipe 22. The left panel is for hydraulic and heat transfer settings, and the right panel is for initialization.

Hydraulic Settings:

- Pipe Length: 300 mm
- Diameter: 2000 mm
- Hydraulic Unit: Diameter Area
- Hydraulic Diameter: [] mm
- Hydraulic Area: [] mm²
- Bent Pipe: Bending Radius: 100000 mm
- Lam. Friction Coeff.: 64 [-]
- Turbulent Friction: Coefficient Surface Roughness
- Friction Coefficient: 0.01 [-]
- Surface Roughness: [] mm
- Friction Multiplier: 1 [-]
- Absorptive Material:
- Gas/Wall Heat Transfer: Colburn
- Heat Transfer Coefficient: 10 W/(m².K)
- Heat Transfer Factor: 1 [-]
- Wall Temperature: 26.85 degC
- Variable Wall Temperature:
- Chemistry: None

Initialization:

- Local Initialization:
- Global Initialization:
- Preference: Set 1
- Pressure: 1 bar
- Gas Temperature: 20 degC
- Fuel Vapour: 0
- Combustion Products: 0
- Ratio Type: A/F - Ratio
- Ratio Value: 10000

Figura 37. Parámetros Pipe 22 [38]

6.3.2 Air Cleaner



Como se comentó previamente en el apartado 5.1.3, el software emplea un modelo a partir de dos volúmenes unidos por una tubería.

Es necesario introducir como dato el volumen total del filtro, los volúmenes del colector anteriores y posteriores al filtro, y el espesor del filtro.

Geometrical Properties	
Total Air Cleaner Volume	3.4 l
Inlet Collector Volume	0.5 l
Outlet Collector Volume	0.5 l
Length of Filter Element	57 mm

Hydraulic Setting of Filter Element	
<input type="checkbox"/> Hydraulic Setting	
Hydraulic Unit	<input checked="" type="radio"/> Diameter <input type="radio"/> Area
Hydraulic Diameter	mm
Hydraulic Area	mm ²

Figura 38. Parámetros Air Cleaner [38]

Para determinar estos valores se han tomado las dimensiones de un filtro de aire de la marca *Febi Bilstein* compatible con el vehículo seleccionado. [25]

Estas dimensiones son 494 mm x 85.5 mm x 57 mm (largo x ancho x espesor) conformando un volumen de 2.4 litros. Se ha determinado un valor de 0.5 litros tanto para el volumen del colector de entrada como el de salida, formando un volumen total de 3.4 litros.

Friction	
Friction Specification <input type="radio"/> Target Pressure Drop <input checked="" type="radio"/> Coefficient	
Target Pressure Drop	
Mass Flow	0 kg/s
Target Pressure Drop	0 bar
Inlet Pressure	0 bar
Inlet Air Temperature	-273.15 degC
Coefficient	
Friction Coefficient	0.02 [-]
Lam. Friction Coeff.	64 [-]

Flow Coefficients			
Pipe 1 Inflow	1	Pipe 1 Outflow	1
Flow into the Air Cleaner		Flow out the Air Cleaner	
Pipe 22 Inflow	1	Pipe 22 Outflow	1
Flow into the Air Cleaner		Flow out the Air Cleaner	

Figura 39. Configuración de la fricción en Air Cleaner [38]

La fricción se ha determinado a través de un coeficiente obtenido del “Boost Users Guide” y los coeficientes de flujo se fijan en 1 de acuerdo con la hipótesis previamente asumida.

6.3.3 2º tramo

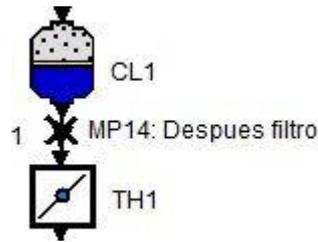


Figura 40. Pipe 1 [38]

Representará el tramo de unión desde el filtro de aire hasta la mariposa de admisión.

Cuenta con una longitud de 150 mm y un diámetro de 60 mm obtenido del valor de diámetro de la mariposa de admisión. El valor del coeficiente de fricción se establece en 0.01 según el apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide” para materiales plásticos y un conducto de diámetro de 60 mm.

Las condiciones de inicialización son de tipo Set 1.

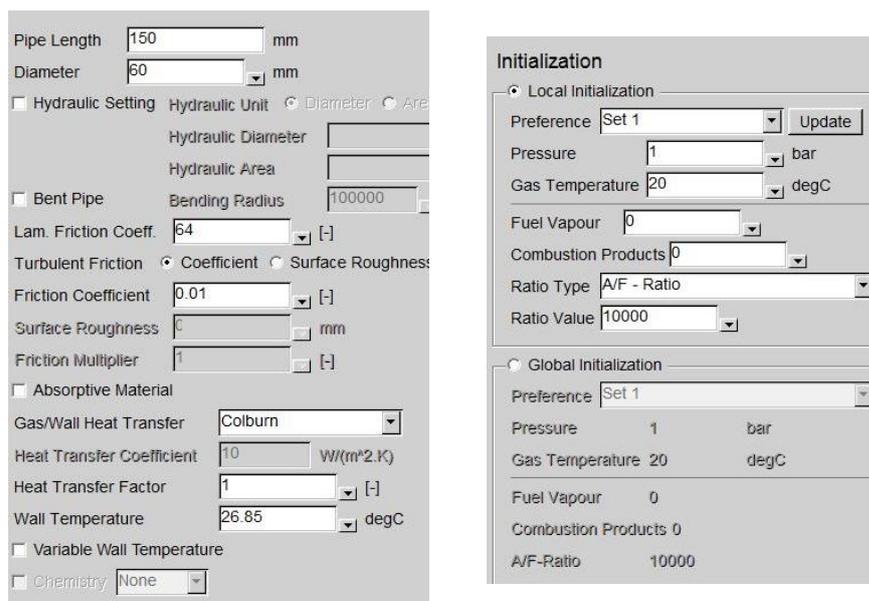


Figura 41. Parámetros Pipe 1 [38]

6.3.4 Throttle (Mariposa de admisión)



Este elemento es el encargado de la regulación del grado de carga en el modelo. Cuenta con un diámetro de 60 mm como se comentó en el capítulo 4, y debido a que el objetivo es obtener las curvas de par y potencia máxima, el ángulo será 90° (plena carga).

Reference Diameter mm
 Throttle Angle deg

Figura 42. Parámetros Throttle 1 [38]

Los coeficientes de flujo del cuerpo de la mariposa se definen de forma que tomen el valor de 0 cuando la mariposa está completamente cerrada (ángulo 0°) y el valor de 1 en el caso de plena carga (ángulo 90°).

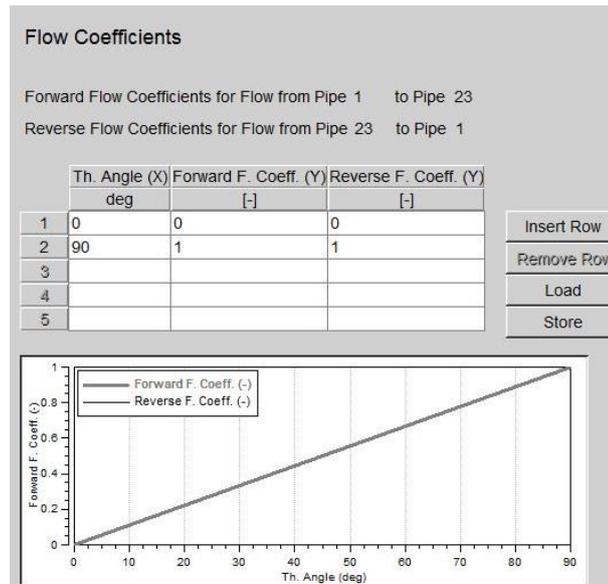


Figura 43. Coeficientes de flujo Throttle 1 [38]

6.3.5 3er tramo

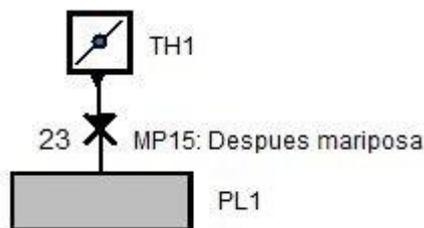


Figura 44. Pipe 23 [38]

Como se puede ver en la Figura 44, está comprendido entre la mariposa de admisión y el “plenum”. La longitud de este conducto es de 100 mm y el diámetro es de 60 mm al igual que el de la mariposa. El coeficiente de fricción se ha obtenido del apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide” para materiales plásticos y un diámetro de valor 60 mm, siendo 0.01.

Las condiciones de inicialización son de tipo Set 1.

The image shows two panels from a software interface. The left panel, titled 'Pipe 23', contains various input fields: Pipe Length (100 mm), Diameter (60 mm), Hydraulic Unit (Diameter selected), Hydraulic Diameter, Hydraulic Area, Bent Pipe (unchecked), Bending Radius (100000 mm), Lam. Friction Coeff. (64 [-]), Turbulent Friction (Coefficient selected), Friction Coefficient (0.01 [-]), Surface Roughness (0 mm), Friction Multiplier (1 [-]), Absorptive Material (unchecked), Gas/Wall Heat Transfer (Colburn), Heat Transfer Coefficient (10 W/(m².K)), Heat Transfer Factor (1 [-]), Wall Temperature (26.85 degC), Variable Wall Temperature (unchecked), and Chemistry (None). The right panel, titled 'Initialization', has two sections: 'Local Initialization' and 'Global Initialization'. Both sections show Preference (Set 1), Pressure (1 bar), Gas Temperature (20 degC), Fuel Vapour (0), Combustion Products (0), Ratio Type (A/F - Ratio), and Ratio Value (10000).

Figura 45. Parámetros Pipe 23 [38]

6.4 Plenum



Este elemento ha sido modelado para representar la unión de los cuatro colectores de admisión junto con la admisión principal.

The image shows a 'Geometry Definition' dialog box with a dropdown menu set to 'Volume'. Below it, there is a 'Volume' field with a value of 0.5 l.

Figura 46. Geometría del Plenum [38]

Para la definición de su geometría se establece la opción de proporcionar directamente el valor del volumen, siendo este de 0.5 litros.

The image shows a 'Connection Definition' dialog box with a dropdown menu set to 'None'.

Figura 47. Conexión Plenum – conductos [38]

No se ha establecido ningún tipo de conexión entre las tuberías, las condiciones de inicialización son de tipo Set 1, y el valor de los coeficientes de flujo es 1.

Initialization	
Local Initialization	
Preference	Set 1 <input type="button" value="Update"/>
Pressure	1 bar
Gas Temperature	20 degC
Fuel Vapour	0 [-]
Combustion Products	0 [-]
Ratio Type	A/F - Ratio
Ratio Value	10000 [-]
Global Initialization	
Preference	Set 1
Pressure	1 bar
Temperature	20 degC
Fuel Vapour	0
Combustion Products	0
A/F-Ratio	10000

Flow Coefficients			
Pipe 23 Inflow	1	Pipe 23 Outflow	1
Flow into the Plenum		Flow out the Plenum	
Pipe 24 Inflow	1	Pipe 24 Outflow	1
Flow into the Plenum		Flow out the Plenum	
Pipe 25 Inflow	1	Pipe 25 Outflow	1
Flow into the Plenum		Flow out the Plenum	
Pipe 26 Inflow	1	Pipe 26 Outflow	1
Flow into the Plenum		Flow out the Plenum	
Pipe 27 Inflow	1	Pipe 27 Outflow	1
Flow into the Plenum		Flow out the Plenum	

Figura 48. Parámetros Plenum [38]

6.5 Colectores de admisión

La geometría se divide en dos tramos:

6.5.1 1^{er} tramo

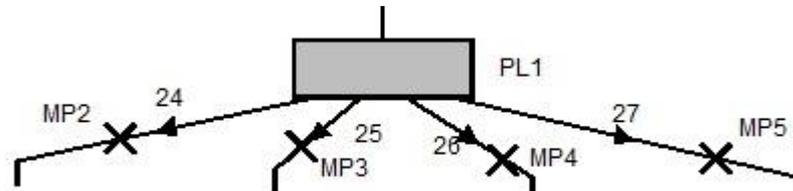


Figura 49. Primer tramo de los colectores de admisión (Pipes 24, 25, 26, 27) [38]

Tienen una longitud de 340 mm y un diámetro de 36 mm según lo descrito en el capítulo 4, y comprenden la distancia desde el “plenum” hasta los inyectores. Cuentan con un punto de medida que estará relacionado con el inyector correspondiente a cada colector.

El coeficiente de fricción se ha determinado mediante interpolación lineal según la tabla del apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide”, tomando el valor de 0.0102.

Las condiciones de inicialización serán de tipo Set 1.

The image shows two panels from a software interface. The left panel, titled 'Pipe Parameters', includes fields for Pipe Length (340 mm), Diameter (36 mm), Hydraulic Setting (Hydraulic Unit: Diameter), Hydraulic Diameter, Hydraulic Area, Bent Pipe (Bending Radius: 100000 mm), Lam. Friction Coeff. (64 [-]), Turbulent Friction (Coefficient), Friction Coefficient (0.0102 [-]), Surface Roughness (0 mm), Friction Multiplier (1 [-]), Absorptive Material (Colburn), Gas/Wall Heat Transfer (Colburn), Heat Transfer Coefficient (10 W/(m².K)), Heat Transfer Factor (1 [-]), Wall Temperature (26.85 degC), Variable Wall Temperature, and Chemistry (None). The right panel, titled 'Initialization', shows 'Local Initialization' with Preference (Set 1), Pressure (1 bar), Gas Temperature (20 degC), Fuel Vapour (0), Combustion Products (0), Ratio Type (A/F - Ratio), and Ratio Value (10000). It also shows 'Global Initialization' with the same values.

Figura 50. Parámetros Pipes 24, 25, 26, 27 [38]

6.5.2 Inyector →+

Se trata del elemento encargado de añadir el combustible a la corriente de aire entrante al motor.

The image shows a selection for 'Injection Method' with two radio buttons: 'Continuous' (selected) and 'Intermittent'.

Figura 51. Método de inyección [38]

El método de inyección elegido será el continuo, según lo mostrado en la Figura 51.

The image shows a 'Mass Flow Specification' dialog box. It has two radio buttons: 'Ratio Control' (selected) and 'Direct Control'. Under 'Ratio Control', there is a 'Ratio' field (13.2 [-]), 'Injector Model' (Injection Nozzle (Continuous Injection)), 'Air Flow taken from Measuring Point' (Measuring Point 2), and 'The Injector Covers' (100 % of the Total Air Flow). Under 'Direct Control', there are two options: 'Mass / Cycle' (0 kg/cycle) and 'Mass / Time' (0 kg/s).

Figura 52. Parámetros de inyección [38]

El inyector suministra combustible según la relación A/F igual a 13.2, el modelo de inyector será "Injection Nozzle", y se cubre el 100% del aire medido en el punto de medida correspondiente a cada colector.

Fuel Temperature degC

Flow Coefficients

Flow Coefficients for Flow

from Pipe 2 to Pipe 24 is

from Pipe 24 to Pipe 2 is

Figura 53. Temperatura del combustible y coeficientes de flujo [38]

Se establece el valor de 25 °C para la temperatura del combustible y los coeficientes de flujo de valor 1.

6.5.3 2º tramo

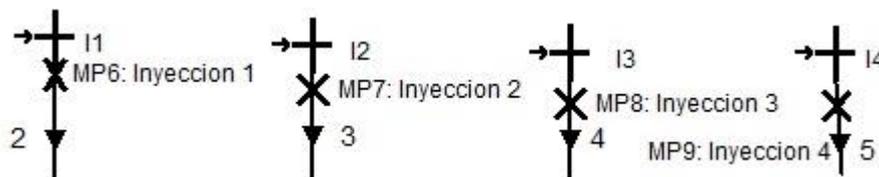


Figura 54. Segundo tramo de los colectores de admisión (Pipes 2, 3, 4, 5) [38]

Comprende la distancia desde el inyector hasta la unión de las pipas de admisión.

En este caso la longitud es de 50 mm y el diámetro se mantiene en 36 mm. Debido a que en el apartado "4.2.3.1" del "Boost Users Guide" no existe la opción de aluminio para el cálculo del coeficiente de fricción, se ha aproximado por acero. El resultado de realizar una interpolación lineal es un coeficiente de valor 0.0222, y en este caso, las condiciones de inicialización son de tipo Set 2.

Figura 55. Parámetros Pipes 2, 3, 4, 5 [38]

6.6 Junction (Unión de las pipas de admisión)

Se establece el modelo de presión estática constante.

Figura 56. Junction 1, 2, 3, 4 [38]

6.7 Pipas de admisión

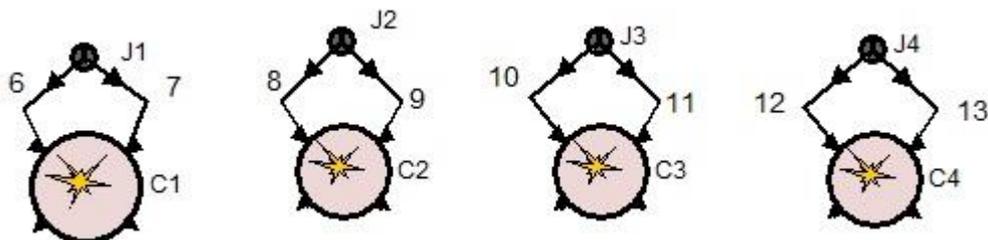


Figura 57. Pipas de admisión (Pipes 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13) [38]

La longitud de estos conductos es de 50 mm y el diámetro es igual a 24 mm ($0.8 \cdot D_v$ [1]). El coeficiente de fricción se ha determinado a partir del apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide” usando la hipótesis de acero en vez de aluminio, obteniéndose un valor de 0.023.

Las condiciones de inicialización son de tipo Set 2.

Pipe Length	50	mm
Diameter	24	mm
<input type="checkbox"/> Hydraulic Setting Hydraulic Unit <input checked="" type="radio"/> Diameter <input type="radio"/> Area		
Hydraulic Diameter		mm
Hydraulic Area		mm ²
<input type="checkbox"/> Bent Pipe Bending Radius 100000 mm		
Lam. Friction Coeff.	64	[-]
Turbulent Friction <input checked="" type="radio"/> Coefficient <input type="radio"/> Surface Roughness		
Friction Coefficient	0.023	[-]
Surface Roughness		mm
Friction Multiplier	1	[-]
<input type="checkbox"/> Absorptive Material		
Gas/Wall Heat Transfer	Colburn	
Heat Transfer Coefficient	10	W/(m ² .K)
Heat Transfer Factor	1	[-]
Wall Temperature	26.85	degC
<input type="checkbox"/> Variable Wall Temperature		
<input type="checkbox"/> Chemistry None		

Initialization	
<input checked="" type="radio"/> Local Initialization	
Preference	Set 2 Update
Pressure	1 bar
Gas Temperature	40 degC
Fuel Vapour	0.07
Combustion Products	0
Ratio Type	A/F - Ratio
Ratio Value	13.2
<input type="radio"/> Global Initialization	
Preference	Set 1
Pressure	1 bar
Gas Temperature	20 degC
Fuel Vapour	0
Combustion Products	0
A/F-Ratio	10000

Figura 58. Parámetros Pipes 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 [38]

6.8 Cylinder



Bore	77	mm
Stroke	85.8	mm
Compression Ratio	11	[-]
Con-Rod Length	144	mm
Piston Pin Offset	0	mm
Effective Blow By Gap	0	mm
Mean Crankcase Press.	1	bar
<input type="checkbox"/> User Defined Piston Motion		
<input type="checkbox"/> Chamber Attachment		
Scavenge Model	Perfect Mixing	

Figura 59. Parámetros geométricos de los cilindros [38]

El diámetro es de 77 mm, la carrera es de 85.8 mm, la relación de compresión es de 11:1, la longitud de la biela es de 144 mm, y no se considera un desplazamiento del eje del bulón del pistón respecto al eje del cigüeñal ni espacio efectivo para fugas de blow by. El modelo de barrido elegido es del "Perfect Mixing" debido a que es un motor de cuatro tiempos, según lo descrito en el capítulo 5.1.7.

Initialization

Initial Conditions at EO

Pressure: 11 bar

Temperature: 700 degC

Initial Gas Composition

Ratio Type: A/F - Ratio

Ratio Value: 13.2 [-]

Fuel Vapour: 0 [-]

Combustion Products: 1 [-]

SHP Condition Setting

Figura 60. Inicialización del cilindro [38]

Las condiciones de inicialización en el final de la alta presión se establecen de forma que el valor de la presión es de 11 bares, la temperatura de 700 °C, la composición del gas sigue la relación A/F de valor 13.2, y el valor de los productos de combustión es 1.

Combustion

Heat Release: Vibe

Vibe Parameter Fitting: Off

Fuelling

Fuel Mass / Cycle: 0 kg

A/F-Ratio: 13.81 [-]

Mixture Preparation

Internal External

Figura 61. Modelo de combustión [38]

El modelo elegido de combustión es el de “Vibe” y se elige una preparación de la mezcla de forma externa, ya que es un motor de inyección indirecta.

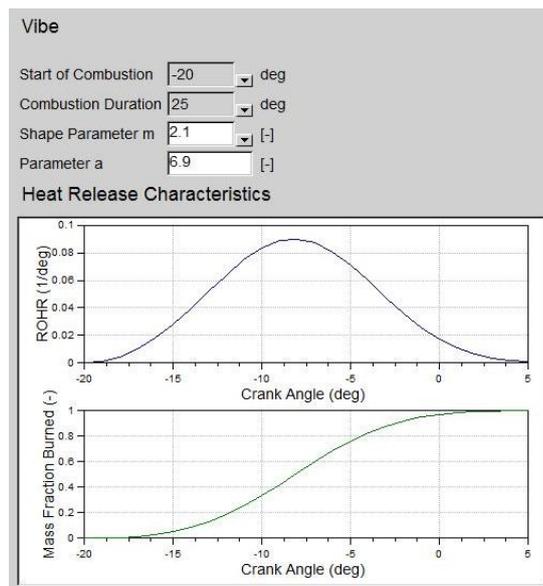


Figura 62. Modelo de combustión "Vibe" [38]

Universidad de Valladolid

El inicio y duración de la combustión se establecen como parámetros que variarán en función del régimen de giro. El parámetro “m” toma el valor de 2.1 y el parámetro “a” el valor de 6.9 siguiendo el “Boost Users Guide”.

