



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE RENOVACIÓN DE LA CARGA DE
UN MOTOR DUAL FUEL PARA TRANSPORTE PESADO MEDIANTE
SOBREALIMENTACIÓN DE DOBLE ETAPA



ALUMNO: ROBERTO SIRVENT SANJOSÉ
TUTOR: FRANCISCO JOSÉ ARNAU MARTÍNEZ

CURSO ACADÉMICO 2015-2016

DOCUMENTO I • MEMORIA

Índice MEMORIA

1 INTRODUCCIÓN.....	4
1.1 Descripción general.....	4
1.2 Objetivos y alcance	5
1.3 Antecedentes	5
1.4 Justificación y Motivación	5
1.5 Sobrealimentación	6
1.5.1 Sobrealimentación mecánica.....	6
1.5.2 Turbobrealimentación	7
1.6 RCCI	8
2 TEORÍA DEL MODELADO DE MOTORES	10
2.1 Introducción.....	10
2.2 Modelado de Flujo de Gases del Motor.....	11
2.2.1 Modelos unidimensionales de acción de ondas	12
2.2.2 Modelos de llenado y vaciado (OD).....	14
2.2.3 Modelos de valor medio	15
2.3 Modelado de la Combustión.....	15
2.3.1 Análisis de la combustión.....	16
2.3.2 Modelos predictivos.....	16
2.3.3 Ley de combustión empírica de Wiebe.....	16
3 CALIBRACIÓN DEL MODELO DEL MOTOR MDE8	19
3.1 Datos experimentales y herramientas utilizadas.....	19
3.1.1 OpenWAM	19
3.1.2 Microsoft Excel.....	20
3.1.3 MATLAB.....	21
3.1.4 Notepad ++.....	21
4 MODELO UTILIZADO	22
4.1 Introducción	22
4.2 Puntos de Referencia de Funcionamiento.....	24
4.3 Ajuste de los modelos monocilíndricos	25
4.4 Modelo monocilíndrico 1 motor MDE8 RCCI.....	25
4.4.1 Caracterización de la combustión: Aproximación mediante las leyes de Wiebe	26
4.4.2 Válvulas de admisión y escape.....	28
4.4.3 Resultados modelo monocilíndrico ensayo 1	30
4.5 Modelo monocilíndrico 2 motor MDE8 RCCI.....	37
4.6 Modelo policilíndrico final: Diseño de la renovación de la carga	41
4.6.1 Intercambiador de calor (Intercooler)	44

4.6.2 Ajuste de la Turbina y Compresor.....	45
4.6.3 Ajuste del sistema de recirculación de gases de escape (EGR)	48
4.6.4 Resultados finales	50
5 CONCLUSIONES	57
6 BIBLIOGRAFÍA.....	58

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción general

El presente trabajo final de grado forma parte de un proyecto basado en el estudio de motores de combustión interna alternativos mediante el uso de herramientas computacionales. A lo largo de la historia, el tema ha sido tratado tanto a nivel teórico como experimental y se han realizado grandes esfuerzos con el objetivo de obtener correlaciones experimentales que permitan adaptar modelos simulados mediante un hardware de simulación. El gran éxito del modelado es una de las principales causas en el gran desarrollo alcanzado en su aplicación en la industria de la automoción, naval, aeroespacial, energética y aeronáutica, entre otras.

El objetivo del modelado es lograr una complicidad entre las herramientas computacionales, el banco de ensayos y el diseñador, tres componentes imprescindibles en la etapa de diseño de un MCIA. El proyecto incluye el desarrollo y ajuste de un modelo unidimensional capaz de simular el funcionamiento de un motor policilíndrico con doble etapa de sobrealimentación que inicialmente funcionaba con Diésel y al cual se pretende hacer funcionar simultáneamente con dos combustibles diferentes (RCCI), mostrando el principal interés por el proceso de renovación de la carga.

De esta forma, es posible contar con una herramienta que permita mayor flexibilidad durante la toma de decisiones del diseñador, un ahorro económico en tiempo de ensayo, así como en tiempo invertido por los diseñadores y material necesario para su diseño. Además, es importante la influencia que puede tener un desarrollo como éste en cuestiones tales como la contaminación acústica y ambiental.

La primera parte del proyecto se concentra en el caso monocilíndrico. Para ello es importante la generación de un software capaz de simular los distintos fenómenos que se producen en un MCIA, tales como el flujo en tubos, el proceso de combustión y, en definitiva, que sea capaz de capturar todo tipo de patrón fluidodinámico, como por ejemplo ondas de choque. La física del problema es gobernada por las ecuaciones de Euler, incluyendo los efectos de la fricción en las paredes de los conductos, los cambios de sección de paso del fluido o la transferencia de calor a través de las paredes de los conductos y de las paredes de la culata, camisa y pistón, entre otros.