Heat Transfer

Cylinder:

Ports: Zapf None

Piston

Surface Area: mm²

Wall Temperature: degC

Piston Calibration Factor: [-]

Cylinder Head

Surface Area: mm²

Wall Temp.: degC

Head Calibration Factor: [-]

Liner

Layer Discretization

Surface Area (Piston at TDC): mm²

Wall Temp. (Piston at TDC): degC

Wall Temp. (Piston at BDC): degC

Liner Calibration Factor: [-]

Combustion System: DI IDI

Incylinder Swirl Ratio nD/nM: [-]

Variable Wall Temperature

Figura 63. Transferencia de calor en el cilindro [38]

Para el modelo de transferencia de calor se selecciona la opción de “Woschini 1978”. La superficie del pistón es de 4656.6257 mm², tiene una temperatura superficial de 120 °C y un factor de calibración igual a 1. En cuanto a la culata, la superficie se calcula a través de una aproximación establecida en el “Boost Users Guide” multiplicando el área anterior por un factor de 1.1. La temperatura de la pared es de 170 °C y el factor de calibración es de 1.

Valve Port Specifications

Controlled By		Port		Variable Wall Temperature		
Pipe	Control	Surf.Area	W.Temp	W.Thick	Conduct	Heat Cap
		mm ²	degC	mm	W/(m.K)	kJ/(m ³ .K)
6	Valve	706.8583	200	<input type="checkbox"/>	0	0
7	Valve	706.8583	200	<input type="checkbox"/>	0	0
14	Valve	490.8739	700	<input type="checkbox"/>	0	0
15	Valve	490.8739	700	<input type="checkbox"/>	0	0
				<input type="checkbox"/>		
				<input type="checkbox"/>		
				<input type="checkbox"/>		
				<input type="checkbox"/>		

Figura 64. Especificaciones de las válvulas [38]

Valve Port Specification

Intake pipe

Inner Valve Seat (= Reference) Diameter mm

Valve Clearance mm

Scaling Factor for Eff. Flow Area [-]

Calculate Dynamic Incylinder Swirl

Calculate Dynamic Incylinder Tumble

Modification of Valve Lift Timing

Valve Opening Shift deg

Valve Closing Shift deg

Reference Lift for Valve Timing mm

Reference Lift Base

Valve Port Specification

Exhaust pipe

Inner Valve Seat (= Reference) Diameter mm

Valve Clearance mm

Scaling Factor for Eff. Flow Area [-]

Calculate Dynamic Incylinder Swirl

Calculate Dynamic Incylinder Tumble

Modification of Valve Lift Timing

Valve Opening Shift deg

Valve Closing Shift deg

Reference Lift for Valve Timing mm

Reference Lift Base

Figura 65. Dimensiones de las válvulas (Izquierda admisión - Derecha escape) [38]

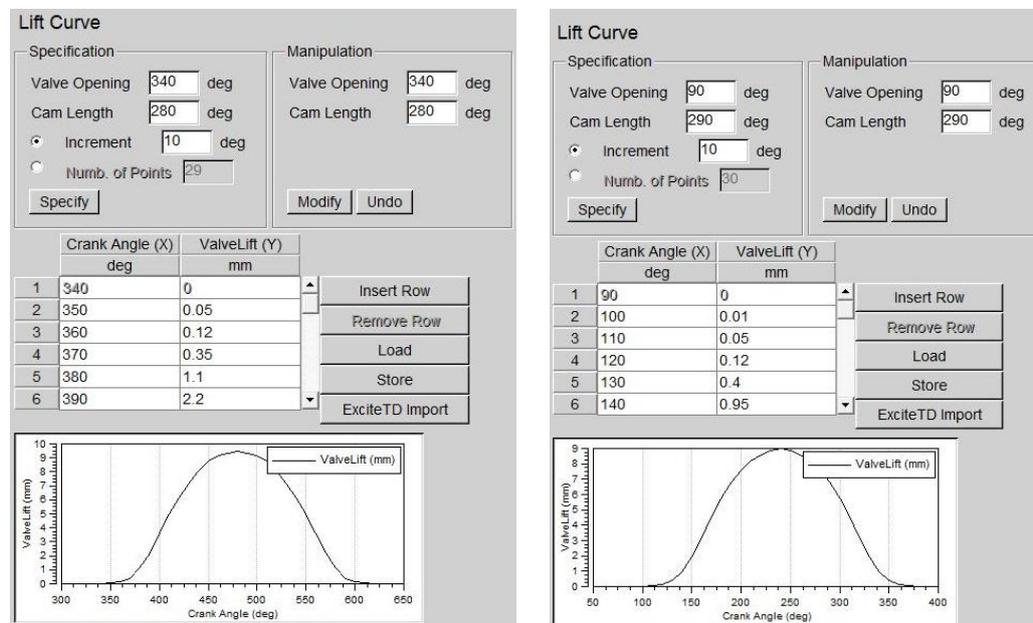
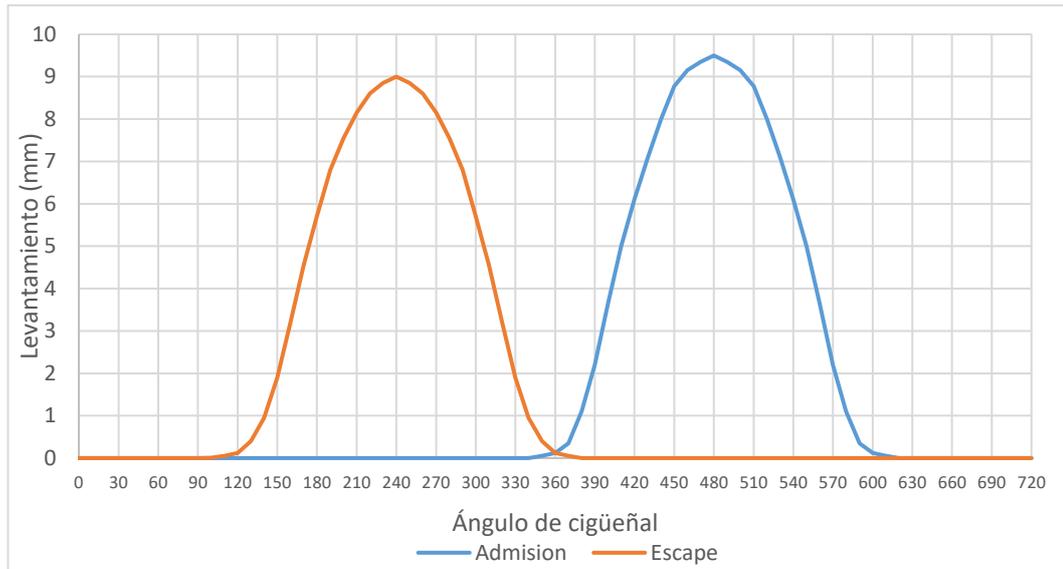


Figura 66. Levantamiento de las válvulas (Izquierda admisión - Derecha escape) [38]

El diámetro de la válvula de admisión es de 30 mm, mientras que el diámetro de la válvula de escape es de 25 mm, dimensiones descritas en el capítulo 4. En los dos casos se fija una holgura de 0.1mm.

El factor de escala se detallará en el anexo 1 su proceso de cálculo.

Los diagramas de apertura de las válvulas se han obtenido de un manual del motor EP6 [20]. En la siguiente gráfica se puede observar con más detalle:



Gráfica 3. Levantamientos de las válvulas en función del ángulo girado por el cigüeñal [22]

El valor máximo de levantamiento de la válvula de admisión es de 9.5 mm, mientras que para la válvula de escape el levantamiento máximo es de 9 mm.

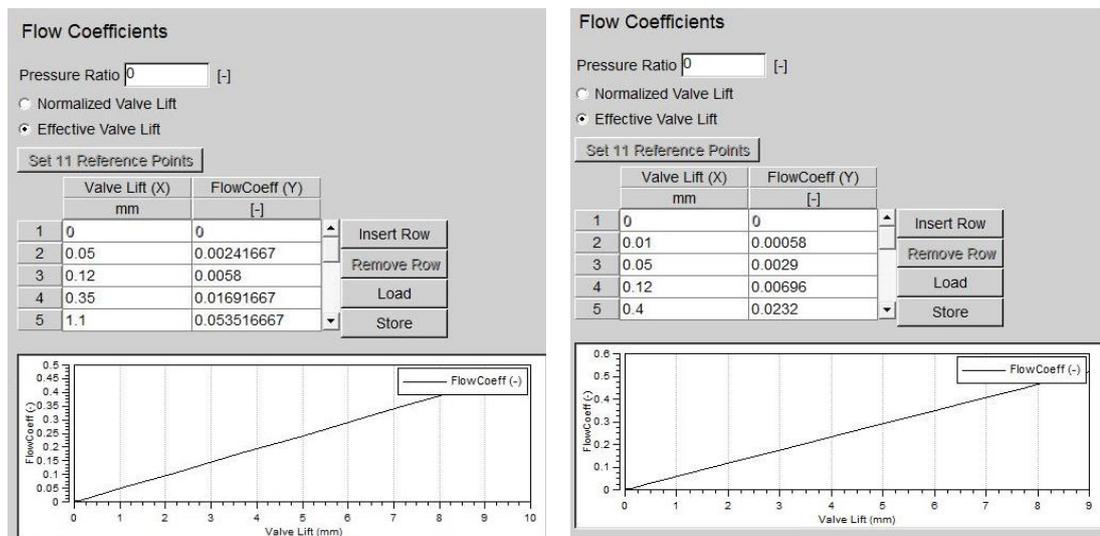


Figura 67. Coeficientes de flujo en las válvulas [38]

Para el cálculo de los coeficientes de flujo se ha creado un anexo en el que se describe el proceso. Sin embargo, debido a la falta de datos, se ha seguido la aproximación de Taylor, detallada en este Anexo 1.

6.9 Pipas de escape

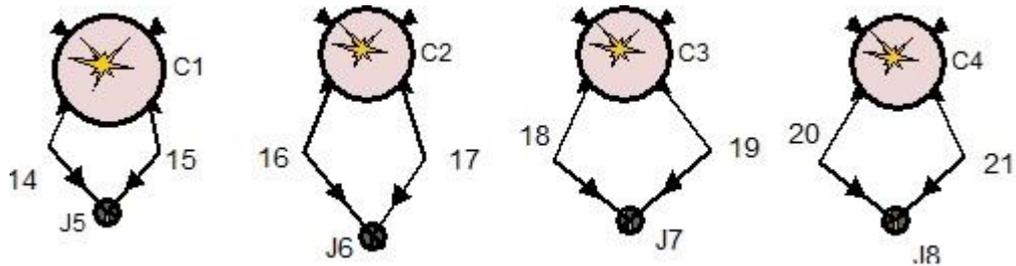


Figura 68. Pipas de escape (Pipas 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21) [38]

En este caso el diámetro es de 22 mm (sección mayor que el 75% del área de la válvula [1]) y la longitud de 50 mm al igual que las pipas de admisión. El coeficiente de fricción se ha obtenido a partir del apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide” utilizando la hipótesis asumida de acero en vez de aluminio, obteniéndose un valor de 0.023.

Las condiciones de inicialización son en este caso de tipo Set 3.

Pipe Parameters:

- Pipe Length: 50 mm
- Diameter: 22 mm
- Hydraulic Setting: Hydraulic Unit: Diameter Area
- Hydraulic Diameter: [] mm
- Hydraulic Area: [] mm²
- Bent Pipe: Bending Radius: 100000 mm
- Lam. Friction Coeff.: 64 [-]
- Turbulent Friction: Coefficient Surface Roughness
- Friction Coefficient: 0.023 [-]
- Surface Roughness: [] mm
- Friction Multiplier: 1 [-]
- Absorptive Material:
- Gas/Wall Heat Transfer: Colburn
- Heat Transfer Coefficient: 10 W/(m²·K)
- Heat Transfer Factor: 1 [-]
- Wall Temperature: 26.85 degC
- Variable Wall Temperature:
- Chemistry: None

Initialization:

- Local Initialization
 - Preference: Set 3 [Update]
 - Pressure: 1 bar
 - Gas Temperature: 350 degC
 - Fuel Vapour: 0
 - Combustion Products: 1
 - Ratio Type: A/F - Ratio
 - Ratio Value: 13.2
- Global Initialization
 - Preference: Set 1
 - Pressure: 1 bar
 - Gas Temperature: 20 degC
 - Fuel Vapour: 0
 - Combustion Products: 0
 - A/F-Ratio: 10000

Figura 69. Parámetros Pipes 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21 [38]

6.10 Junction (Unión de las pipas de escape)

Al igual que en el caso de la admisión, se asume el modelo de presión estática constante:

Junction Type :

- Constant Pressure
- Constant Static Pressure
- Refined Model

Figura 70. Junction 5, 6, 7, 8 [38]

6.11 Colectores de escape

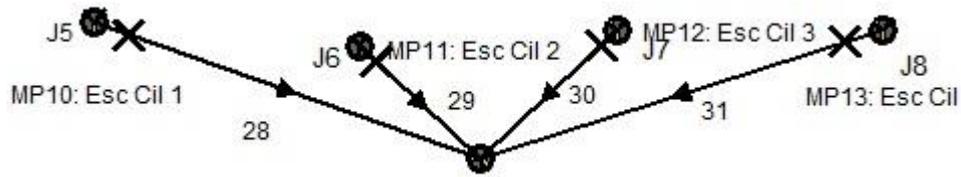


Figura 71. Pipes 28, 29, 30, 31 [38]

Para los colectores de escape se ha modelado un conducto de 50 mm de diámetro y 200 mm de longitud.

El coeficiente de fricción se ha obtenido a partir del apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide” mediante interpolación lineal para un material de acero y diámetro 50 mm, resultando un coeficiente de 0.0203.

Las condiciones de inicialización son de tipo Set 3.

Figura 72. Parámetros Pipes 28, 29, 30, 31 [38]

6.12 Junction (Unión de los colectores de escape)

Al igual que en los dos casos anteriores, el tipo elegido es el de presión estática constante.

Figura 73, Junction 9 [38]

6.13 Escape

Puesto que se conoce la longitud total del escape (2600 mm) pero no las dimensiones y características necesarias para describir los silenciosos y el catalizador, se va a modelar un sistema de escape con una válvula de mariposa.

6.13.1 1^{er} tramo

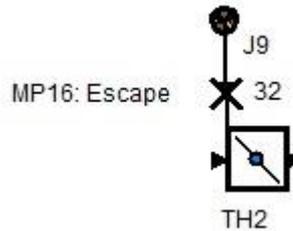


Figura 74. Pipe 32 [38]

Este tramo se compone por un conducto de acero de diámetro 60 mm y longitud 1000 mm. En este caso no es necesario realizar interpolación lineal para obtener el coeficiente de fricción, resultando 0.019.

Las condiciones de inicialización son de tipo Set 3.

Figura 75. Parámetros Pipe 32 [38]

6.13.2 Throttle (Mariposa del escape)

Debido a la falta de datos necesarios para modelar el catalizador y silencioso del modelo real como se ha comentado previamente, se ha decidido sustituir por una válvula de mariposa con un cierto ángulo de apertura.

Reference Diameter mm
 Throttle Angle deg

Figura 76. Dimensiones Throttle [38]

En este caso el diámetro será 60 mm y se establece un ángulo de 65°.

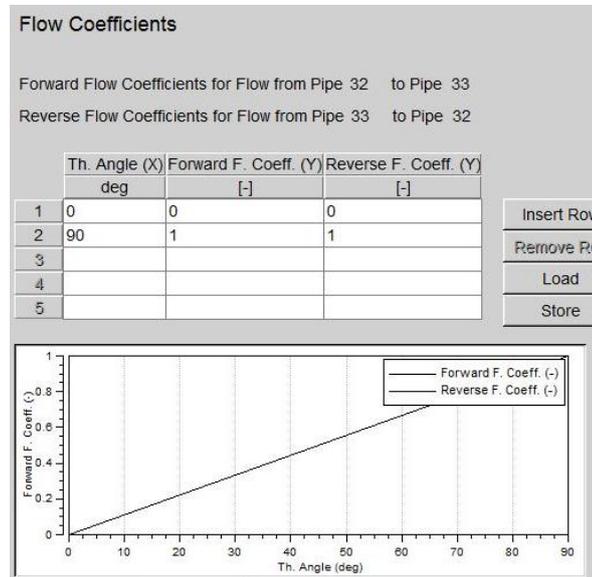


Figura 77. Coeficientes de flujo Throttle 2 [38]

Los coeficientes de flujo se definen de la misma forma que en caso de la mariposa de admisión, siendo nulos cuando la mariposa está cerrada (ángulo 0°) y 1 cuando está completamente abierta (ángulo 90°).

6.13.3 2º tramo

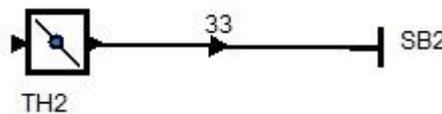


Figura 78. Pipe 33 [38]

Este último tramo de escape cuenta con unas dimensiones de 1600 mm de longitud y 60 mm de diámetro.

El valor del coeficiente de fricción es el mismo que en el tramo anterior (0.019) y las condiciones de inicialización son de tipo Set 3.

The image shows two panels of a software interface. The left panel, titled 'Pipe Parameters', includes fields for Pipe Length (1600 mm), Diameter (60 mm), Hydraulic Setting (Diameter selected), Hydraulic Diameter, Hydraulic Area, Bent Pipe (checked), Bending Radius (100000 mm), Lam. Friction Coeff. (64), Turbulent Friction (Coefficient selected), Friction Coefficient (0.019), Surface Roughness, Friction Multiplier, Absorptive Material, Gas/Wall Heat Transfer (Colburn selected), Heat Transfer Coefficient (10 W/(m².K)), Heat Transfer Factor (1), Wall Temperature (26.85 degC), Variable Wall Temperature (checked), and Chemistry (None). The right panel, titled 'Initialization', has two sections: 'Local Initialization' (Preference: Set 3, Pressure: 1 bar, Gas Temperature: 350 degC, Fuel Vapour: 0, Combustion Products: 1, Ratio Type: A/F - Ratio, Ratio Value: 13.2) and 'Global Initialization' (Preference: Set 1, Pressure: 1 bar, Gas Temperature: 20 degC, Fuel Vapour: 0, Combustion Products: 0, A/F-Ratio: 10000).

Figura 79. Parámetros Pipe 33 [38]

6.14 “System Boundary” de escape

Se ha fijado el tipo “Standard”, unas condiciones de inicialización de tipo Set 3, y el valor de los coeficientes de flujo a la entrada y salida de la “Pipe 33” de valor 1.

The image shows three panels of a software interface. The top panel, 'Boundary Type', has 'Standard' selected. The middle panel, 'Boundary Conditions', has 'Local Boundary Conditions' selected with Preference: Set 3, Pressure: 1 bar, Gas Temperature: 350 degC, Fuel Vapour: 0, Combustion Products: 1, Ratio Type: A/F - Ratio, Ratio Value: 13.2. The 'Global Boundary Conditions' section shows Preference: Set 1, Pressure: 1 bar, Gas Temperature: 20 degC, Fuel Vapour: 0, Combustion Products: 0, and A/F-Ratio: 10000. The bottom panel, 'Flow Coefficients', shows Pipe 33 Inflow and Pipe 33 Outflow both set to 1.

Figura 80. Configuración SB2 [38]



Universidad de Valladolid

6.15 Measuring Points

En la Tabla 7 se muestran las cotas de posición de cada punto de medida con respecto al final del conducto correspondiente a cada uno:

Measuring Point	Cota
MP1	150mm
MP14	50 mm
MP15	50 mm
MP2-3-4-5	250 mm
MP6-7-8-9	25 mm
MP10-11-12-13	190 mm
MP16	900 mm

Tabla 7. Posición de los puntos de medida

7. RESULTADOS DEL MODELO SOBRE EL PEUGEOT 208 1.6 16v VTI

Tras completar la configuración de todos los elementos que componen el modelo se puede proceder a realizar simulaciones.

El objetivo es validar este modelo utilizando las curvas de par y potencia reales del motor, como ya se comentó previamente.

Para obtener un resultado correcto, se ha realizado la optimización de 6 parámetros para conocer el valor óptimo que proporcione los requerimientos deseados en cada régimen de giro.

El rango de régimen de giro simulado va desde 1000 rpm hasta 6500 rpm con un incremento de 500 rpm. El régimen de giro teórico de máximo par también ha sido estudiado (4250 rpm)

En la Figura 81 se muestran los parámetros que componen este modelo, y en la Figura 82 los valores óptimos que proporcionarían el resultado posteriormente mostrado.

Parameter	Type	Value	Unit
Angulo_escape	global	65	deg (Angle)
Combustion_Duration	global	25	deg (Angle)
RAA	global	0	deg (Angle)
RAE	global	0	deg (Angle)
RCA	global	12	deg (Angle)
RCE	global	0	deg (Angle)
REG	global	1000	rpm (Angular Velocity)
Start_Of_Combustion	global	-20	deg (Angle)

Figura 81. Parámetros del modelo [38]

Los parámetros variables son optimizados en el orden que se muestra a continuación buscando las prestaciones de potencia y par mostradas en el capítulo 4 (Gráfica 1):

1. Inicio de la combustión (Start_Of_Combustion)
2. Duración de la combustión (Combustion_Duration)
3. RCA (Cierre de la válvula de admisión)
4. RCE (Cierre de la válvula de escape)
5. RAA (Apertura de la válvula de admisión)
6. RAE (Apertura de la válvula de escape)

Mediante un proceso que se detallará en el anexo 2 se obtienen los diferentes valores para cada uno de los parámetros.

Universidad de Valladolid

Case Set 1	REG rt_Of_Combustion	nbustion_Duration	RCA	RCE	RAA	RAE	Status
	rpm	deg	deg	deg	deg	deg	
Case 1	1000	-20	25	12	0	0	completed
Case 2	1500	-9	28	20	0	-15	completed
Case 3	2000	-15	37.5	0	5	-8	completed
Case 4	2500	-15	37.5	0	0	0	completed
Case 5	3000	-17	38	15	-11	0	completed
Case 6	3500	-20	45	0	5	-4	completed
Case 7	4000	-16	48	0	10	-10	completed
Case 8	4250	-18	48	0	2	0	completed
Case 9	4500	-19	48	10	0	-10	completed
Case 10	5000	-20	48	0	0	0	completed
Case 11	5500	-22	48	5	0	0	completed
Case 12	6000	-20	50	13	0	0	completed
Case 13	6500	-21	52	6	0	0	completed

Figura 82. Valores optimizados del modelo [38]

Por último, se ejecuta el programa y se obtienen los siguientes resultados:

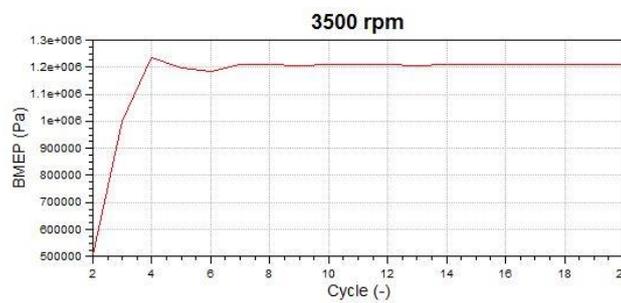
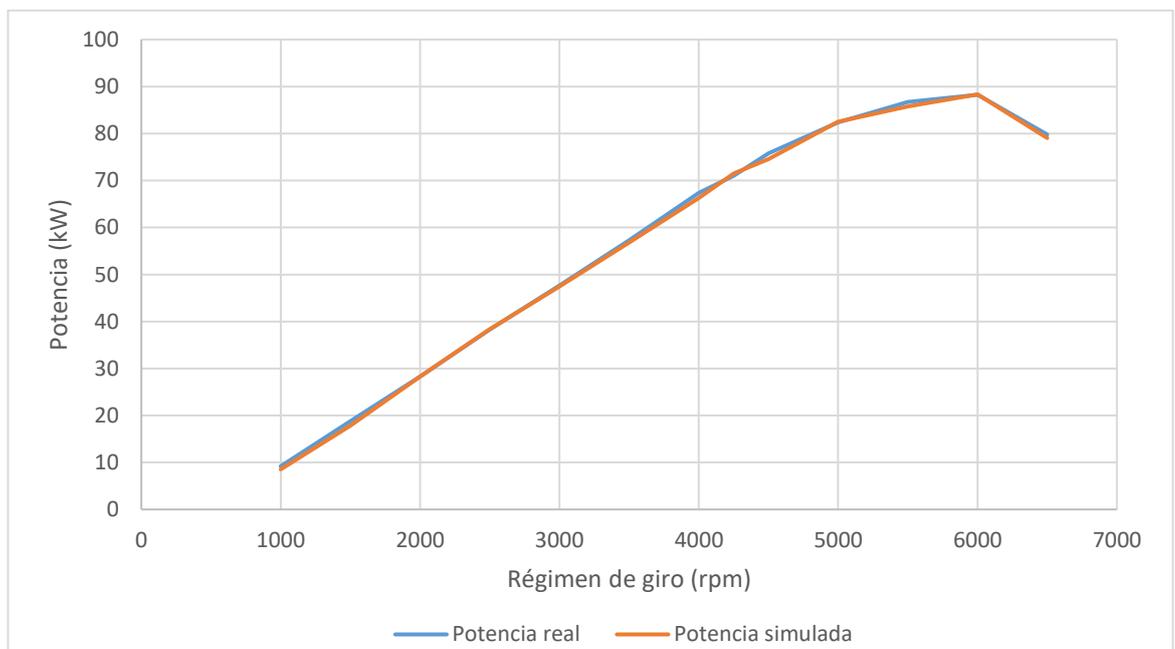


Figura 83. Pme frente al número de ciclos a un régimen de 3500 rpm [38]

La Figura 83 muestra la estabilidad de los resultados, ya que a partir de 10 ciclos el valor prácticamente no varía, por lo que los resultados serán aceptables.



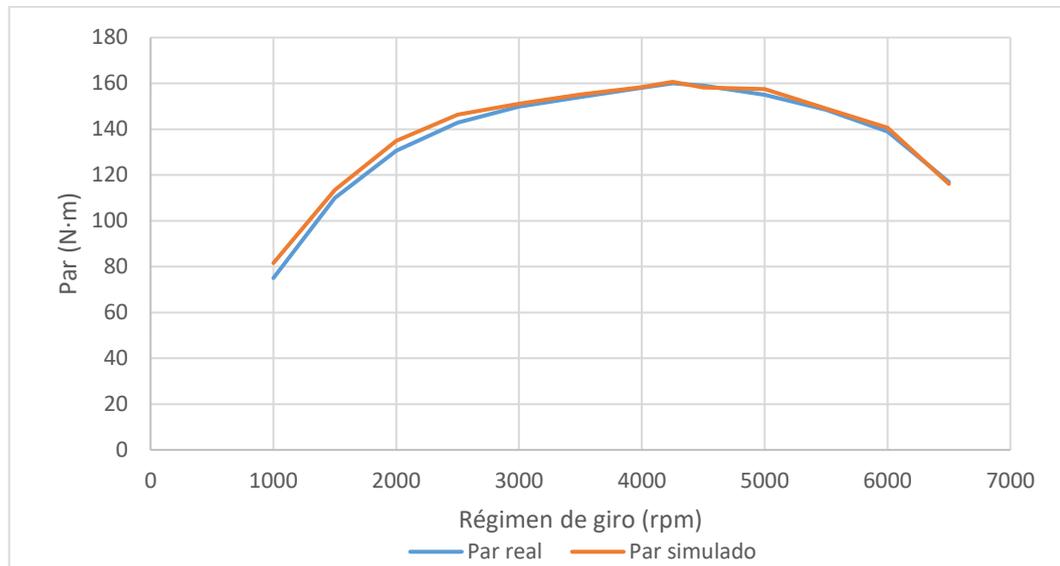
Gráfica 4. Curvas de potencia real y simulada frente al régimen de giro

Tabla 8. Valores numéricos de las curvas de potencia real y simulada

rpm	Potencia real		Potencia simulada	Precisión
	cv	kW	kW	
1000	12,51	9,19	8,54	92,89%
1500	25,52	18,76	17,83	95,07%
2000	38,53	28,32	28,27	99,84%
2500	52,04	38,25	38,31	99,82%
3000	64,84	47,66	47,46	99,58%
3500	77,95	57,3	56,83	99,19%
4000	91,66	67,37	66,29	98,40%
4250	96,6	71	71,5	99,30%
4500	103,07	75,76	74,55	98,40%
5000	112,08	82,38	82,5	99,85%
5500	117,98	86,72	85,8	98,94%
6000	120,08	88,26	88,33	99,91%
6500	108,57	79,80	79,07	99,08%

Como se puede observar en la Tabla 8 y en la Gráfica 4, los resultados tienen una gran similitud con los valores reales. El mínimo valor de precisión que se obtiene es 92,89% en 1500 rpm.

El máximo de potencia se obtiene en ambos casos en 6000 rpm con una precisión del 99,91%, y la tendencia de ambas curvas es similar.



Gráfica 5. Curvas de par real y simulado frente al régimen de giro

Tabla 9. Valores numéricos de las curvas de par real y simulado

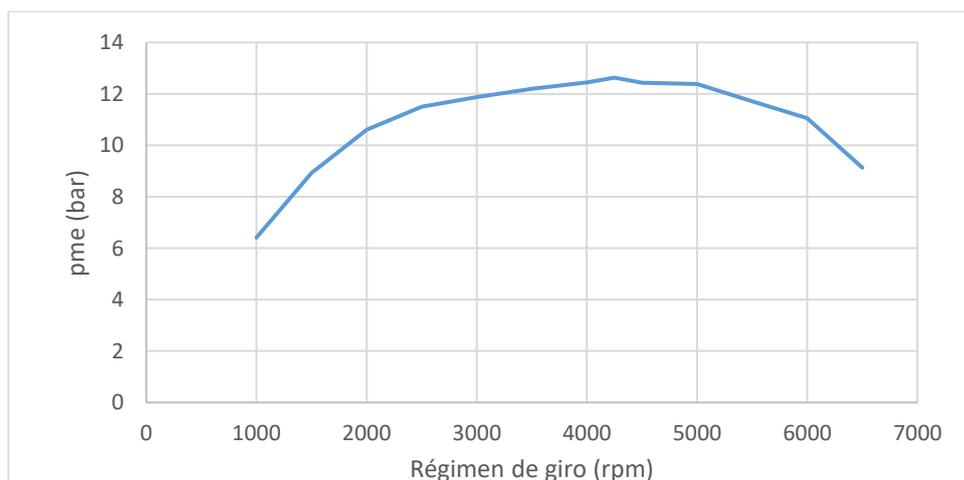
rpm	Par Real (N-m)	Par simulado (N-m)	Precisión
1000	75	81,55	91,97%
1500	110	113,52	96,90%
2000	130,6	134,98	96,75%
2500	142,8	146,35	97,58%
3000	149,8	151,08	99,16%
3500	154	155,07	99,31%
4000	158	158,26	99,84%
4250	160	160,66	99,59%
4500	159	158,19	99,49%
5000	155	157,56	98,38%
5500	148,5	148,96	99,69%
6000	139	140,6	98,87%
6500	117	116,16	99,28%

En la Gráfica 5 y en la Tabla 9, se puede comprobar el buen ajuste del modelo simulado con respecto al real. El mínimo valor de precisión obtenido en este caso es de 91,97%, y como en el caso de la potencia, el valor máximo de par se obtiene a 4250 rpm en los dos casos con una precisión del 99,59%.

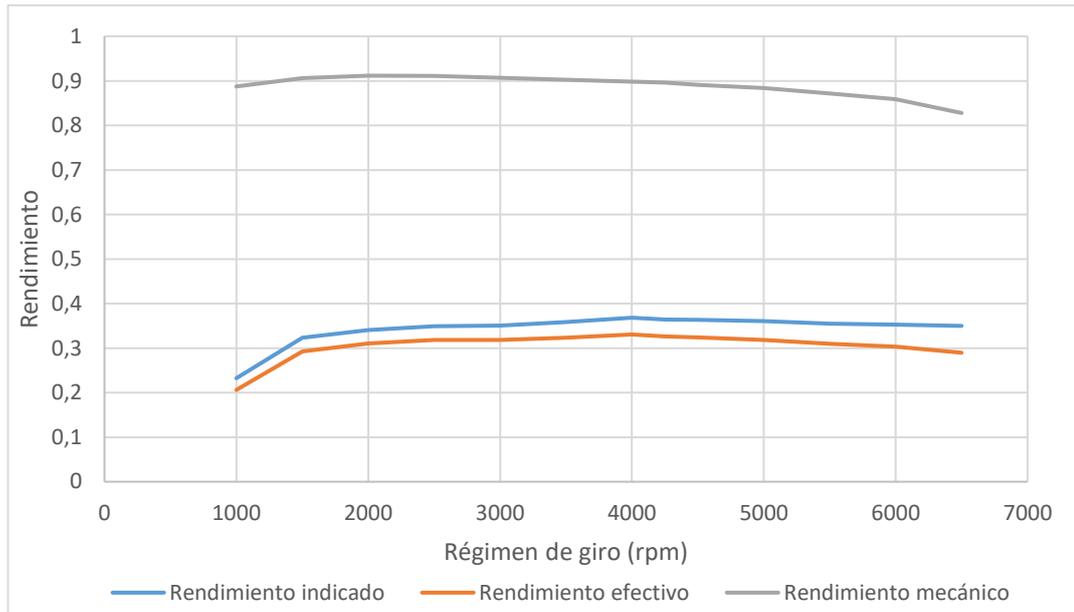
La tendencia de las dos curvas es muy parecida excepto entre 1000 y 3000 rpm que queda ligeramente por encima la simulada, y en 5000 rpm que aumenta ligeramente el valor la simulada con respecto a la real.

Debido a la alta precisión obtenida en los dos casos se puede validar el modelo realizado determinando que tiene un gran ajuste con respecto a los datos reales.

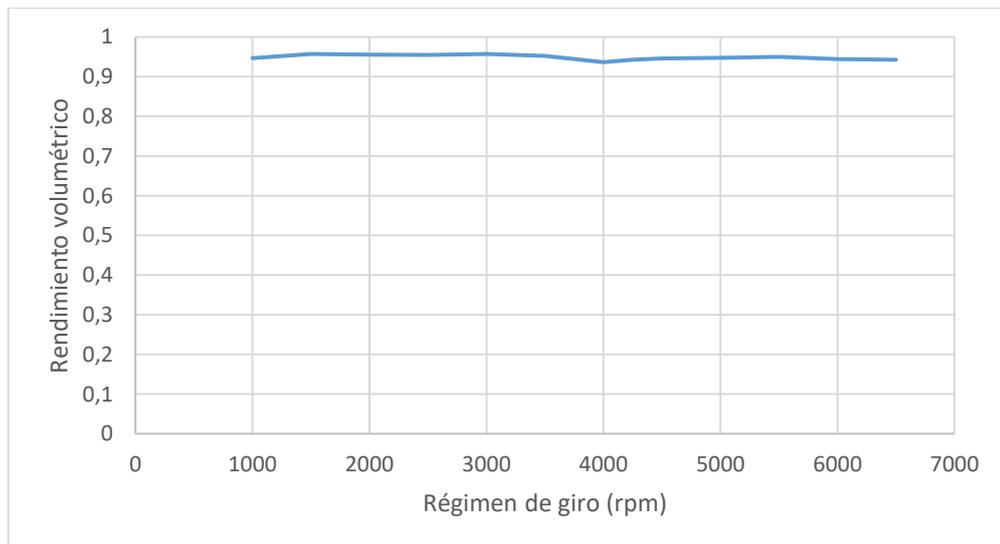
A continuación se mostrarán los resultados de diferentes variables del motor:



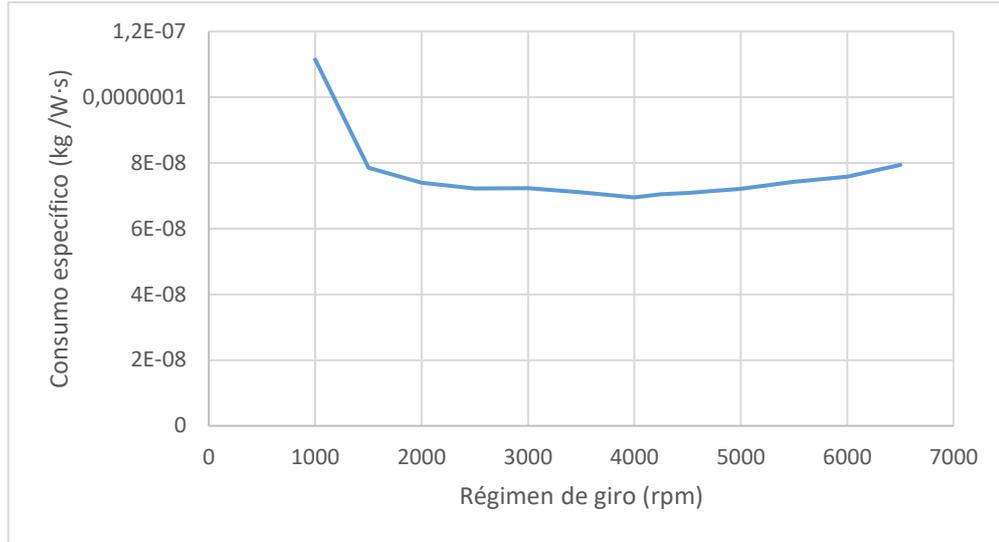
Gráfica 6. Presión media efectiva frente a régimen de giro



Gráfica 7. Rendimiento indicado, efectivo y mecánico frente a régimen de giro



Gráfica 8. Rendimiento volumétrico frente al régimen de giro



Gráfica 9. Consumo específico efectivo frente al régimen de giro

8. MODELO EN AVL BOOST SOBRE EL PEUGEOT 208 R2

En este capítulo se van a plantear modificaciones sobre el modelo del capítulo 6 con el objetivo de conseguir un modelo que se adapte a las condiciones de par y potencia máxima reales del Peugeot 208 R2 proporcionadas por el fabricante (185 cv / 136.05 kW y 186.2 N·m).

Debido a la falta de información solo se conocen los aspectos que se han modificado, pero en la mayoría de los casos no se conoce la forma de realizar estos ajustes. Una de las modificaciones es la admisión que pasa a tener la forma mostrada en la Figura 84.



Figura 84. Toma de admisión de aire [37]

Los colectores tanto de admisión como de escape se ven modificados, suprimiendo en este último el catalizador y pasando de una geometría 4-1 a una 4-2-1.

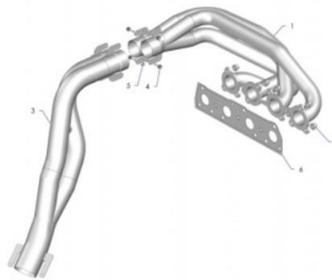


Figura 85. Colectores de escape [37]

Otros aspectos modificados son los pistones, las bielas y los árboles de levas.

Por último, el sistema de escape se ve modificado también proporcionando una menor restricción.

A continuación se presentan las modificaciones realizadas con el objetivo de obtener las especificaciones previamente mencionadas. Dado que la mayoría de los valores reales de las modificaciones son desconocidos, se sigue un criterio propio a la hora de determinar el valor de las variables modificadas y siguiendo el reglamento de la categoría (capítulo 3.2).

Universidad de Valladolid

En este caso solo se van a detallar los parámetros introducidos en AVL Boost que presenten variación con respecto al modelo anterior.

En cuanto al apartado control se mantienen las mismas opciones marcadas que en el capítulo 6.

Las condiciones de inicialización serán las siguientes:

Ratio	Press. bar	Temp. degC	Fuel Vapour [-]	Comb. Products [-]	A/F-Ratio [-]
1	1	20	0	0	10000
2	1	40	0.07	0	13.2
3	1.1	450	0	1	13.2
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					

Figura 86. Condiciones de inicialización [38]

- **Set 1:** Se introducirán en los elementos colocados previamente al sistema de inyección. El valor de la presión es de 1 bar, la temperatura es de 20 °C y la relación aire combustible (A/F) es de valor 10000 para garantizar que solo exista aire.
- **Set 2:** Se establecerán en los elementos posteriores al sistema de inyección, pero previos a los cilindros. El valor de la presión y temperatura será 1 bar y 40 °C respectivamente. La relación A/F será de valor 13.2 que se corresponde a un dosado relativo de 1.1.

El valor del fuel vapour es de 0.07, obtenido de igual forma que en el capítulo 6.

- **Set 3:** Se definirán en los elementos posteriores a los cilindros. La presión en este caso será de 1.1 bar y la temperatura de valor 450 °C. La concentración de productos de combustión pasará a valer 1 al igual que en el capítulo 6.

En la Figura 87 se puede observar el segundo modelo completo y posteriormente se describirán las partes modificadas.

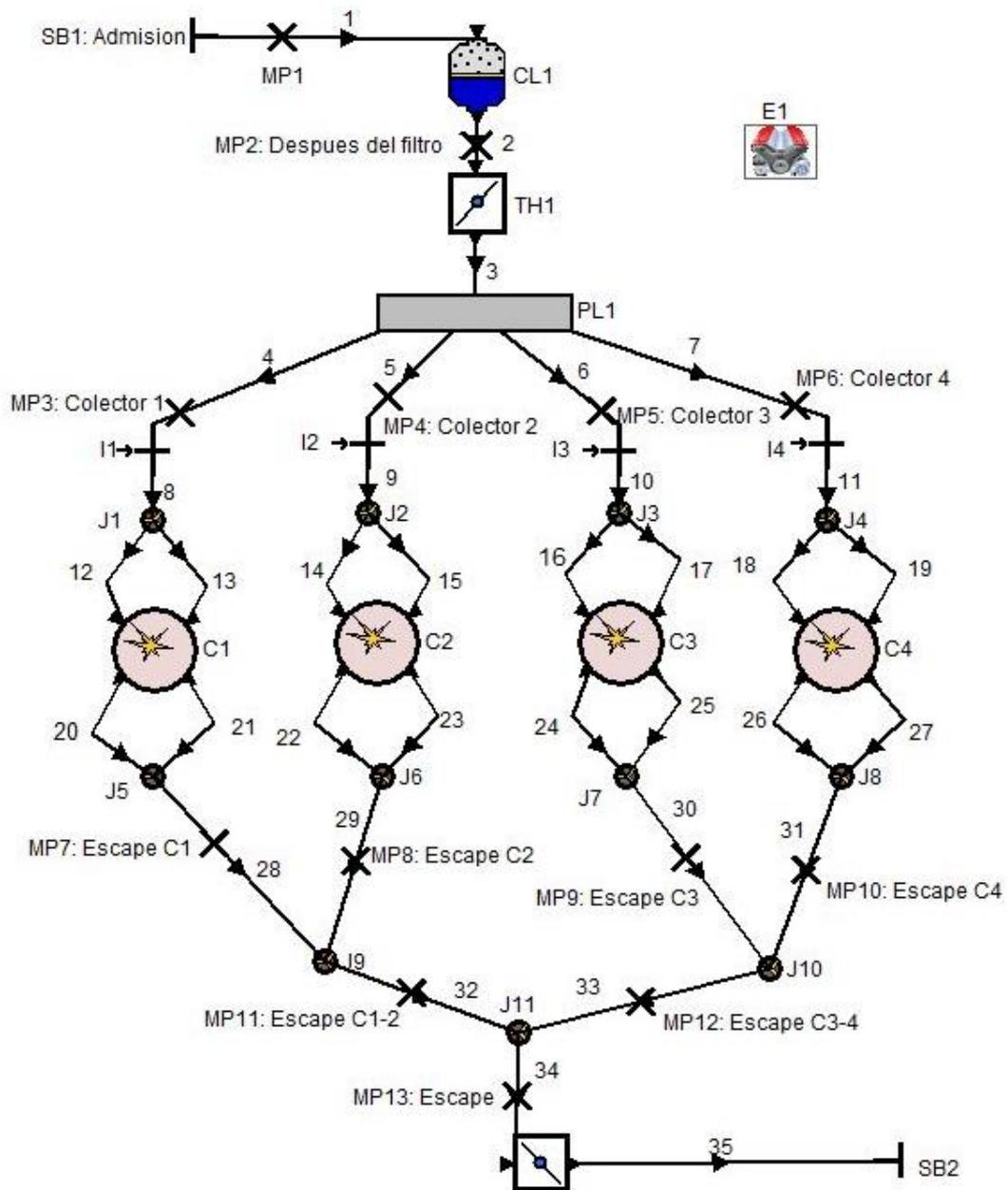


Figura 87 Modelo del Peugeot 208 R2 [38]

La principal diferencia que presenta frente al esquema del modelo descrito en el capítulo 6 es el paso a colectores de escape 4-2-1.

8.1 Engine

Los únicos aspectos que presentan modificación con respecto al modelo anterior se encuentran en el modelo de fricción elegido.

Los aspectos modificados son el tipo de aceite, que en este caso es SAE 0/W30, la temperatura de operación (100 °C), y la alzada máxima de las válvulas que pasa a ser 11 mm, siendo el valor máximo que permite el reglamento (capítulo 3.2.7).