La segunda parte del proyecto se centra en el caso policilíndrico, aquí se incluirá en el modelado el sistema de turbosobrealimentación de doble etapa para controlar el proceso de renovación de la carga, así como un sistema de recirculación de gases de escape (EGR).

Para ello, se utilizarán datos obtenidos experimentalmente en los bancos de ensayos del CMT-Motores Térmicos, que posteriormente serán utilizados para ajustar el modelo creado y comparar los resultados obtenidos con los experimentales, para asegurar la correcta parametrización del motor que permitirá simular otros comportamientos deseados a partir de una base correcta. El software de modelado empleado será el software de código libre OpenWAM, desarrollado en la Universitat Politècnica de València por el CMT-Motores Térmicos.

1.2 Objetivos y alcance

Este proyecto, que forma parte de un gran proyecto, nace a raíz de un convenio firmado entre la empresa Volvo Trucks y el CMT-Motores Térmicos. El principal objetivo es el ajuste y desarrollo de un motor sobrealimentado de seis cilindros en línea, denominado por la empresa MDE8, el cual inicialmente funcionaba con Diésel y al que se pretende hacer funcionar con dos combustibles diferentes inyectados en el mismo ciclo (RCCI), estos combustibles serán Gasolina y Diésel. Para ello, se creará un modelo fluidodinámico computarizado, dicho modelo, servirá como herramienta para evaluar diferentes estrategias de control del proceso de renovación de la carga, siendo de vital importancia la correcta elección del sistema biturbo que alimentará al motor.

Además, teniendo siempre presente el cumplimiento de las normas anticontaminación, el sistema de sobrealimentación contará con un sistema de recirculación de gases de escape de baja presión denominado EGR de baja presión, el cual habrá que gestionar.

Estos motores tendrán diversas aplicaciones y usos: desde vehículos de construcción civil hasta vehículos pesados de transporte como camiones, donde es imprescindible conseguir una gran potencia con un consumo y emisiones contaminantes mínimas.

1.3 Antecedentes

Durante los últimos años, el modelado se ha ganado un sitio distinguido, convirtiéndose en una herramienta esencial en el diseño de MCIAs. Ahora, haciendo uso de esta tecnología, se ha propuesto desarrollar una nueva tecnología como resultado de los últimos estudios más innovadores en el ámbito de la combustión de MCIAs, dichos estudios otorgan de un gran interés al modo de combustión RCCI (Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition), principal característica del motor a desarrollar. Estos estudios apuntan a una disminución de los contaminantes y a una mayor eficiencia de los MCIAs.

1.4 Justificación y Motivación

La realización del presente proyecto tiene dos razones de ser destacadas: una de carácter académico, como última actividad académica antes de finalizar los estudios de Grado en Ingeniería Mecánica, y otra de carácter más profesional como parte del anteriormente mencionado convenio entre Volvo Trucks y CMT-Motores Térmicos.

Como se ha puesto de manifiesto en el apartado de objetivos, el principal objetivo es el ajuste y desarrollo de un MCIAs sobrealimentado de seis cilindros en línea, al que se pretende hacer funcionar con dos combustibles diferentes inyectados en el mismo ciclo (RCCI). Además, hay una evidente justificación medioambiental para la realización de este proyecto, la cual es conseguir que el motor MDE8 de Volvo cumpla con las normativas anticontaminantes actuales y futuras, las cuales son cada vez más estrictas.

Dichas normativas anticontaminantes empujan a los fabricantes a desarrollar soluciones tecnológicamente muy desarrolladas.

Por último, cabe destacar la innovación que busca dicho proyecto, ya que el denominado modo de combustión RCCI es una nueva tecnología en vías de desarrollo de la que el CMT-Motores Térmicos quiere formar parte. De esta forma, el CMT demuestra su ímpetu por la innovación y tecnología punta.

1.5 Sobrealimentación

La sobrealimentación consiste en el aumento de la densidad del aire en el colector de admisión, aumentado así la potencia específica de éste. Su uso es muy extendido en los MCI, especialmente en motores de encendido por compresión (MEC).

La sobrealimentación mejora el proceso de renovación de la carga (PRC), entendido como el proceso mediante el cual los gases de escape producto de la combustión son desalojados del cilindro y reemplazados por una mezcla de aire fresca. El PRC es clave para el correcto funcionamiento del motor dado su gran influencia sobre sus prestaciones y rendimiento.