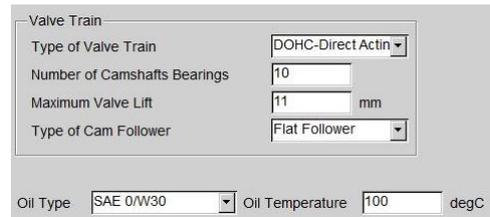


Figura 88. Modificaciones en el modelo de fricción [38]

8.2 “System Boundary” de admisión

La configuración es la misma realizada que en el capítulo 6 por lo que se mantiene la hipótesis de valor 1 para los coeficientes de flujo en las tuberías.

8.3 Admisión

Se compondrá de diferentes tramos.

8.3.1 1^{er} tramo

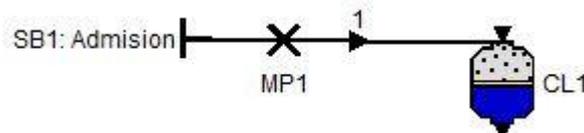


Figura 89. Pipe 1 [38]

Comprende la distancia desde la SB1 hasta el filtro de aire, y en este caso si es un conducto real.

La longitud es de 200 mm y el diámetro presenta una variación lineal desde 500 mm hasta 300 mm, apreciable en la Figura 90.

El coeficiente de fricción ha sido obtenido del apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide” tomando el valor de 0.01 para materiales plásticos.

Las condiciones de inicialización son de tipo Set 1.

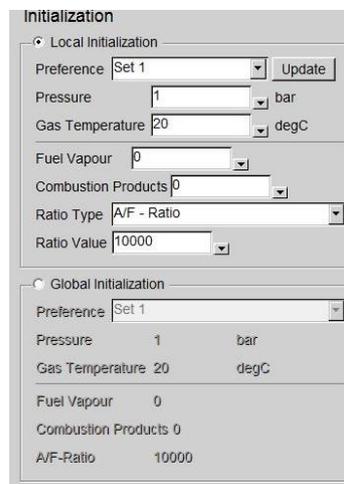
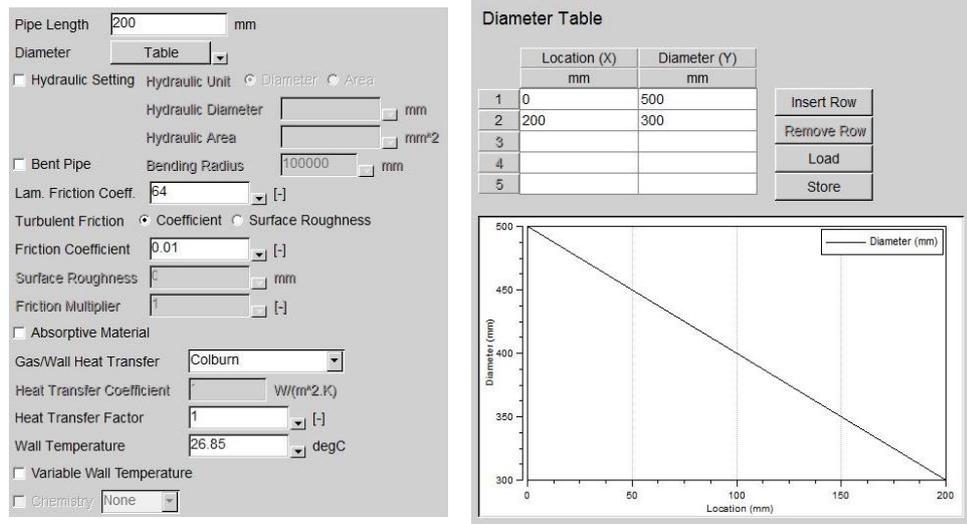


Figura 90. Parámetros Pipe 1 [38]

8.3.2 Air Cleaner

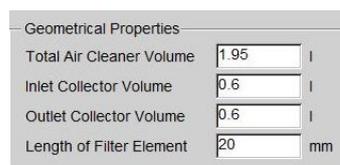


Figura 91. Configuración Air Cleaner [38]

Los valores de volumen total del filtro, volúmenes del colector anteriores y posteriores al filtro, y el espesor del filtro son los mostrados en la Figura 91.

Para obtener estos valores se ha partido de un filtro definido por Peugeot Sport [37]. Sus dimensiones han sido reducidas para no tener en cuenta las sujeciones, resultando 270 mm x 137 mm x 20 mm (largo x ancho x espesor).

El valor del coeficiente de fricción se mantiene en 0.02 y los coeficientes de flujo en 1.

8.3.3 2º tramo



Figura 92. Pipe 2 [38]

Comprende la distancia desde el filtro de aire hasta la mariposa de admisión. La longitud de este tramo es de 200 mm y el diámetro va disminuyendo desde 300 mm hasta 60 mm, según lo mostrado en la Figura 93, ya que la mariposa es idéntica a la del modelo anterior.

El coeficiente de fricción se fija en 0.01 según el apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide” para materiales plásticos.

Las condiciones de inicialización son de tipo Set 1.

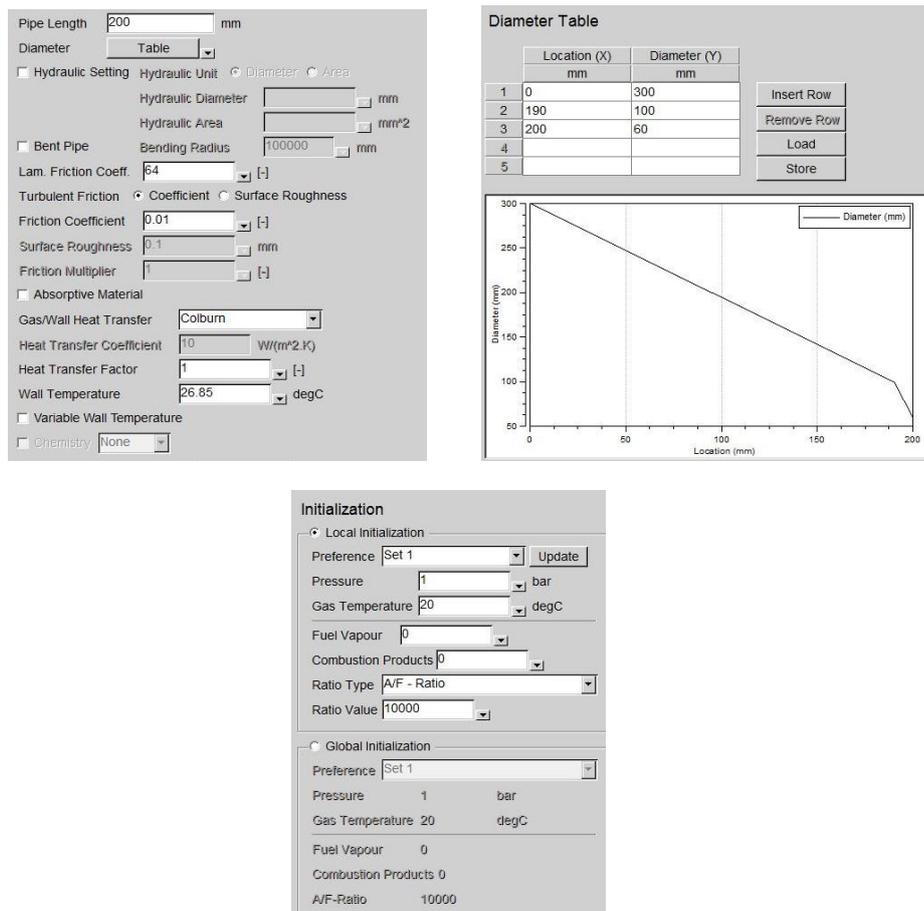


Figura 93. Parámetros Pipe 2 [38]

8.3.4 Throttle (Mariposa de admisión)

Según lo indicado en el capítulo 3.2.6, la mariposa de admisión debe mantenerse por lo que será idéntica al modelo anterior y estará fijado un ángulo de 90° (plena carga).

8.3.5 3er tramo

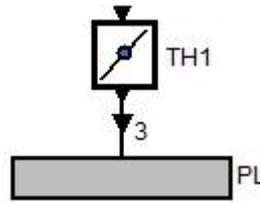


Figura 94. Pipe 3 [38]

Conecta el final de la mariposa de admisión con el “plenum”. Su longitud es de 90 mm y el diámetro varía desde 60 mm (correspondiente a la mariposa) hasta 95 mm según lo mostrado en la Figura 95. El coeficiente de fricción continúa tomando el valor de 0.01 para materiales plásticos según el apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide”. Las condiciones de inicialización son de tipo Set 1.

Pipe Length 90 mm

Diameter Table

Hydraulic Setting Hydraulic Unit Diameter Area

Hydraulic Diameter [] mm

Hydraulic Area [] mm²

Bent Pipe Bending Radius 100000 mm

Lam. Friction Coeff. 64 [-]

Turbulent Friction Coefficient Surface Roughness

Friction Coefficient 0.01 [-]

Surface Roughness 0.1 mm

Friction Multiplier 1 [-]

Absorptive Material

Gas/Wall Heat Transfer Colburn

Heat Transfer Coefficient 10 W/(m².K)

Heat Transfer Factor 1 [-]

Wall Temperature 26.85 degC

Variable Wall Temperature

Chemistry None

Diameter Table

	Location (X) mm	Diameter (Y) mm
1	0	60
2	10	95
3	90	95
4		
5		

Buttons: Insert Row, Remove Row, Load, Store

Initialization

Local Initialization

Preference Set 1 [Update]

Pressure 1 bar

Gas Temperature 20 degC

Fuel Vapour 0

Combustion Products 0

Ratio Type A/F - Ratio

Ratio Value 10000

Global Initialization

Preference Set 1

Pressure 1 bar

Gas Temperature 20 degC

Fuel Vapour 0

Combustion Products 0

A/F-Ratio 10000

Figura 95. Parámetros Pipe 3 [38]

8.4 Plenum

Al igual que en el capítulo 6.4, ha sido modelado para representar la unión de los cuatro colectores de admisión junto con la admisión principal del motor.

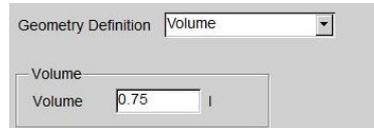


Figura 96. Geometría del Plenum [38]

De la misma forma se ha establecido proporcionar el volumen total, siendo en este caso de 0.75 litros.

No se ha establecido ningún tipo de conexión entre las tuberías, las condiciones de inicialización son de tipo Set 1, y el valor de los coeficientes de flujo se mantienen en 1.

8.5 Colectores de admisión

El modelo se dividirá en dos tramos:

8.5.1 1er tramo

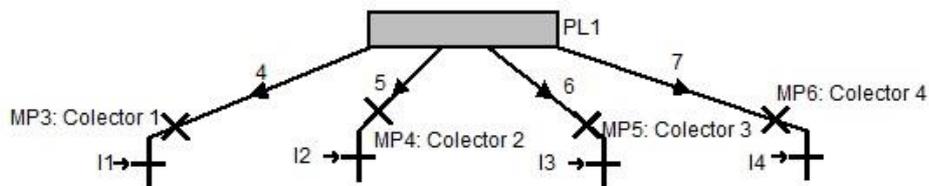


Figura 97. Primer tramo de los colectores de admisión (Pipes 4, 5, 6, 7) [38]

Con el objetivo de obtener el valor óptimo de longitud y diámetro, se realizó un estudio paramétrico de ambos parámetros para el régimen de máxima potencia del motor (7800 rpm). Los resultados fueron 300 mm de longitud y 40 mm de diámetro. El material es plástico por lo que el coeficiente de fricción obtenido del apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide” es 0.01066, obtenido por interpolación lineal.

Las condiciones de inicialización son de tipo Set 1.

Pipe Length	300	mm
Diameter	40	mm
<input type="checkbox"/> Hydraulic Setting	Hydraulic Unit	<input checked="" type="radio"/> Diameter <input type="radio"/> Area
	Hydraulic Diameter	mm
	Hydraulic Area	mm ²
<input type="checkbox"/> Bent Pipe	Bending Radius	100000 mm
Lam. Friction Coeff.	64	[-]
Turbulent Friction	<input checked="" type="radio"/> Coefficient <input type="radio"/> Surface Roughness	
Friction Coefficient	0.01066	[-]
Surface Roughness	0.1	mm
Friction Multiplier	1	[-]
<input type="checkbox"/> Absorptive Material		
Gas/Wall Heat Transfer	Colburn	
Heat Transfer Coefficient	10	W/(m ² .K)
Heat Transfer Factor	1	[-]
Wall Temperature	26.85	degC
<input type="checkbox"/> Variable Wall Temperature		

Initialization	
<input checked="" type="radio"/> Local Initialization	
Preference	Set 1 <input type="button" value="Update"/>
Pressure	1 bar
Gas Temperature	20 degC
Fuel Vapour	0
Combustion Products	0
Ratio Type	A/F - Ratio
Ratio Value	10000
<input type="radio"/> Global Initialization	
Preference	Set 1
Pressure	1 bar
Gas Temperature	20 degC
Fuel Vapour	0
Combustion Products	0
A/F-Ratio	10000

Figura 98. Parámetros Pipes 4, 5, 6, 7 [38]

8.5.2 Inyector

La configuración es idéntica a la descrita en el capítulo 6.5.2.

8.5.3 2º tramo



Figura 99. Segundo tramo de los colectores de admisión (Pipes 8, 9, 10, 11) [38]

Comprende la distancia desde el inyector hasta la unión de las pipas de admisión. La longitud es de 20 mm y el diámetro se mantiene en 40 mm.

Para determinar el valor del coeficiente de fricción se asume la misma hipótesis que en el capítulo 6.5.3, tomando un valor de 0.0216 mediante interpolación lineal.

Las condiciones de inicialización en este caso son de tipo Set 2.

Pipe Length	20	mm
Diameter	40	mm
<input type="checkbox"/> Hydraulic Setting Hydraulic Unit <input checked="" type="radio"/> Diameter <input type="radio"/> Area		
	Hydraulic Diameter	mm
	Hydraulic Area	mm ²
<input type="checkbox"/> Bent Pipe Bending Radius 100000 mm		
Lam. Friction Coeff.	64	[-]
Turbulent Friction <input checked="" type="radio"/> Coefficient <input type="radio"/> Surface Roughness		
Friction Coefficient	0.0216	[-]
Surface Roughness	0	mm
Friction Multiplier	1	[-]
<input type="checkbox"/> Absorptive Material		
Gas/Wall Heat Transfer	Colburn	
Heat Transfer Coefficient	10	W/(m ² .K)
Heat Transfer Factor	1	[-]
Wall Temperature	26.85	degC
<input type="checkbox"/> Variable Wall Temperature		
<input type="checkbox"/> Chemistry None		

Initialization	
<input checked="" type="radio"/> Local Initialization	
Preference	Set 2 Update
Pressure	1 bar
Gas Temperature	40 degC
Fuel Vapour	0.07
Combustion Products	0
Ratio Type	A/F - Ratio
Ratio Value	13.2
<input type="radio"/> Global Initialization	
Preference	Set 1
Pressure	1 bar
Gas Temperature	25 degC
Fuel Vapour	0
Combustion Products	0
A/F-Ratio	10000

Figura 100. Parámetros Pipes 8, 9, 10, 11 [38]

8.6 Junction (unión de las pipas de admisión) y pipas de admisión

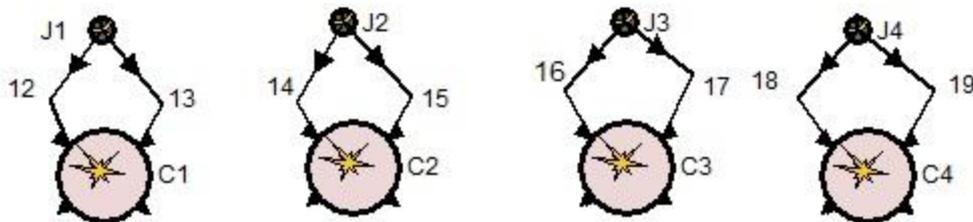


Figura 101. Pipes 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19 [38]

Tanto la unión como las propias pipas mantienen la configuración del modelo anterior (apartados 6.6 y 6.7).

8.7 Cylinder

Respecto al modelo anterior el único aspecto geométrico modificado es la relación de compresión, pasando a ser de 12:1, siendo este el valor máximo permitido por el reglamento (capítulo 3.2.4).

Bore	77	mm
Stroke	85.8	mm
Compression Ratio	12	[-]
Con-Rod Length	144	mm
Piston Pin Offset	0	mm

Figura 102 Parámetros geométricos de los cilindros [38]

Para realizar el aumento de la relación de compresión se realiza un mecanizado de la culata.

En el modelo anterior el valor de la relación de compresión era de 11:1. En ese caso el volumen de la cámara de combustión se puede calcular de la siguiente forma (44):

$$r_c = \frac{V_D + V_C}{V_C} = \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S + V_C}{V_C} = 11 \quad (44)$$

$$\frac{\frac{\pi \cdot 77^2}{4} \cdot 85.8 + V_C}{V_C} = 11 \quad (45)$$

$$V_C = 39953.8486 \text{ mm}^3 \quad (46)$$

Se asume la hipótesis de que la cámara de combustión tiene forma cilíndrica:

$$V_C = 39953.8486 = \frac{\pi \cdot 77^2}{4} \cdot h \quad (47)$$

$$h = 8.58 \text{ mm} \quad (48)$$

Con la nueva relación de compresión se vuelve a repetir el proceso:

$$r_c = \frac{V_D + V_C}{V_C} = \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S + V_C}{V_C} = 12 \quad (49)$$

$$\frac{\frac{\pi \cdot 77^2}{4} \cdot 85.8 + V_C}{V_C} = 12 \quad (50)$$

$$V_C = 36321,68054 \text{ mm}^3 \quad (51)$$

$$V_C = 36321,68054 = \frac{\pi \cdot 77^2}{4} \cdot h' \quad (52)$$

$$h' = 7,8 \text{ mm} \quad (53)$$

El mecanizado necesario para obtener la nueva relación de compresión es de:

$$x = h - h' = 8,58 - 7,8 = 0.78 \text{ mm} \quad (54)$$

El valor máximo de mecanizado permitido es de 1 mm por lo que no se alcanza este valor máximo.

Cabe destacar que para evitar el choque entre las válvulas y el pistón debido al aumento de la relación de compresión y el valor máximo de alzada, se colocan unos pistones especiales con un mecanizado para permitir el desplazamiento de las válvulas.

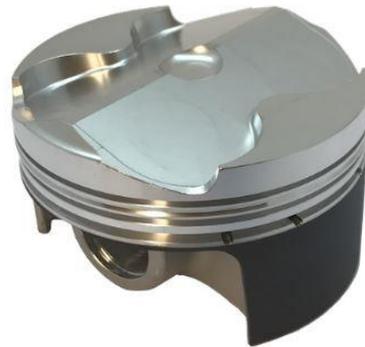
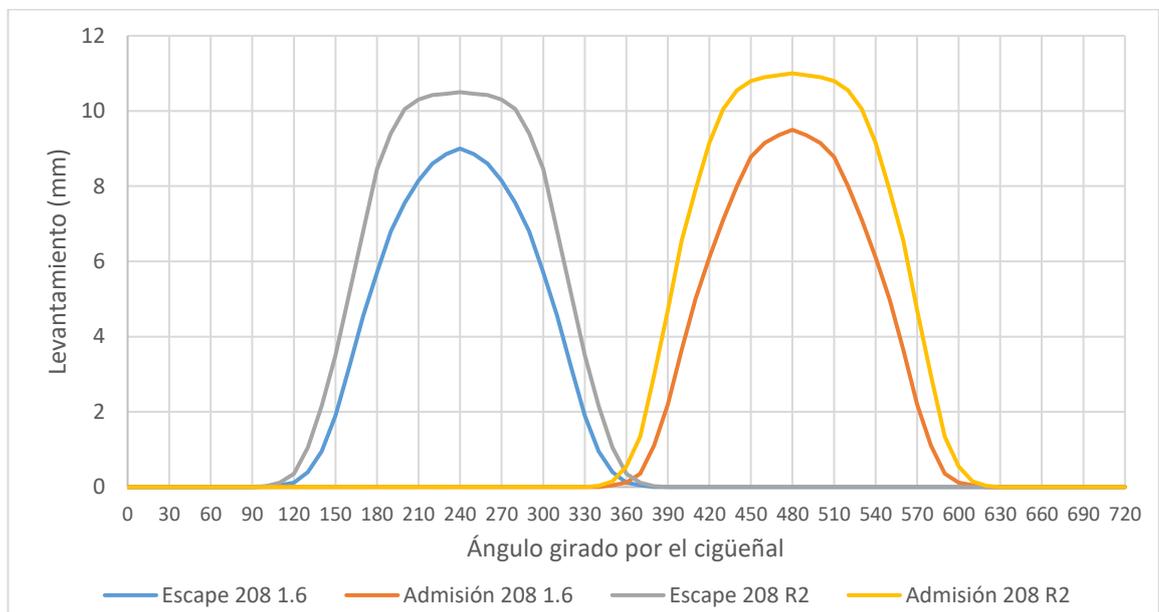


Figura 103. Pistones Peugeot 208 R2 [42]

Las condiciones de inicialización se mantienen como las del modelo anterior.

Otro aspecto que se verá modificado son los árboles de levas, sustituyendolos por unos específicos que proporcionen el levantamiento de válvula máximo permitido en el caso de la admisión.

El perfil de los levantamientos de la válvula de escape y admisión se pueden observar en la Gráfica 10, en comparación con los modelados en el caso anterior.



Gráfica 10. Comparación de los levantamientos de válvulas

Se aprovecha el levantamiento máximo definido por el reglamento fijándolo en la válvula de admisión (11 mm). Para la válvula de escape se establece un valor máximo de 10.5 mm, manteniendo la diferencia de 0.5 mm con respecto a la de admisión al igual que en diagrama del Peugeot 208 1.6. El perfil del

levantamiento tiene una tendencia más deportiva con el objetivo de aumentar el flujo de aire del motor.

Los diámetros de las válvulas no presentan variación con respecto al modelo anterior. El levantamiento de ellas es el mostrado anteriormente y los coeficientes de flujo en las válvulas se detallaran en el anexo 1.

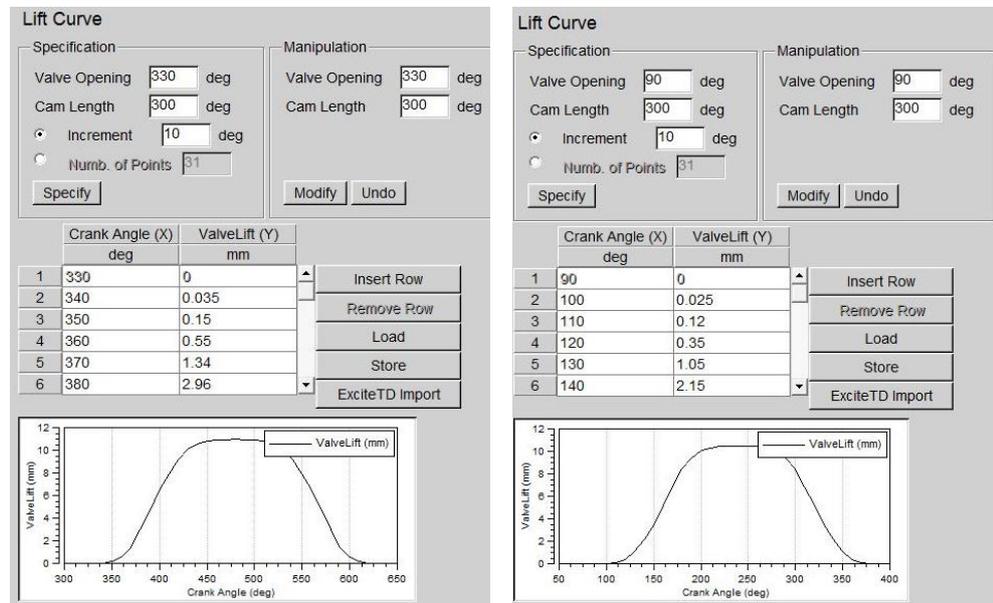


Figura 104. Levantamientos de válvula (Izquierda admisión - Derecha escape [38])

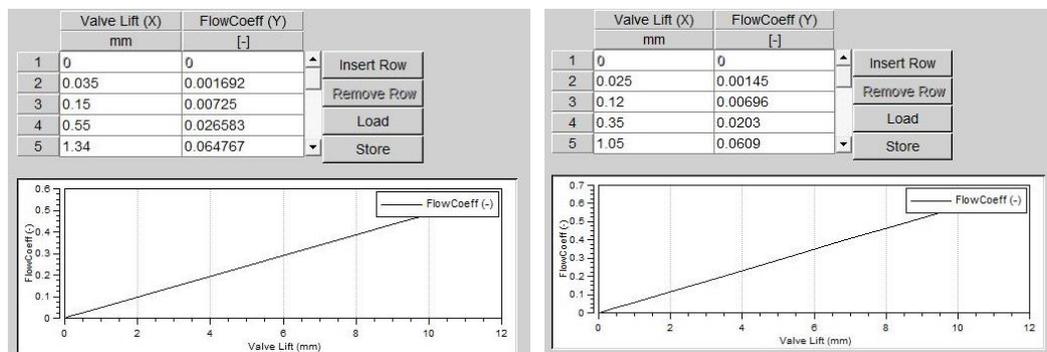


Figura 105. Coeficientes de flujo en las válvulas de admisión (izquierda) y escape (derecha) [38]

8.8 Pipas de escape y junction (unión de las pipas de escape)

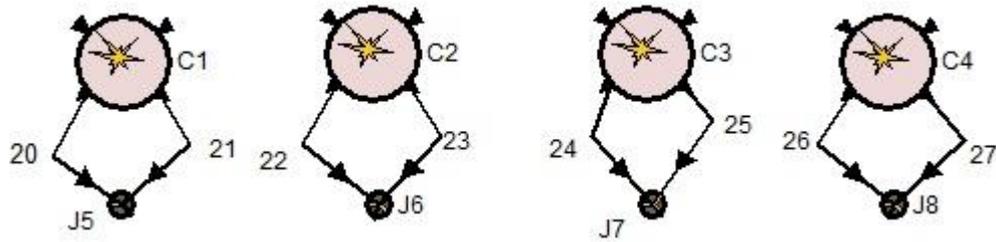


Figura 106. Pipas 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27 [38]

La configuración será la misma que la descrita en los capítulos 6.9 y 6.10.

8.9 Colectores de escape

La geometría pasará de ser 4-1 en el caso del Peugeot 208 1.6 a 4-2-1 en el caso del Peugeot 208 R2.

8.9.1 1^{er} tramo

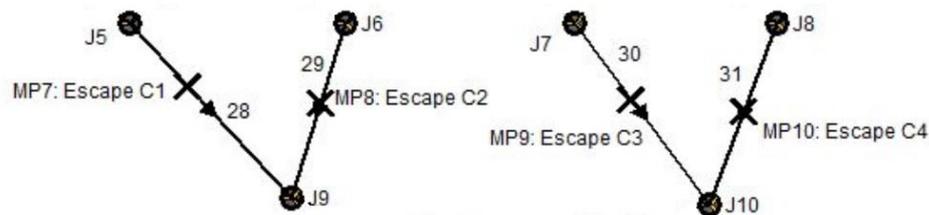


Figura 107. Pipas 28, 29, 30, 31 [38]

La longitud de los conductos es de 250 mm mientras que el diámetro se define en 30 mm. El coeficiente de fricción ha sido obtenido del apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide” para acero, obteniéndose un valor de 0.023.

Las condiciones de inicialización son de tipo Set 3.

Figura 108. Parámetros Pipes 28, 29, 30, 31 [38]

8.9.2 Junction (unión de los colectores de escape)

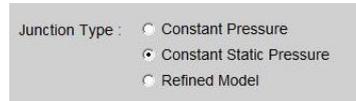


Figura 109. Junction 9 y 10 [38]

El modelo elegido es el de presión estática constante al igual que en el resto de uniones.

8.9.3 2º tramo



Figura 110. Pipes 32 y 33 [38]

En este caso la longitud es de 350 mm y el diámetro es de 60 mm. El coeficiente de fricción se obtiene del apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide” tomando el valor de 0.019 siendo acero el material.

Las condiciones de inicialización son de tipo Set 3.

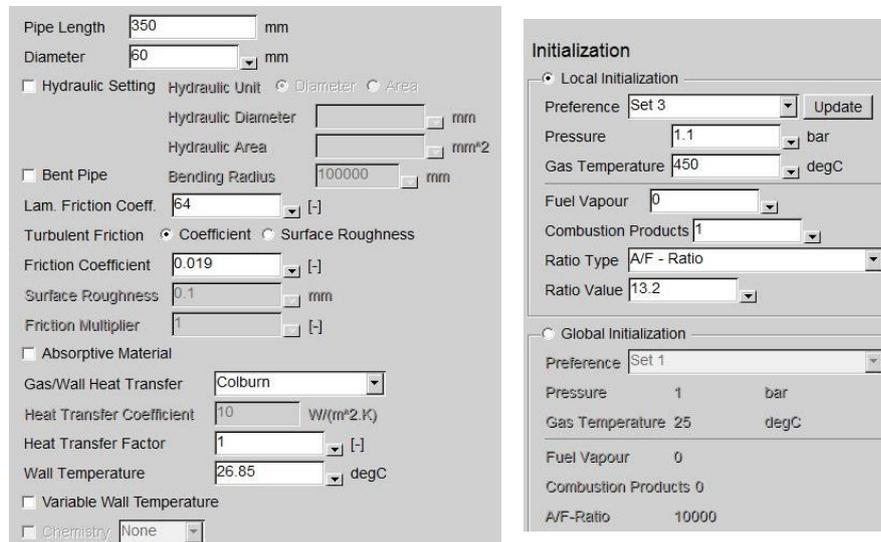


Figura 111. Parámetros Pipes 32 y 33 [38]

8.10 Junction (Unión de los colectores de escape con el escape)

Se ha elegido el modelo de presión estática constante.



Figura 112. Junction 11 [38]

8.11 Escape

Al igual que en el modelo va a constar de dos tramos separados por una mariposa que provoque una restricción, pero en este caso será menor.

8.11.1 1er tramo

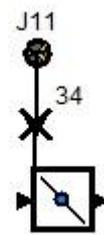


Figura 113. Pipe 34 [38]

Representa la distancia desde la Junction 11 hasta la mariposa del escape. La longitud de este tramo es de 500 mm y el diámetro se mantiene en 60 mm. El coeficiente de fricción continúa siendo 0.019 según el apartado “4.2.3.1” del “Boost Users Guide” para acero.

Las condiciones de inicialización son de tipo Set 3.

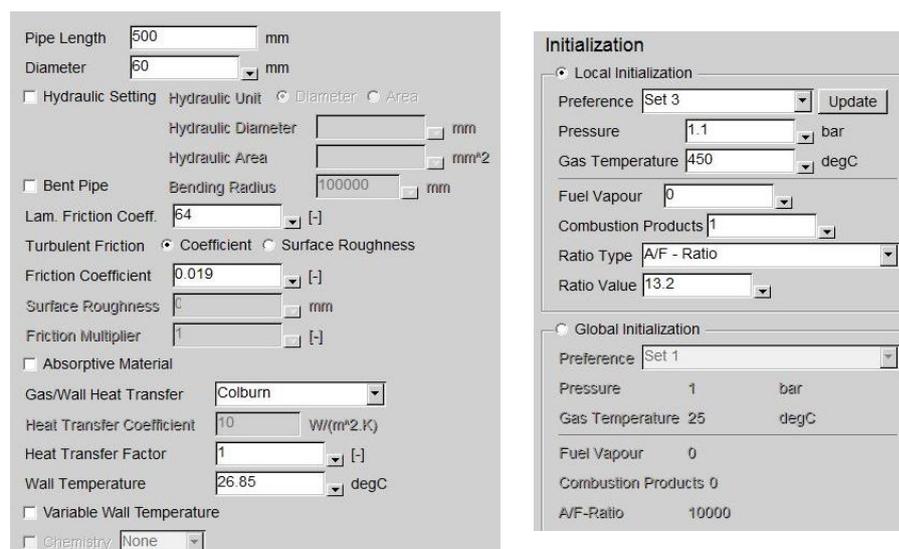


Figura 114. Parámetros Pipe 34 [38]

8.11.2 Throttle (Mariposa del escape)

Continúa siendo la misma que la descrita en el apartado 6.13.2, pero el ángulo pasa a ser 75° puesto que el escape cuenta con menos restricciones que en el modelo del vehículo comercial.

Reference Diameter	60	mm
Throttle Angle	75	deg

Figura 115. Dimensiones Throttle [38]

8.11.3 2º tramo

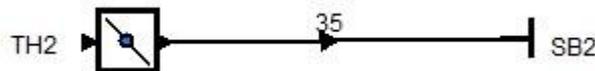


Figura 116. Pipe 35 [38]

Constite en el tramo final del escape. El valor de la longitud es de 600 mm y el diametro se mantiene en 60 mm. El coeficiente de friccion tampoco varía, siendo 0.019.

Las condiciones de inicializacion son de tipo Set 3.

Pipe Length	600	mm
Diameter	60	mm
<input type="checkbox"/> Hydraulic Setting	Hydraulic Unit	<input checked="" type="radio"/> Diameter <input type="radio"/> Area
	Hydraulic Diameter	mm
	Hydraulic Area	mm ²
<input type="checkbox"/> Bent Pipe	Bending Radius	100000 mm
Lam. Friction Coeff.	64	[-]
Turbulent Friction	<input checked="" type="radio"/> Coefficient <input type="radio"/> Surface Roughness	
Friction Coefficient	0.019	[-]
Surface Roughness	0.1	mm
Friction Multiplier	1	[-]
<input type="checkbox"/> Absorptive Material		
Gas/Wall Heat Transfer	Colburn	
Heat Transfer Coefficient	10	W/(m ² .K)
Heat Transfer Factor	1	[-]
Wall Temperature	26.85	degC
<input type="checkbox"/> Variable Wall Temperature		
<input type="checkbox"/> Chemistry	None	

Initialization	
<input checked="" type="radio"/> Local Initialization	
Preference	Set 3 <input type="button" value="Update"/>
Pressure	1.1 bar
Gas Temperature	450 degC
Fuel Vapour	0
Combustion Products	1
Ratio Type	A/F - Ratio
Ratio Value	13.2
<input type="radio"/> Global Initialization	
Preference	Set 1
Pressure	1 bar
Gas Temperature	25 degC
Fuel Vapour	0
Combustion Products	0
A/F-Ratio	10000

Figura 117. Parámetros Pipe 35 [38]

8.12 “System Boundary” de escape

Se ha fijado el tipo “Standard”, unas condiciones de inicialización de tipo Set 3, y el valor de los coeficientes de flujo en 1.

Boundary Type: Standard
 Anechoic Termination
 Acoustic Source

Boundary Conditions

Local Boundary Conditions

Preference: Set 3 [Update]

Pressure: 1.1 bar

Gas Temperature: 450 degC

Mass Fraction Input

Fuel Vapour: 0 [-]

Combustion Products: 1 [-]

Ratio Type: A/F - Ratio

Ratio Value: 13.2 [-]

Global Boundary Conditions

Preference: Set 1

Pressure: 1 bar

Gas Temperature: 25 degC

Fuel Vapour: 0

Combustion Products: 0

A/F-Ratio: 10000

Flow Coefficients

Pipe 35 Inflow: 1 [Flow into the Pipe]

Pipe 35 Outflow: 1 [Flow out the Pipe]

Figura 118. Configuración SB2 [38]

8.13 Measuring Points

En la Tabla 10 se muestra la posición de cada punto de medida con respecto al final del conducto correspondiente:

Measuring Point	Cota
MP1	100 mm
MP2	100 mm
MP3-4-5-6	50 mm
MP7-8-9-10	200 mm
MP11-12	200 mm
MP13	250 mm

Tabla 10. Posición de los puntos de medida

9. RESULTADOS DEL MODELO SOBRE EL PEUGEOT 208 R2 Y COMPARACION CON EL MODELO DEL PEUGEOT 208 1.6 16v VTi

Una vez completada toda la configuración de los elementos que conforman el modelo se puede proceder a su simulación.

El objetivo en este caso es validar el modelo utilizando los valores máximos de potencia y par proporcionados por la ficha técnica del vehículo.

Para poder obtener estos valores se ha realizado una optimización de 6 parámetros al igual que en el modelo anterior.

El rango de regímenes de giro simulado parte desde 1500 rpm hasta 8500 rpm con un incremento de 500 rpm. Han sido estudiados también los regímenes teóricos de par y potencia máxima (6300 rpm y 7800 rpm respectivamente)

Los parámetros son los mismos mencionados en el capítulo 7 y se muestran a continuación:

Parameter	Type	Value	Unit
Angulo_Escape	global	75	deg (Angle)
Angulo_mariposa	global	90	deg (Angle)
Combustion_Duration	global	36.5	deg (Angle)
RAA	global	0	deg (Angle)
RAE	global	0	deg (Angle)
RCA	global	-2	deg (Angle)
RCE	global	5	deg (Angle)
Reg	global	1500	rpm (Angular Velocity)
Start_of_Combustion	global	-7.5	deg (Angle)
diam	global	40	mm (Length)
long	global	300	mm (Length)

Figura 119. Parámetros del modelo [38]

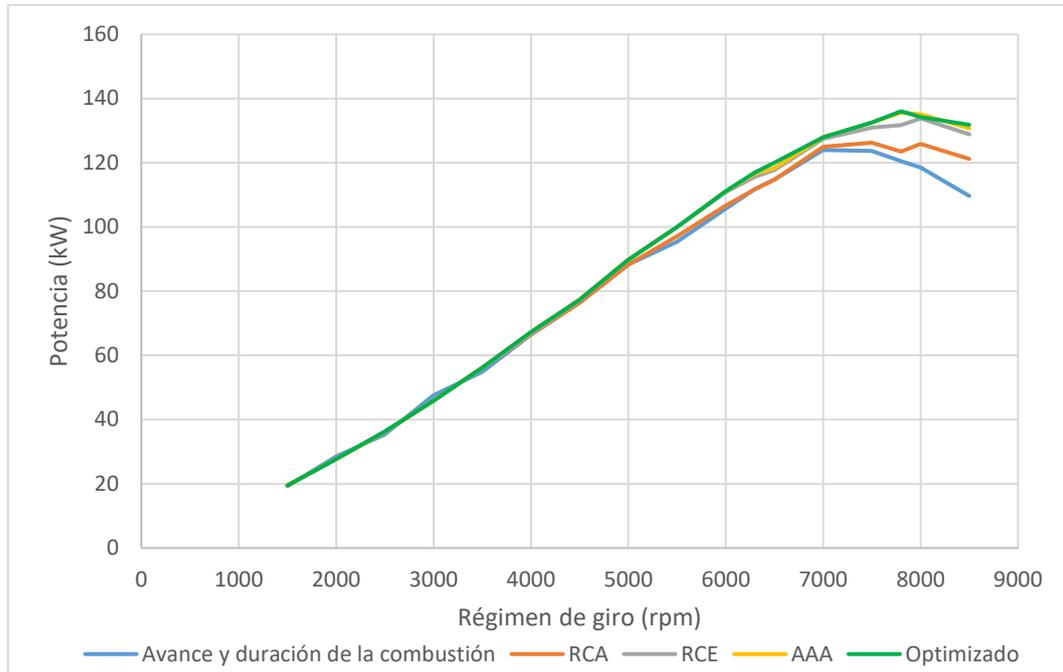
El proceso seguido para la optimización se detallará en el anexo 2.

Los valores finales de los parámetros optimizados se muestran en la Figura 120.

Case Set 1	Regirt_of_Combustion rpm	mbustion_Duration deg	RCA deg	RCE deg	RAA deg	RAE deg	Status
Case 1	1500	-7.5	36.5	-2	5	0	completed
Case 2	2000	-8	36.5	4	5	0	completed
Case 3	2500	-8	36.5	-5	0	5	completed
Case 4	3000	-8	37	6	0	0	completed
Case 5	3500	-8	37	-4	0	0	completed
Case 6	4000	-8	38	0	5	-10	completed
Case 7	4500	-8	39	0	5	-5	completed
Case 8	5000	-9	39	0	3	0	completed
Case 9	5500	-14	40	-15	4.5	0	completed
Case 10	6000	-15	40	-10	12	-3	completed
Case 11	6300	-15	40	-5	15	-10	completed
Case 12	6500	-17	45	0	20	-5	completed
Case 13	7000	-18	45	5	10	-5	completed
Case 14	7500	-18	45	10	15	-15	completed
Case 15	7800	-20	50	5	15	-20	completed
Case 16	8000	-20	50	14	8	-9	completed
Case 17	8500	-20	50	15	6	-12	completed

Figura 120. Valores óptimos [38]

Una vez obtenidos se procede a la simulación:



Gráfica 11. Potencia en función de régimen de giro

En la Gráfica 11 se puede observar el proceso de optimización del motor en cuanto a la potencia generada. A medida que se van optimizando los parámetros la potencia máxima aumenta hasta llegar a un valor máximo de 136.03 kW.

Tabla 11. Valores numéricos de las curvas de potencia del motor en el proceso de optimización

rpm	Avance y duración de la combustión	RCA	RCE	RAA	Optimizado
1500	19,3	19,57	19,48	19,48	19,48
2000	28,48	27,71	27,70	27,70	27,70
2500	35,37	36,17	36,17	36,17	36,31
3000	47,62	45,87	45,87	45,87	45,87
3500	54,85	56,17	56,17	56,17	56,17
4000	66,48	66,48	66,78	67,32	67,32
4500	76,47	76,47	77,27	77,44	77,34
5000	88,31	88,31	89,80	89,80	89,80
5500	95,38	97,13	99,99	99,99	99,99
6000	105,62	106,67	110,83	111,14	111,14
6300	111,85	111,75	115,61	116,61	116,99
6500	114,73	114,73	117,74	118,29	120

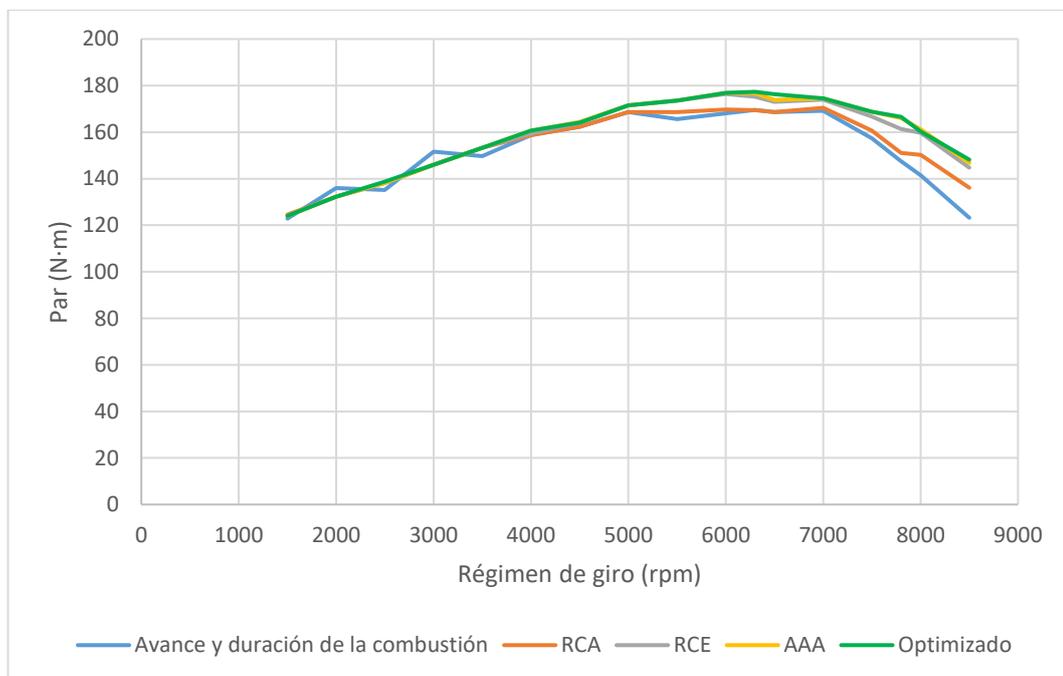
Universidad de Valladolid

7000	123,97	124,94	127,48	127,93	127,93
7500	123,64	126,23	130,96	132,53	132,53
7800	120,44	123,44	131,74	135,6	136,03
8000	118,47	125,86	133,79	135,05	134,24
8500	109,66	121,16	128,86	130,67	131,85

Mediante la optimización de los parámetros de avance de apertura y retraso de cierre se consigue un aumento de 12.06 kW, produciéndose la potencia máxima a 7800 rpm como marca la ficha técnica del vehículo.