- **Tipos de sobrealimentación:**

1.5.1 Sobrealimentación mecánica

En este tipo de sobrealimentación, el acoplamiento entre el compresor y el motor se hace de forma mecánica mediante el eje del cigüeñal, el cual mueve el compresor aumentando así la densidad del aire.

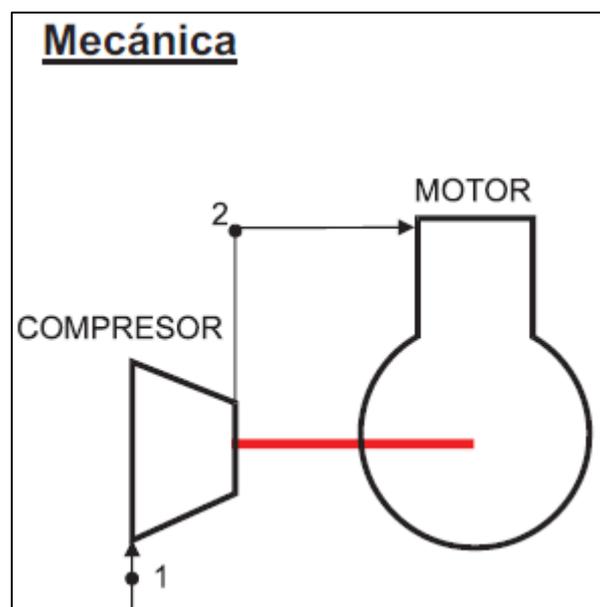


Figura 1. Acoplamiento mecánico

Este tipo de sobrealimentación se caracteriza por lo siguiente:

- Acoplamiento mecánico entre el compresor y motor.
- Grado de sobrealimentación constante, debido al comportamiento poco sensible del compresor al régimen de giro
- Respuesta instantánea del compresor a cambios de régimen del motor
- Disminución del rendimiento global del motor, debida a la absorción de potencia por parte del compresor.
- Volumen y peso del compresor considerable.

Encontramos distintos compresores mecánicos o también llamados volumétricos, tales como de paletas, Roots, de tornillo o en espiral.

1.5.2 Turbobrealimentación

Este tipo de sobrealimentación se basa en una bomba de aire diseñada para operar utilizando la energía de los gases de escape originalmente desperdiciada por los motores no turboalimentados. Los gases calientes producto de la combustión hacen girar el rotor de la turbina acoplado a través de un eje al rotor del compresor que, al girar, aspira un gran volumen de aire filtrado y lo introduce comprimido al motor. Además, con un turboalimentador es posible aumentar la potencia en un motor en hasta en un 40% o 50% siendo necesario la correcta adecuación de éste.

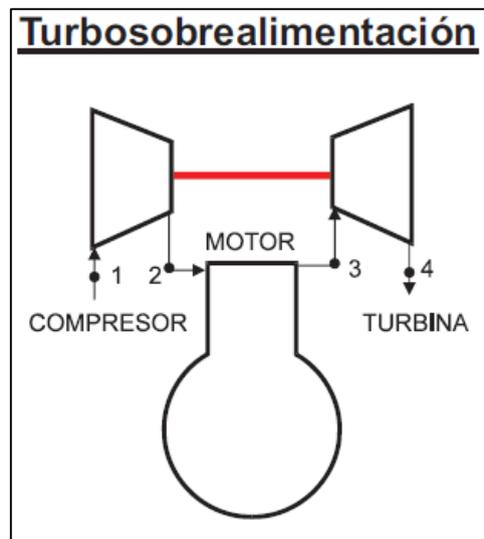


Figura 2. Acoplamiento Turbosobrealimentación

Este tipo de sobrealimentación se caracteriza por lo siguiente:

- Acoplamiento fluidodinámico complejo entre el motor y el turbogruppo.
- Recuperación de parte de la energía de los gases de escape, mejorando el rendimiento global del motor.
- Respuesta muy variable en función del grado de carga y régimen de giro del motor.
- Mala respuesta en transitorios del motor debido a la inercia del turbogruppo.
- Volumen y peso del turbogruppo reducidos.

1.6 RCCI

A raíz de un estudio recientemente desarrollado por un equipo de la Universidad de Wisconsin-Madison, dirigido por el Director Rolf Reitz, se ha investigado un motor capaz de reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno y hollín al mismo tiempo que se aumenta la eficiencia del motor.