Tabla 12. Comparación de los valores máximos de potencia real y simulada

	Potencia máxima	Régimen de potencia máxima
Peugeot 208 R2	136.05 kW	7800 rpm
Modelo en AVL Boost	136.03 kW	7800 rpm
Precisión	99.98 %	



Gráfica 12. Par en función del régimen de giro

En la Gráfica 12 se muestra el proceso de optimización del par motor. En este caso la mejora de la tendencia de la curva es más apreciable que en el caso de la potencia. Desde 2000 rpm hasta 3500 rpm se aprecian máximos y mínimos que una vez se optimiza el modelo desaparecen creando una curva más plana.

Tabla 13. Valores numéricos de las curvas de par motor en el proceso de optimización

rpm	Avance y duración de la combustión	RCA	RCE	RAA	Optimizado
1500	122,84	124,57	124,02	124,02	124,02
2000	135,98	132,3	132,26	132,26	132,26
2500	135,17	138,17	138,17	138,17	138,71
3000	151,59	146,01	146,01	146,01	146,01
3500	149,65	153,24	153,24	153,24	153,24
4000	158,72	158,72	159,43	160,71	160,71
4500	162,28	162,28	163,97	164,34	164,13
5000	168,66	168,66	171,51	171,51	171,51
5500	165,6	168,63	173,60	173,60	173,60
6000	168,09	169,77	176,39	176,89	176,89
6300	169,53	169,38	175,23	176,75	177,33
6500	168,55	168,55	172,97	173,78	176,29
7000	169,12	170,45	173,91	174,52	174,51
7500	157,43	160,72	166,76	168,75	168,76
7800	147,45	151,12	161,29	166,01	166,53
8000	141,41	150,24	159,71	161,2	160,24
8500	123,2	136,12	144,77	146,8	148,13

En este caso el aumento de par es de 7.8 N·m, llegando a un valor máximo de 177.33 N·m a un régimen de 6300 rpm. Sin embargo, este valor de par es ligeramente inferior al marcado por la ficha técnica.

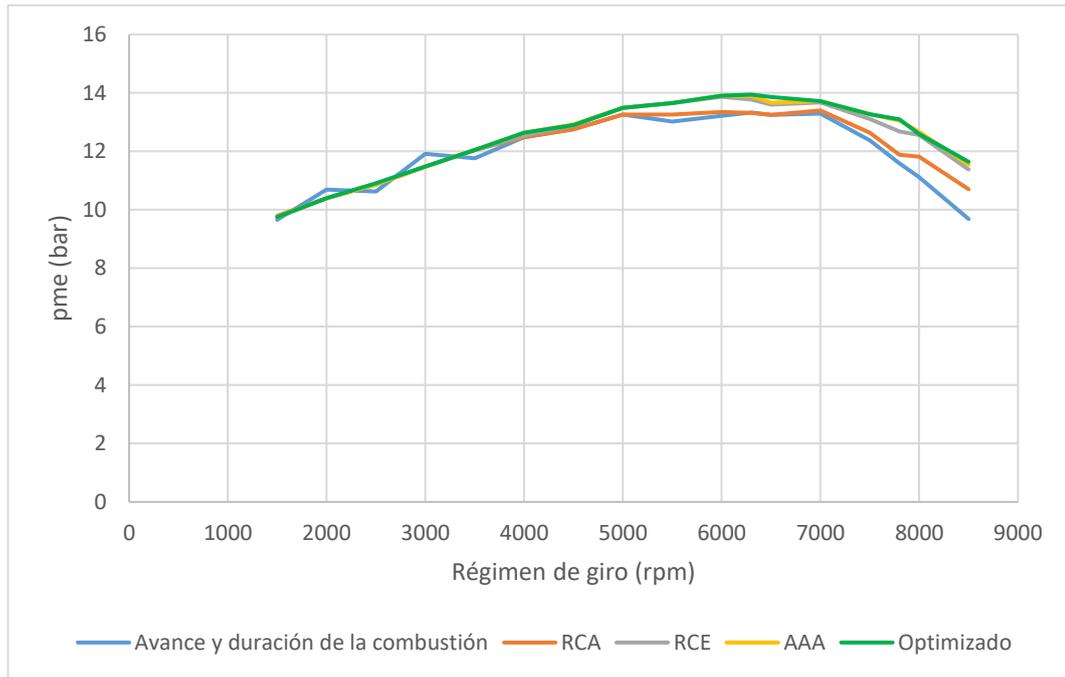
Tabla 14. Comparación entre los valores máximos de par real y simulado

	Par máximo	Régimen de par máximo
Peugeot 208 R2	186.2 N·m	6300 rpm
Modelo en AVL Boost	177.33 N·m	6300 rpm
Precisión	95.23 %	

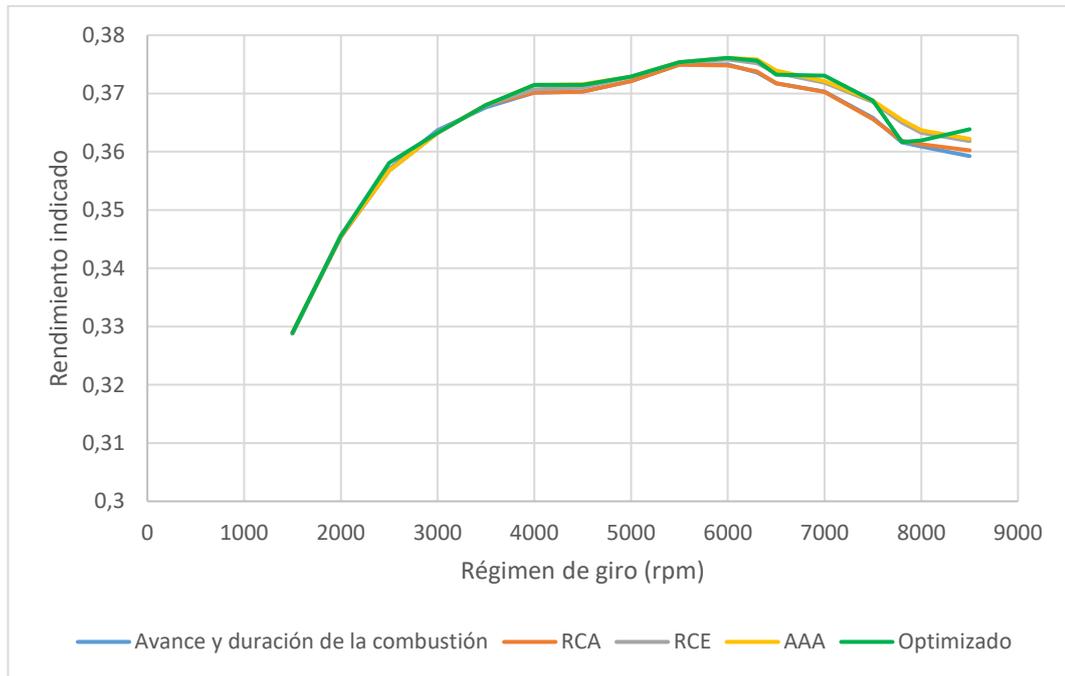
Pese a la no disposición de las curvas de potencia y par reales del vehículo de competición, se ha intentado optimizar de forma que las curvas cuenten con una tendencia adecuada para las características de este vehículo.

El objetivo para el piloto es pilotar el coche en la zona de máxima potencia (en este caso entre 6500 rpm y 8500 rpm).

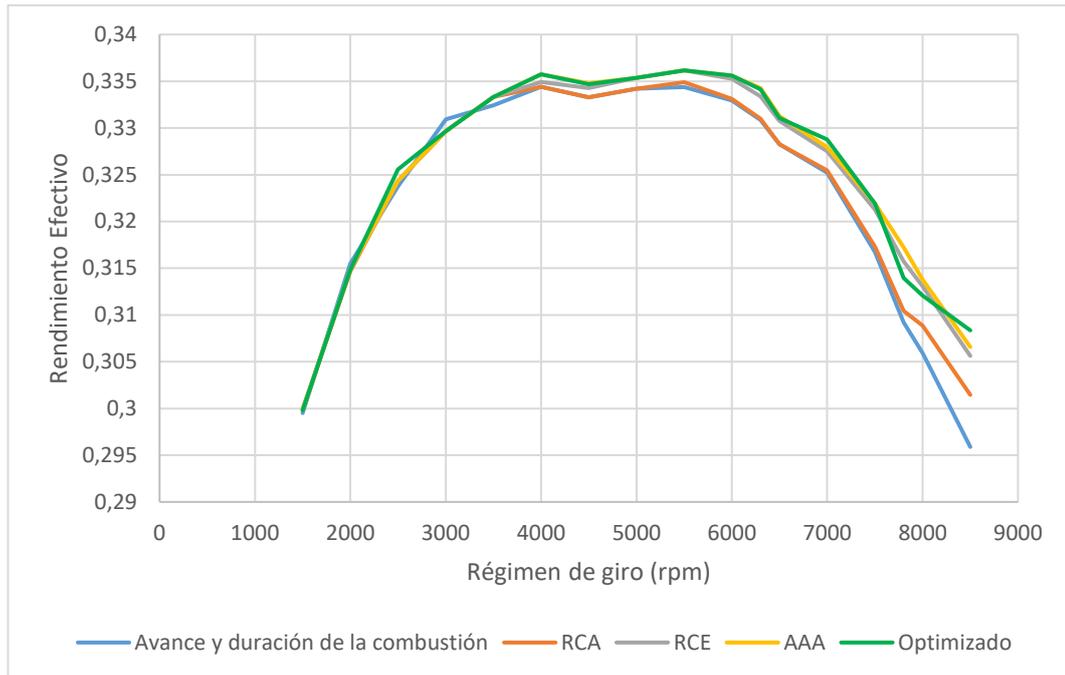
A continuación se mostrarán las tendencias de diferentes variables del motor.



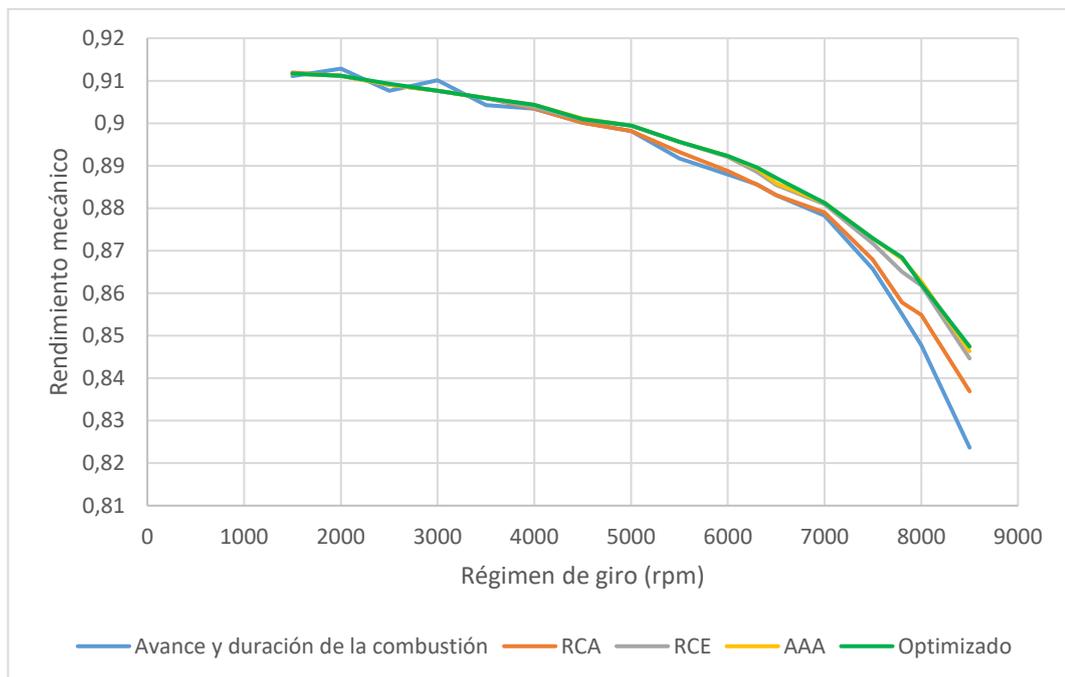
Gráfica 13. Pme en función del régimen de giro



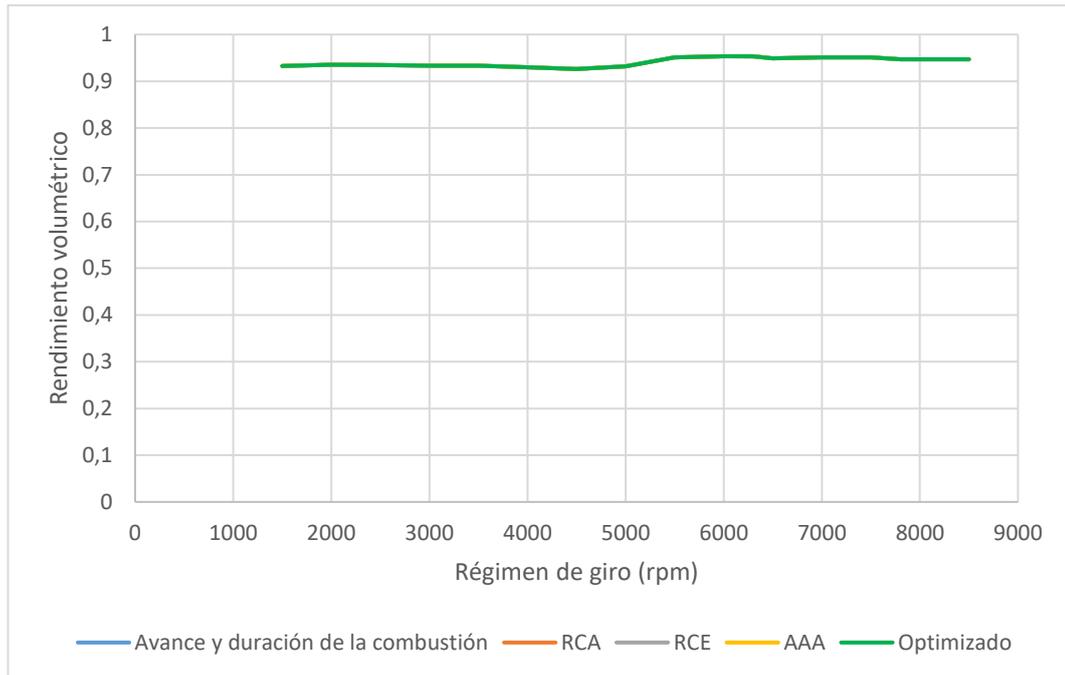
Gráfica 14. Rendimiento indicado en función del régimen de giro



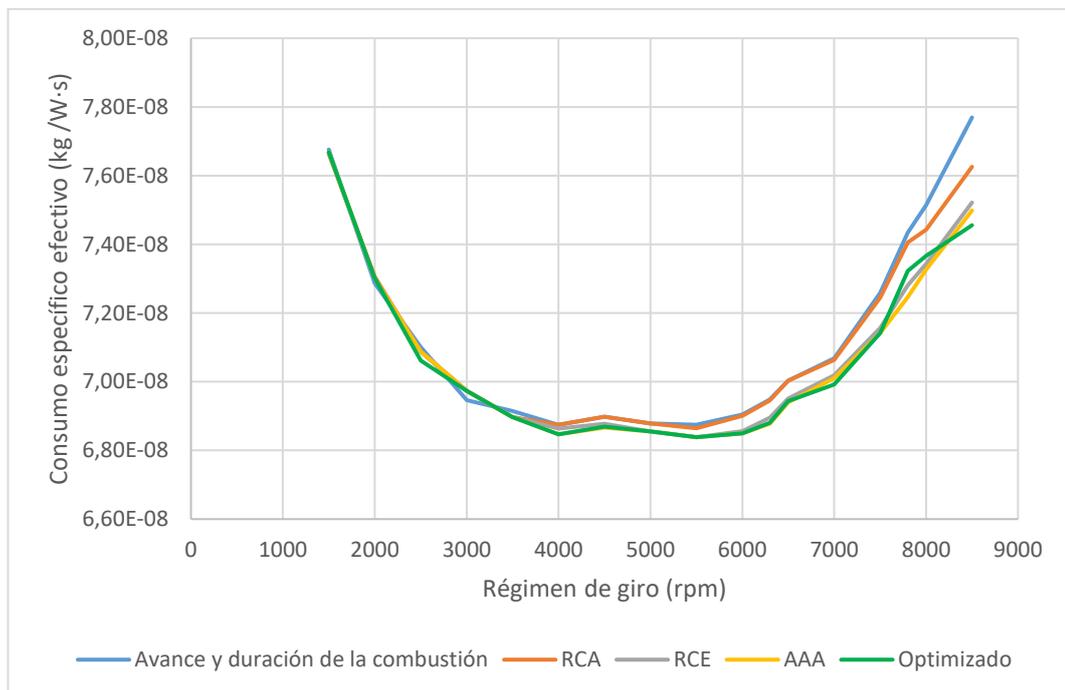
Gráfica 15. Rendimiento efectivo en función del régimen de giro



Gráfica 16. Rendimiento mecánico en función del régimen de giro

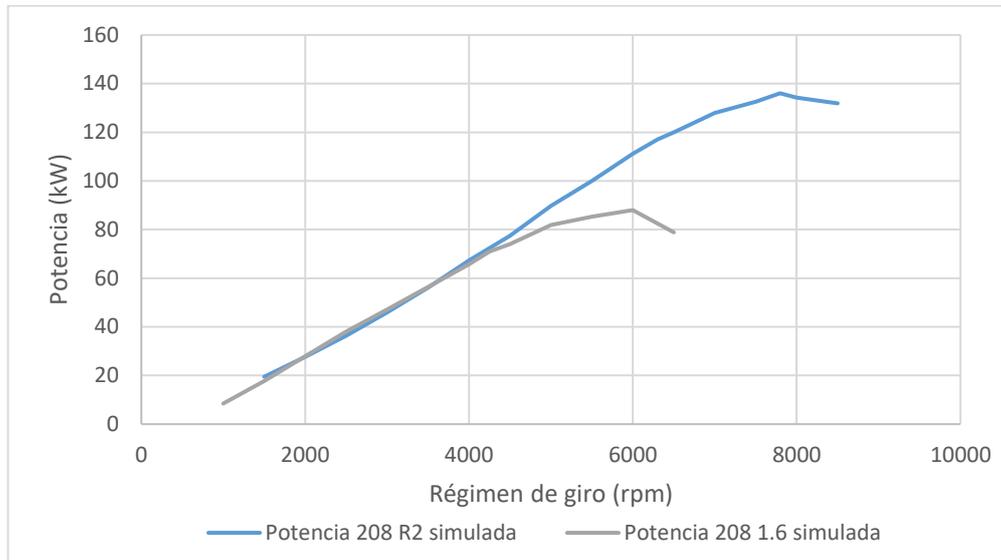


Gráfica 17. Rendimiento volumétrico en función del régimen de giro



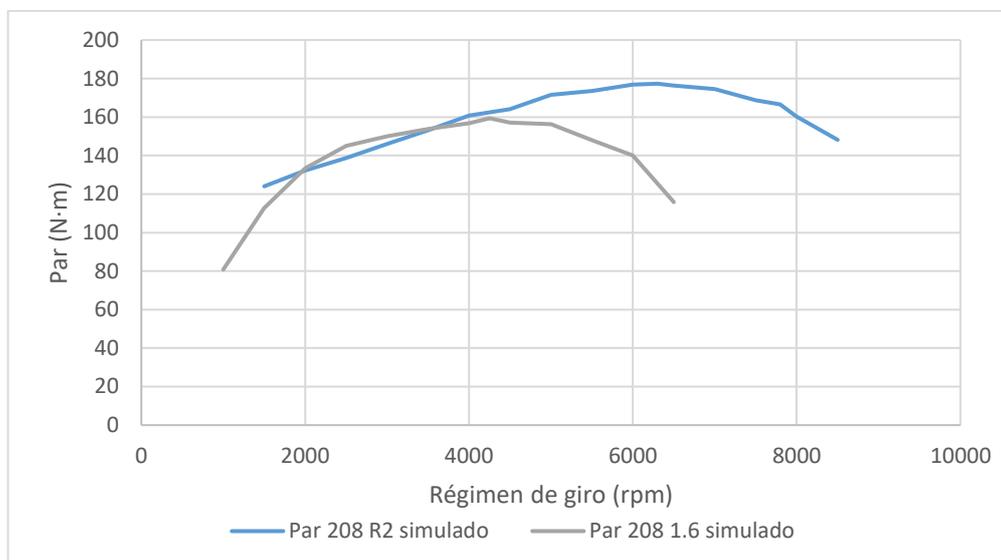
Gráfica 18. Consumo específico efectivo frente al régimen de giro

Con respecto al modelo del capítulo 6, el aumento de la potencia y del par es notable.



Gráfica 19. Comparación de potencia entre modelos frente al régimen de giro

Mientras que en el primer modelo se obtenía un valor de potencia máxima de 88.33 kW, en el segundo modelo el valor máximo es de 136.03 kW, lo que significa un aumento de 47.7 kW.



Gráfica 20. Comparación del par entre modelos frente al régimen de giro

En cuanto al par, en el primer modelo se obtenía una curva de par con una tendencia más plana entre 3000 rpm y 5000 rpm, un rango habitual de funcionamiento del motor. El valor máximo en este caso es de 160.66 N·m.

Sin embargo, en el segundo modelo la curva no presenta esa tendencia y alcanza un valor máximo de 177.33 N·m, lo cual representa un aumento de 16.67 N·m.



10. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

- En primer lugar se han adquirido conocimientos acerca del uso del software AVL Boost y dicho programa es una buena herramienta para la optimización de un motor como lo mostrado en el presente trabajo.
- En el primer modelo se ha conseguido un gran ajuste tanto en potencia como en par, solapándose las curvas reales y simuladas prácticamente en todo el rango de régimen de giro estudiado.
- Los valores de longitud y diámetro de los conductos influyen notablemente en los resultados finales, sin embargo muchos de estos valores son desconocidos sobre todo en el segundo modelo.
- Para poder obtener unos resultados precisos es necesario la optimización del mayor número de parámetros posibles.
- Otro detalle a tener en cuenta a la hora de realizar simulaciones es la convergencia a un resultado. Para ello es necesario comprobar que el valor se estabiliza antes de finalizar la simulación, lo que ocurre en los modelos presentados.
- A la hora de realizar el modelo de competición, el parámetro que más ha influido es el aumento del levantamiento de válvula, así como los diagramas de apertura. Debido a este factor la cantidad de mezcla introducida aumenta y el régimen máximo del motor puede aumentar, proporcionando un incremento de potencia.
- El cruce de válvulas juega un papel importante en el aumento de la potencia del motor.
- Por último, si bien en el segundo modelo se ha conseguido obtener el valor de potencia previsto, el valor del par es inferior al esperado. No obstante, la diferencia entre el valor real y simulado es pequeña, como se detalla en el capítulo 9.

10.1 Trabajos futuros

Queda pendiente realizar un menor número de hipótesis en ambos modelos y conocer más valores de parámetros geométricos. En ambos modelos se ha establecido un sistema simplificado tanto en la inyección como en el escape por lo que sería interesante realizar ambos sistemas de forma más compleja. En el segundo modelo queda pendiente obtener un mejor ajuste del par motor al valor marcado en las especificaciones del vehículo.



Universidad de Valladolid

Otro aspecto interesante puede ser la optimización de las relaciones de transmisión para unas condiciones concretas, como puede ser un tramo de carretera o un circuito.



BIBLIOGRAFÍA

- [1] Payri, F., Desantes J.M. Motores de Combustión Interna Alternativos. Editorial Reverté. ISBN: 978-84-291-4802-2, 2011.
- [2] Muñoz, M., Payri, F. Motores de Combustión Interna Alternativos. Servicio Publicaciones E.T.S. Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica Madrid, 1994. Cap. 12: Combustión en los Motores de Encendido por Compresión (pp.299-219)
- [3] Apuntes de la asignatura “Motores de Combustión Interna Alternativos” de 4º curso del Grado en Ingeniería Mecánica de la Universidad de Valladolid.
- [4] Brezmes Labrador, Javier. Modelado de un motor Yamaha FZ6 con AVL Boost y propuesta de modificaciones para su uso en Formula Student, Universidad de Valladolid.
- [5] Hernando Llorente, Juan Carlos. Aplicación del código AVL Boost para la simulación de motores de combustión interna con combustibles alternativos, Universidad Politécnica de Madrid.
- [6] Martín Sanz, Carlos. Optimización del cierre de la válvula de admisión de un motor de combustión interna alternativa, Universidad de Valladolid.
- [7]<https://www.wrc.com/es/wrc/about-wrc/what-is-wrc/page/673--672-.html>
- [8]<https://www.motorpasion.com/formula1/las-categorias-de-los-rallyes-wrc-rrc-r5-y-s2000-1-2>
- [9]<https://www.motorpasion.com/formula1/las-categorias-de-los-rallyes-grupo-n-rgt-r4-r3-r2-y-r1-2-2>
- [10]<http://www.revistascratch.com/wrc/noticia/guia-explicativa-sobre-diferentes-clases-y-categorias-de-coches-de-rallyes-25003>
- [11] Anexo J del Código Deportivo Internacional. Artículos 255A, 260, 260D, 261.
- [12]<https://www.autofacil.es/multimedia/fotos/competicion/wrc/2019-01-25-149464-fotos-rallye-montecarlo-2019.html>
- [13]<http://allracingcars.com/citroen-ds3-rrc/>
- [14] Fotografías realizadas por el autor
- [15]<http://www.laregion.es/articulo/deporte-local/cli-o-r3t-meccano-real/20150718231331556493.html>
- [16]https://www.wallpaperup.com/1069102/Renault_Twingo_R1_2016.html



Universidad de Valladolid

[17]https://www.coches.net/fichas_tecnicas/peugeot/208/berlina/3p_allure_16_vti_120-120cv-3p-49734.htm

[18]<https://www.pacocostas.com/pruebas/prueba-peugeot-208-16-vti-120cv-allure/>

[19]<https://www.km77.com/coches/peugeot/208/2012/3-puertas/allure/208-3p-allure-16-vti-1202/datos>

[20]<http://www.zeperfs.com/es/fiche4271-peugeot-208-vti.htm>

[21]https://www.automobile-catalog.com/curve/2014/2623700/peugeot_208_1_6_vti_120.html

[22] “Las motorizaciones EP6, EP3, EP6DTS y la inyección Bosch MEV17.4”

[23]<https://www.highmotor.com/mapa-motorizaciones-el-motor-coche-marca-coche-i.html>

[24]https://www.infotaller.tv/electromecanica/funciona-Valvetronic-BMW_0_996800311.html

[25] <https://www.recambioscoches.es/febi-bilstein/1889986>

[26] <https://www.recambioscoches.es/vdo/1737058>

[27]<https://www.oscaro.es/valvula-de-admision-ae-v95035-4692541-1269-p#/?vid=34601>

[28]<https://www.oscaro.es/valvula-de-escape-ae-v95036-4692543-1270-p#/?vid=34608>

[29]<https://www.oscaro.es/tubo-de-escape-mts-01-40287-4455050-17-p#/?vid=fa-608>

[30]<https://www.ultimatecarpage.com/cg/5186/Peugeot-208-R2.html>

[31] Ficha técnica del Peugeot 208 R2

[32]<http://bcvisionmotorsport.com/arac/peugeot-208-r2/>

[33]<https://www.autofacil.es/peugeot/2012/05/08/peugeot-208-r2-debutara-semana-tour-corcega/9961.html>

[34]<https://www.rallyes.net/dos-r2-dos-2/>

[35]<https://noticias.coches.com/noticias-motor/peugeot-208-r2-raza-de-competidor/51484>

[36]<http://www.motorvsmotor.com/2015/03/21/caracteristicas-tecnicas-vehiculos-r2-opel-adam-vs-peugeot-208-vs-ford-fiesta/#>

[37]<http://www.peugeotsport-store.com/>



Universidad de Valladolid

[38] Capturas de pantalla del programa AVL Boost

[39] AVL Boost Theory

[40] AVL Boost Users Guide

[41]https://www.arpem.com/tecnica/e_potencia_at/e_potencia_at_p.html

[42]<https://raceandrally.ie/peugeot-sport/208-r2/kits-options>

[42]<https://www.slideshare.net/guest97d4d7/elementos-y-modificaciones-que-aumentan-la-potencia-del-motor>

[43]<http://www.peugeotsport-store.com/cms/web/upload/documentation/121/5be1bdf740871.pdf>



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

ANEXOS

Anexo 1. Coeficientes de descarga y de flujo en las válvulas

Para poder definir correctamente el coeficiente de descarga se va a considerar un orificio en un conducto.

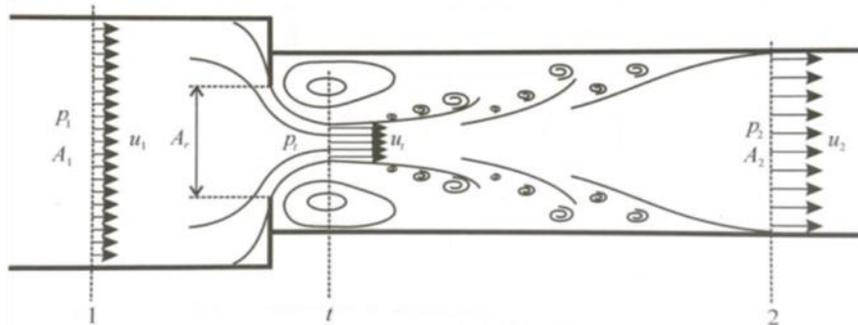


Figura 121. Evolución del flujo en un orificio [1]

En la sección 1 el flujo se encuentra completamente desarrollado. Sin embargo, en las proximidades del orificio, se comienza a apreciar un fenómeno llamado “contracción de vena”. El flujo comienza a sufrir una deformación provocando que la sección mínima del flujo no coincida con la sección del orificio, siendo esta última mayor. Una vez superado el obstáculo, el flujo vuelve a desarrollarse completamente y continúa su trayecto en la sección 2.

En las proximidades de la sección “t” se produce una desviación de flujo que se queda estancado inmediatamente aguas abajo del orificio.

Desde la sección “t” hasta la sección “2” el movimiento del flujo de nuevo se aproxima a las paredes del conducto, produciendo unos torbellinos debidos a gradientes de velocidad.

Llegado a este punto es necesario definir el llamado “coeficiente de descarga”. Dicho coeficiente representa el cociente entre el flujo real que consigue atravesar el orificio y el flujo ideal que atravesaría el orificio en condiciones de evolución isoentrópica, es decir, sin que se produjese la llamada contracción de vena.

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (55)$$

Este coeficiente también puede ser expresado como el cociente entre la sección mínima asociada a la contracción de vena y la sección del orificio.

$$C_D = \frac{A_t}{A_r} \quad (56)$$

$$\dot{m}_{real} = C_D \cdot \dot{m}_{teórico} = C_D \cdot A \cdot \rho \cdot V_t \quad (57)$$

Universidad de Valladolid

Este fundamento teórico es aplicable también al caso de una válvula en un motor, donde el área y por lo tanto el C_D son variables y dependen del ángulo de giro del cigüeñal, y por ello del levantamiento de la válvula.

$$\dot{m}_{real} = C_D(L) \cdot A(L) \cdot \rho \cdot V_t \quad (58)$$

Si se multiplica y divide por un área de referencia se llega a la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{real} = C_D(L) \cdot \frac{A(L)}{A_{ref}} \cdot A_{ref} \cdot \rho \cdot V_t \quad (59)$$

Debido a que la sección de paso varía, como se ha comentado previamente, se hablará de “coeficiente de flujo” en vez de coeficiente de descarga.

Operando de nuevo en la ecuación se llega a la siguiente expresión:

$$\dot{m}(L) = C_D(L) \cdot \frac{A(L)}{A_{ref}'} \cdot \frac{A_{ref}'}{A_{ref}} \cdot \dot{m}_{teórico} \quad (60)$$

A la hora de implementar esto en el programa AVL Boost, el A_{ref}' puede ser por ejemplo el área de la válvula, mientras que el A_{ref} es el área del último diámetro de tubería previo a la válvula.

De esta forma se puede reducir la ecuación anterior a la siguiente aplicando la simplificación anterior del coeficiente de flujo y la de un llamado factor de escala (f_{sc})

Este factor de escala se define como:

$$f_{sc} = n_v \cdot \frac{A_{válvula}}{A_{tubería}} = n_v \cdot \frac{d_v^2}{d_t^2} \quad (61)$$

donde n_v es el número de válvulas que llegan al cilindro.

Por lo tanto, la expresión anterior se puede ver simplificada a:

$$\dot{m} = C_F(L) \cdot f_{sc} \cdot \dot{m}_{teórico} \quad (62)$$

En este caso se va a utilizar un coeficiente de flujo aproximado debido a la falta de datos necesarios.

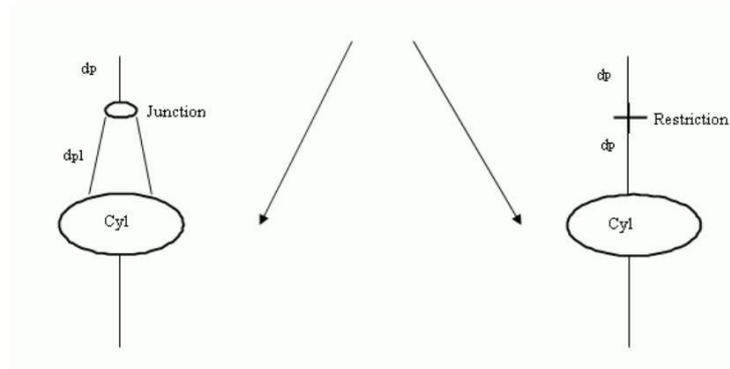
Universidad de Valladolid

Se utilizará la expresión del coeficiente de flujo propuesta por Taylor, ya que solo depende del diámetro de la válvula y del levantamiento de la válvula. Se trata de una simplificación que habrá que tener en cuenta.

Este coeficiente se define como:

$$C_F = 1.45 \cdot \frac{L_V}{D_V} \quad (63)$$

Para introducir estos datos en Boost, hay que tener en cuenta como se ha realizado el modelo ya que en el caso de que existan más de 2 válvulas por cilindro f_{sc} puede tomar varios valores como se puede ver en la Figura 122:



$$f_{sc} = n_v \cdot \frac{d_{vi}^2}{d_{p1}^2} = 1 \cdot \frac{d_{vi}^2}{d_{p1}^2} \quad (64)$$

$$f_{sc} = n_v \cdot \frac{d_{vi}^2}{d_{p1}^2} = 2 \cdot \frac{d_{vi}^2}{d_{p1}^2} \quad (65)$$

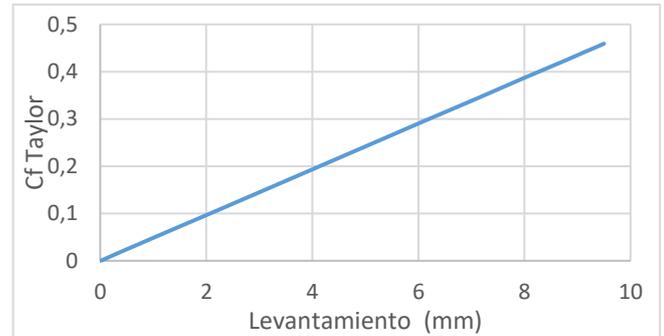
Figura 122. Modelado de las válvulas en AVL Boost [39] [40]

En las siguientes tablas y gráficas se muestran los valores de los coeficientes de flujo para el primer modelo. El cálculo para el segundo modelo se realiza de la misma forma.

Universidad de Valladolid

Tabla 15. Valores de los coeficientes de flujo para la válvula de admisión en el primer modelo

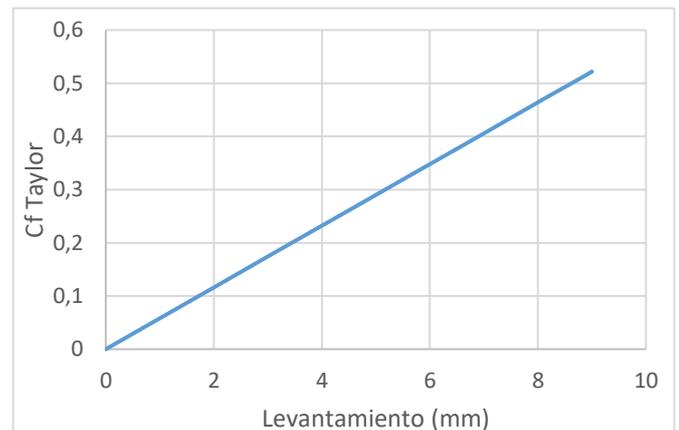
Dv Admisión	30 mm	
L (mm)	L/Dv	Cf Taylor
0	0	0
0,05	0,00166667	0,00241667
0,12	0,004	0,0058
0,35	0,01166667	0,01691667
1,1	0,03666667	0,05316667
2,2	0,07333333	0,10633333
3,65	0,12166667	0,17641667
5	0,16666667	0,24166667
6,1	0,20333333	0,29483333
7,1	0,23666667	0,34316667
8	0,26666667	0,38666667
8,78	0,29266667	0,42436667
9,15	0,305	0,44225
9,35	0,31166667	0,45191667
9,5	0,31666667	0,45916667



Gráfica 21. Cf vs. L (Admisión del primer modelo)

Tabla 16. Valores de los coeficientes de flujo para la válvula de escape en el primer modelo

Dv Escape	25 mm	
L (mm)	L/Dv	Cf Taylor
0	0	0
0,01	0,0004	0,00058
0,05	0,002	0,0029
0,12	0,0048	0,00696
0,4	0,016	0,0232
0,95	0,038	0,0551
1,9	0,076	0,1102
3,2	0,128	0,1856
4,55	0,182	0,2639
5,7	0,228	0,3306
6,8	0,272	0,3944
7,55	0,302	0,4379
8,15	0,326	0,4727
8,6	0,344	0,4988
8,85	0,354	0,5133
9	0,36	0,522



Gráfica 22. Cf vs. L (Escape del primer modelo)

Anexo 2. Proceso de optimización

En este apartado se va a mostrar el proceso seguido para obtener los valores óptimos de los parámetros creados. Se mostrará el proceso para 6000 rpm en el primer modelo:

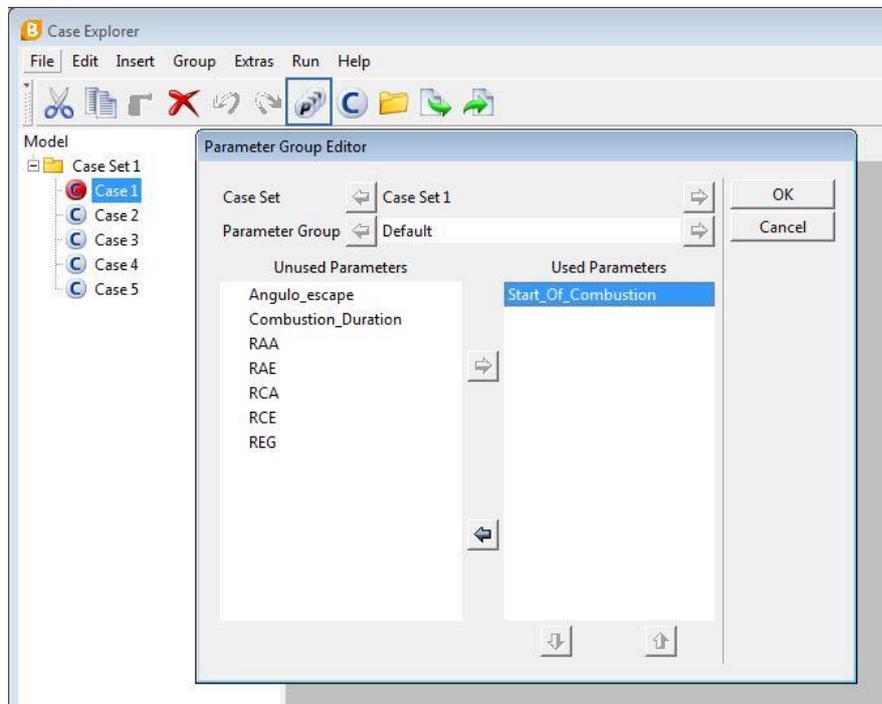


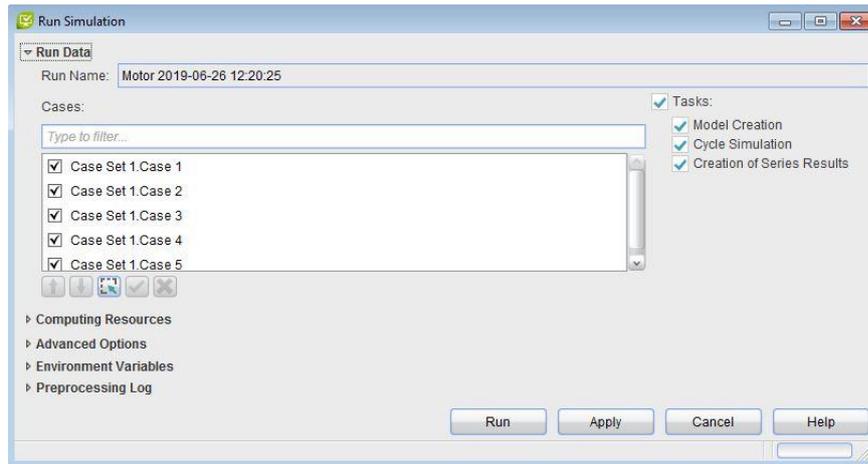
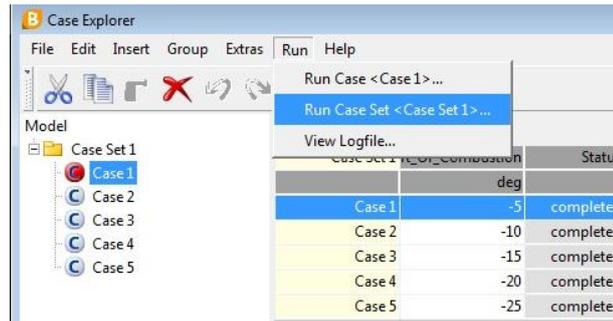
Figura 123. Proceso de optimización [38]

Se selecciona el icono recuadrado y se incluye el parámetro deseado en “Used Parameters”, en este caso será “Start_Of_Combustion”.

Default			
Case Set	rt_Of_Combustion		Status
		deg	
Case 1	-5		completed
Case 2	-10		completed
Case 3	-15		completed
Case 4	-20		completed
Case 5	-25		completed

Figura 124. Proceso de optimización [38]

Una vez el parámetro es seleccionado, se introduce la serie de valores que se desea que tome. En este caso se introducen 5 y se procede a ejecutar.



Run	Project	Model	Case Set	Case	Task	Status	Progress	
1	Motor 2019-06-2	Escritorio	Motor	Case Set 1	Case 1	Cycle Simulator	completed	100 %
2	Motor 2019-06-2	Escritorio	Motor	Case Set 1	Case 2	Cycle Simulator	completed	100 %
3	Motor 2019-06-2	Escritorio	Motor	Case Set 1	Case 3	Cycle Simulator	completed	100 %
4	Motor 2019-06-2	Escritorio	Motor	Case Set 1	Case 4	Cycle Simulator	completed	100 %
5	Motor 2019-06-2	Escritorio	Motor	Case Set 1	Case 5	Cycle Simulator	completed	100 %
6	Motor 2019-06-2	Escritorio	Motor	Case Set 1		Creation of Serie	completed	100 %

Figura 125. Ejecución del programa [38]

Una vez se han completado la ejecución se procede a comprobar los resultados:



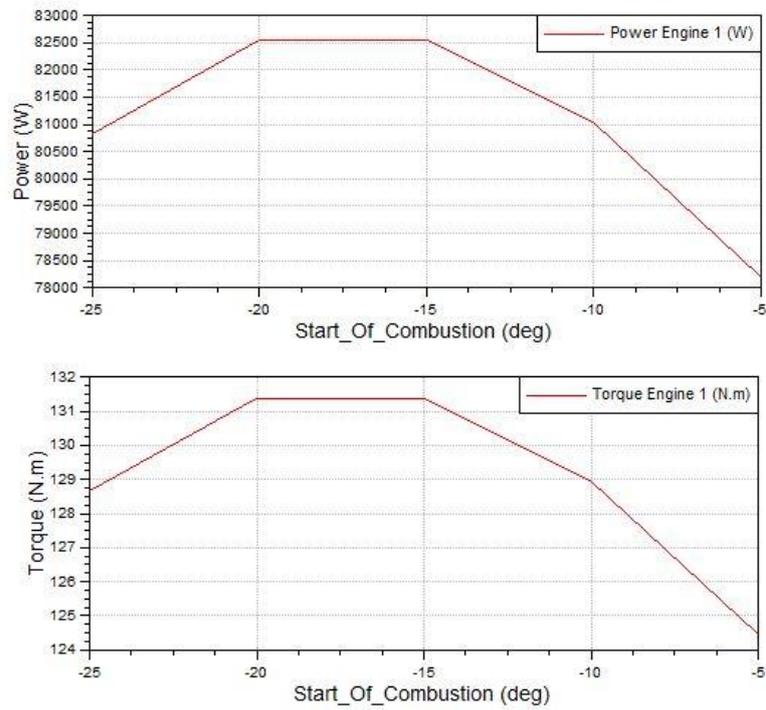


Figura 126. Resultados de la simulación [38]

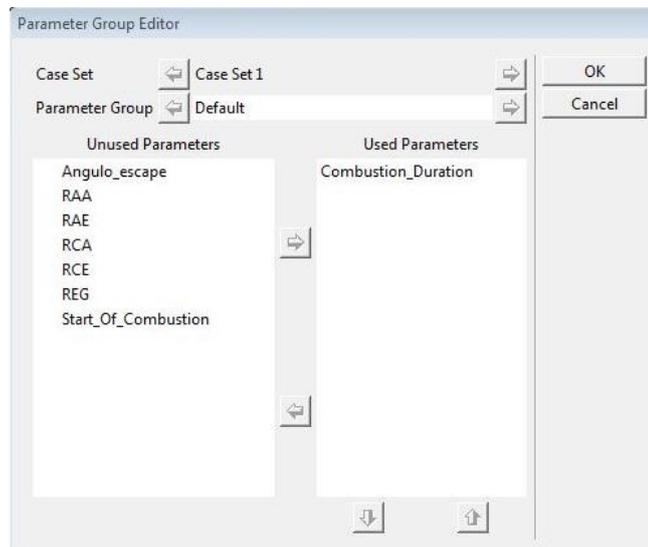


Figura 127. Nuevo parámetro [38]

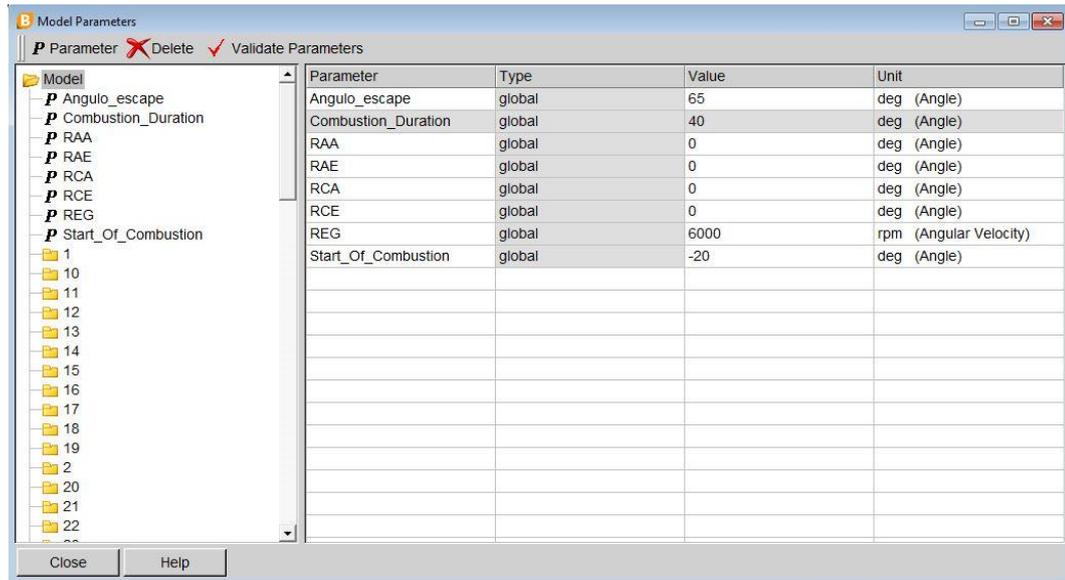


Figura 128. Nuevo valor del parámetro [38]

En la Figura 126 se comprueba el valor máximo y se fija ese valor para continuar la simulación (Figura 128). En cuanto al avance de encendido se ha seguido una tendencia creciente a medida que aumenta el régimen de giro.

Con este nuevo parámetro se vuelve a realizar el proceso:

Case Set	Combustion_Duration	Status
Case 1	40	completed
Case 2	45	completed
Case 3	50	completed
Case 4	55	completed

Figura 129. Valores del nuevo parámetro ejecutado [38]

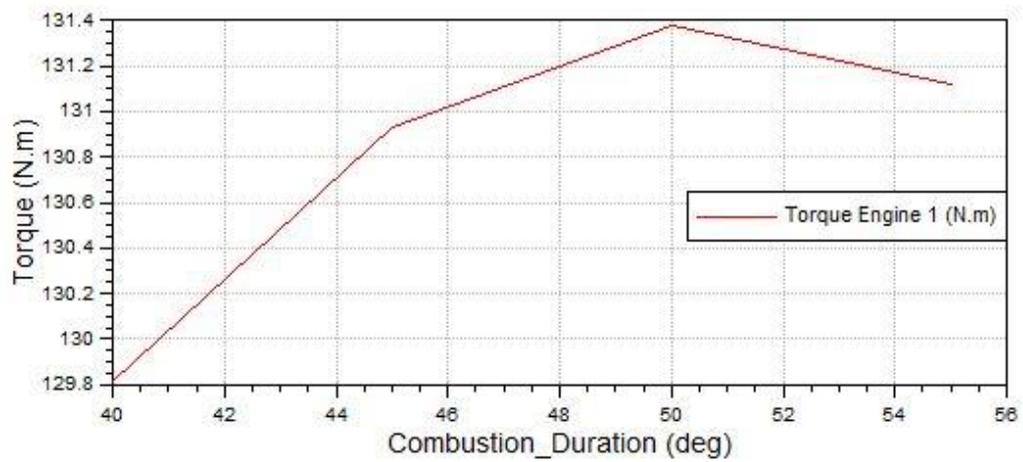
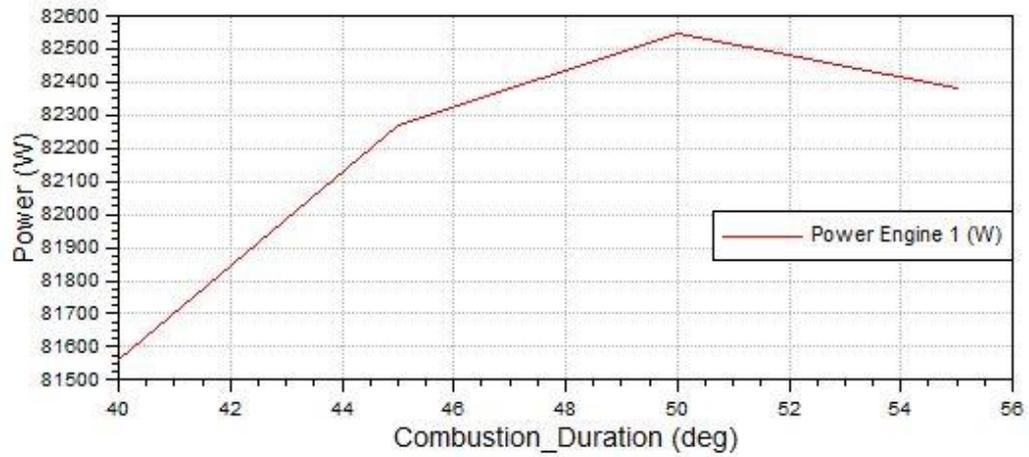


Figura 130. Resultados [38]

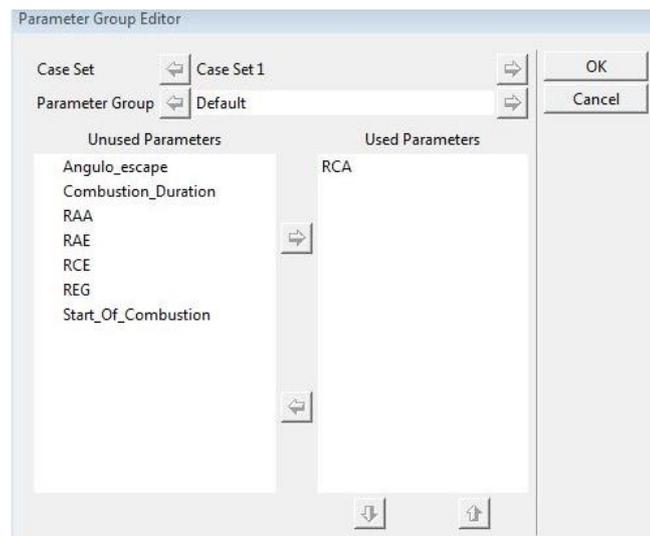


Figura 131. Simulación de un nuevo parámetro [38]

Model Parameters

Parameter Delete Validate Parameters

Parameter	Type	Value	Unit
Angulo_escape	global	65	deg (Angle)
Combustion_Duration	global	50	deg (Angle)
RAA	global	0	deg (Angle)
RAE	global	0	deg (Angle)
RCA	global	0	deg (Angle)
RCE	global	0	deg (Angle)
REG	global	6000	rpm (Angular Velocity)
Start_Of_Combustion	global	-20	deg (Angle)

Close Help

Figura 132. Valor óptimo de "Combustion_Duration" [38]

Case Set 1	RCA	Status
	deg	
Case 1	0	completed
Case 2	5	completed
Case 3	10	completed
Case 4	15	completed

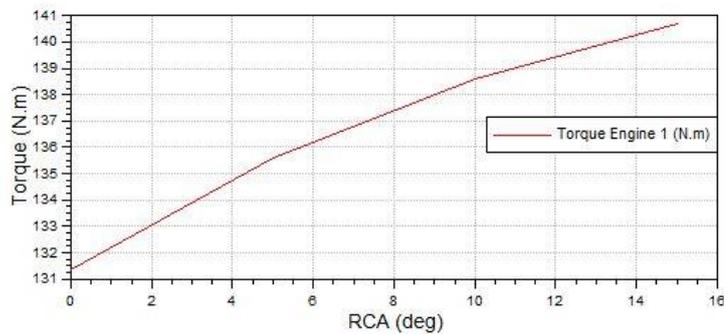
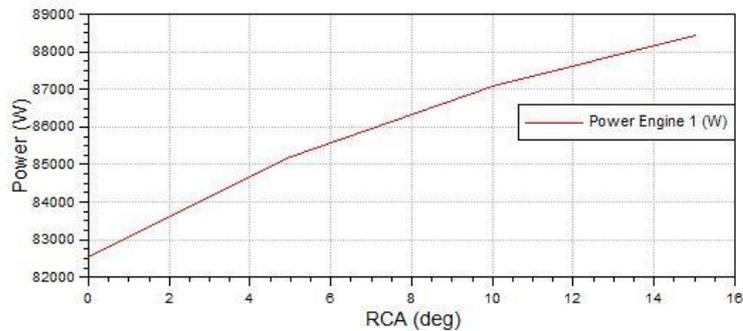


Figura 133. Valores y resultados de RCA [38]

Con el valor de 13° se obtienen las especificaciones deseadas.



Índice de figuras

Figura 1. Diagrama de un motor de cuatro tiempos [3]	5
Figura 2 Diagrama de un motor de dos tiempos [1]	5
Figura 3. Parámetros geométricos [3]	6
Figura 4. Diagrama indicador [3]	11
Figura 5. Curvas características de un motor a plena carga y curvas de rendimiento del motor [3]	14
Figura 6. Tendencias de las curvas de potencia y par en función del régimen de giro dependiendo de la aplicación del motor [3]	15
Figura 7. Diferencias entre un diagrama de distribución teórico (izquierda) y uno real (derecha) [3]	15
Figura 8. Diagrama de levantamiento de las válvulas en función del ángulo girado por el cigüeñal [1]	17
Figura 9. Toyota Yaris WRC de Ott Tänak en el Rallye Montecarlo 2019 [12]	20
Figura 10. Citroën DS3 RRC [13]	21
Figura 11. Citroën C3 R5 de Emma Falcón en el Rallye Sierra Morena 2019 [14]	23
Figura 12. Renault Clio R3T de Fran Cima [15]	24
Figura 13. Opel Adam R2 de Óscar Gil en el Rallye Sierra Morena 2019 [14]	25
Figura 14. Renault Twingo R1 [16]	26
Figura 15. Peugeot 208 [17]	31
Figura 16. Parte delantera y trasera del Peugeot 208 R2 [30]	34
Figura 17. Peugeot 208 R2 [30]	34
Figura 18. Interior del Peugeot 208 R2 [30]	35
Figura 19. Logotipo del software AVL Boost [38]	37
Figura 20. Curvatura en una tubería [39] [40]	39
Figura 21. Modelo de filtro de aire [39] [40]	40
Figura 22. Diagrama termodinámico del cilindro [39] [40]	42
Figura 23. Espacio de trabajo en AVL Boost [38]	45
Figura 24. Submenú Simulation [38]	46
Figura 25. Control [38]	46
Figura 26. Configuración de Cycle Simulation [38]	47
Figura 27. Ajustes del modelo clásico de especies [38]	47
Figura 28. Condiciones de inicialización [38]	48
Figura 29. Modelo Peugeot 208 1.6 16v VTI [38]	49
Figura 30. Configuración inicial del Engine [38]	50
Figura 31. Orden de encendido [38]	50
Figura 32. Definición del modelo de fricción [38]	51
Figura 33. Modelo de fricción [38]	51
Figura 34. Configuración de la SB1 [38]	52
Figura 35. Dimensiones para el cálculo de los coeficientes de flujo [38]	52
Figura 36. Pipe 22 [38]	53
Figura 37. Parámetros Pipe 22 [38]	53
Figura 38. Parámetros Air Cleaner [38]	54
Figura 39. Configuración de la fricción en Air Cleaner [38]	54
Figura 40. Pipe 1 [38]	55
Figura 41. Parámetros Pipe 1 [38]	55
Figura 42. Parámetros Throttle 1 [38]	56
Figura 43. Coeficientes de flujo Throttle 1 [38]	56
Figura 44. Pipe 23 [38]	56
Figura 45. Parámetros Pipe 23 [38]	57
Figura 46. Geometría del Plenum [38]	57
Figura 47. Conexión Plenum – conductos [38]	57
Figura 48. Parámetros Plenum [38]	58
Figura 49. Primer tramo de los colectores de admisión (Pipes 24, 25, 26, 27) [38]	58

**Universidad de Valladolid**

Figura 50. Parámetros Pipes 24, 25, 26, 27 [38]	59
Figura 51. Método de inyección [38]	59
Figura 52. Parámetros de inyección [38]	59
Figura 53. Temperatura del combustible y coeficientes de flujo [38]	60
Figura 54. Segundo tramo de los colectores de admisión (Pipes 2, 3, 4, 5) [38]	60
Figura 55. Parámetros Pipes 2, 3, 4, 5 [38].....	61
Figura 56. Junction 1, 2, 3, 4 [38]	61
Figura 57. Pipas de admisión (Pipes 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13) [38].....	61
Figura 58. Parámetros Pipes 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 [38]	62
Figura 59. Parámetros geométricos de los cilindros [38]	62
Figura 60. Inicialización del cilindro [38].....	63
Figura 61. Modelo de combustión [38]	63
Figura 62. Modelo de combustión "Vibe" [38].....	63
Figura 63. Transferencia de calor en el cilindro [38].....	64
Figura 64. Especificaciones de las válvulas [38]	64
Figura 65. Dimensiones de las válvulas (Izquierda admisión - Derecha escape) [38]	65
Figura 66. Levantamiento de las válvulas (Izquierda admisión - Derecha escape) [38].....	65
Figura 67. Coeficientes de flujo en las válvulas [38].....	66
Figura 68. Pipas de escape (Pipes 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21) [38]	67
Figura 69. Parámetros Pipes 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21 [38]	67
Figura 70. Junction 5, 6, 7, 8 [38]	67
Figura 71. Pipes 28, 29, 30, 31 [38].....	68
Figura 72. Parámetros Pipes 28, 29, 30, 31 [38]	68
Figura 73. Junction 9 [38]	68
Figura 74. Pipe 32 [38].....	69
Figura 75. Parámetros Pipe 32 [38]	69
Figura 76. Dimensiones Throttle [38].....	70
Figura 77. Coeficientes de flujo Throttle 2 [38]	70
Figura 78. Pipe 33 [38].....	70
Figura 79. Parámetros Pipe 33 [38]	71
Figura 80. Configuración SB2 [38]	71
Figura 81. Parámetros del modelo [38]	73
Figura 82. Valores optimizados del modelo [38]	74
Figura 83. Pme frente al número de ciclos a un régimen de 3500 rpm [38]	74
Figura 84. Toma de admisión de aire [37]	79
Figura 85. Colectores de escape [37].....	79
Figura 86. Condiciones de inicialización [38]	80
Figura 87 Modelo del Peugeot 208 R2 [38]	81
Figura 88. Modificaciones en el modelo de fricción [38]	82
Figura 89. Pipe 1 [38].....	82
Figura 90. Parámetros Pipe 1 [38]	83
Figura 91. Configuración Air Cleaner [38]	83
Figura 92. Pipe 2 [38].....	84
Figura 93. Parámetros Pipe 2 [38]	84
Figura 94. Pipe 3 [38].....	85
Figura 95. Parámetros Pipe 3 [38]	85
Figura 96. Geometría del Plenum [38]	86
Figura 97. Primer tramo de los colectores de admisión (Pipes 4, 5, 6, 7) [38]	86
Figura 98. Parámetros Pipes 4, 5, 6, 7 [38].....	87
Figura 99. Segundo tramo de los colectores de admisión (Pipes 8, 9, 10, 11) [38].....	87
Figura 100. Parámetros Pipes 8, 9, 10, 11 [38].....	88
Figura 101. Pipes 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19 [38].....	88
Figura 102 Parámetros geométricos de los cilindros [38]	88
Figura 103. Pistones Peugeot 208 R2 [42]	90

Universidad de Valladolid

Figura 104. Levantamientos de válvula (Izquierda admisión - Derecha escape [38]	91
Figura 105. Coeficientes de flujo en las válvulas de admisión (izquierda) y escape (derecha) [38].....	91
Figura 106. Pipes 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27 [38].....	92
Figura 107. Pipes 28, 29, 30, 31 [38]	92
Figura 108. Parámetros Pipes 28, 29, 30, 31 [38].....	92
Figura 109. Junction 9 y 10 [38].....	93
Figura 110. Pipes 32 y 33 [38]	93
Figura 111. Parámetros Pipes 32 y 33 [38].....	93
Figura 112. Junction 11 [38].....	94
Figura 113. Pipe 34 [38]	94
Figura 114. Parámetros Pipe 34 [38].....	94
Figura 115. Dimensiones Throttle [38].....	95
Figura 116. Pipe 35 [38]	95
Figura 117. Parámetros Pipe 35 [38].....	95
Figura 118. Configuración SB2 [38]	96
Figura 119. Parámetros del modelo [38]	97
Figura 120. Valores óptimos [38]	97
Figura 121. Evolución del flujo en un orificio [1]	111
Figura 122. Modelado de las válvulas en AVL Boost [39] [40].....	113
Figura 123. Proceso de optimización [38]	115
Figura 124. Proceso de optimización [38]	115
Figura 125. Ejecución del programa [38].....	116
Figura 126. Resultados de la simulación [38]	117
Figura 127. Nuevo parámetro [38].....	117
Figura 128. Nuevo valor del parámetro [38].....	118
Figura 129. Valores del nuevo parámetro ejecutado [38]	118
Figura 130. Resultados [38]	119
Figura 131. Simulación de un nuevo parámetro [38]	119
Figura 132. Valor óptimo de "Combustion_Duration" [38].....	120
Figura 133. Valores y resultados de RCA [38]	120

Índice de gráficas

Gráfica 1. Curvas de potencia y par del motor EP6 [21]	32
Gráfica 2. Levantamiento de válvulas en función del ángulo de giro del cigüeñal [22].....	33
Gráfica 3. Levantamientos de las válvulas en función del ángulo girado por el cigüeñal [22]	66
Gráfica 4. Curvas de potencia real y simulada frente al régimen de giro.....	74
Gráfica 5. Curvas de par real y simulado frente al régimen de giro.....	75
Gráfica 6. Presión media efectiva frente a régimen de giro.....	76
Gráfica 7. Rendimiento indicado, efectivo y mecánico frente a régimen de giro	77
Gráfica 8. Rendimiento volumétrico frente al régimen de giro	77
Gráfica 9. Consumo específico efectivo frente al régimen de giro	78
Gráfica 10. Comparación de los levantamientos de válvulas	90
Gráfica 11. Potencia en función de régimen de giro	98
Gráfica 12. Par en función del régimen de giro	99
Gráfica 13. Pme en función del régimen de giro.....	101
Gráfica 14. Rendimiento indicado en función del régimen de giro	101
Gráfica 15. Rendimiento efectivo en función del régimen de giro.....	102
Gráfica 16. Rendimiento mecánico en función del régimen de giro	102
Gráfica 17. Rendimiento volumétrico en función del régimen de giro	103
Gráfica 18. Consumo específico efectivo frente al régimen de giro	103
Gráfica 19. Comparación de potencia entre modelos frente al régimen de giro.....	104
Gráfica 20. Comparación del par entre modelos frente al régimen de giro.....	104



Gráfica 21. Cf vs. L (Admisión del primer modelo)..... 114
Gráfica 22. Cf Vs. L (Escape del primer modelo)..... 114

Índice de tablas

Tabla 1. Principales especificaciones en función de cada subcategoría 23
Tabla 2. Características de cilindrada y peso..... 25
Tabla 3. Subcategorías en función de la cilindrada y del peso. 27
Tabla 4. Características técnicas del motor EP6 [18, 19, 20, 21. 22] 31
Tabla 5. Características técnicas del Peugeot 208 R2 [31] frente al 208 1.6 VTI 35
Tabla 6. Vehículos de la categoría R2 [36]..... 36
Tabla 7. Posición de los puntos de medida..... 72
Tabla 8. Valores numéricos de las curvas de potencia real y simulada 75
Tabla 9. Valores numéricos de las curvas de par real y simulado 76
Tabla 10. Posición de los puntos de medida 96
Tabla 11. Valores numéricos de las curvas de potencia del motor en el proceso de optimización 98
Tabla 12. Comparación de los valores máximos de potencia real y simulada 99
Tabla 13. Valores numéricos de las curvas de par motor en el proceso de optimización 100
Tabla 14. Comparación entre los valores máximos de par real y simulado 100
Tabla 15. Valores de los coeficientes de flujo para la válvula de admisión en el primer modelo 114
Tabla 16. Valores de los coeficientes de flujo para la válvula de escape en el primer modelo 114