Llamado encendido por compresión de reactividad controlada, o RCCI, la tecnología utiliza inyecciones múltiples de diferentes tipos de combustible para optimizar la fase de combustión. Los experimentos realizados en el centro de investigación de Oak Ridge demuestran que los motores que utilizan esta tecnología logran una eficacia del combustible excepcional.

La prueba es que del motor ha logrado una eficiencia indicada sin precedentes del 50 por ciento en el laboratorio (correspondiente a un consumo de combustible específico de 141 g/kW*hr), con unas emisiones de óxidos de nitrógeno y hollín significativamente por debajo de los límites actuales en los Estados Unidos, UE y Japón, tal como se muestra en la *Figura 3*.

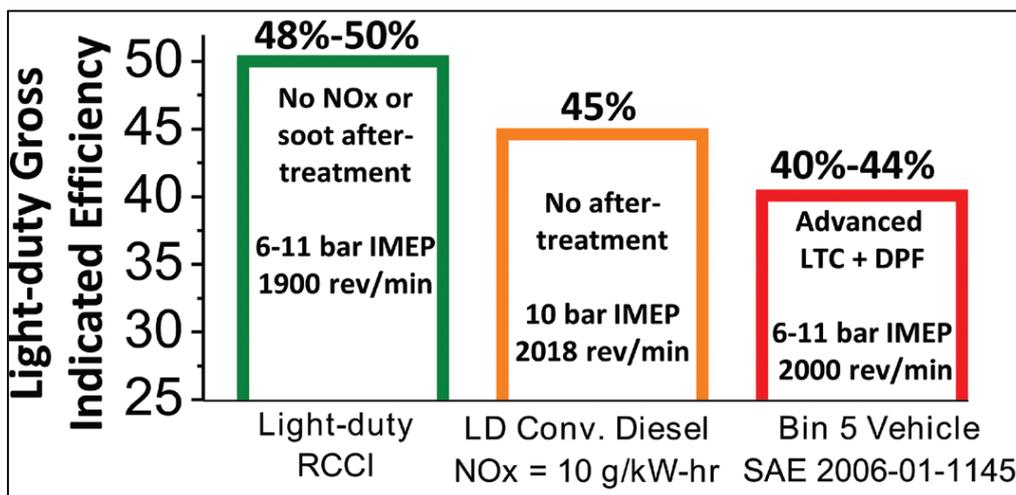


Figura 3. Comparación RCCI y combustión Diésel convencional

Además, una investigación adicional publicada en la revista *International Journal of Engine Research* indica una reducción de 100 veces en las emisiones de óxidos de nitrógeno y de 10 veces en la formación de hollín en comparación con un motor Diésel convencional, tal como se aprecia en la *Figura 4*.

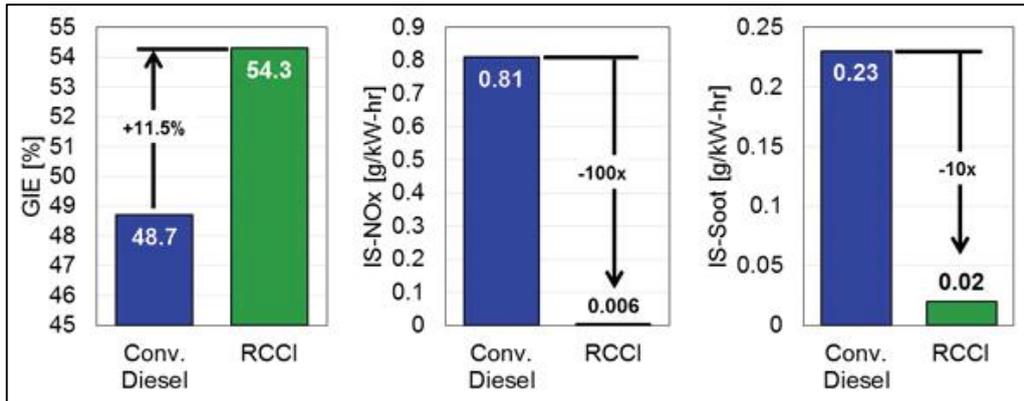


Figura 4. Comparación RCCI y combustión Diésel convencional

El modo de combustión RCCI consiste en el uso de dos combustibles con diferente reactividad, el combustible de reactividad inferior, por ejemplo, Gasolina, se inyecta prematuramente y está demasiado diluido para encender el motor incluso a la alta compresión que se emplea. El combustible de más alta reactividad, por ejemplo, Diésel, se inyecta más tarde y de ésta forma la mezcla tiene tiempo para prevenir la formación de hollín en las regiones frías localmente ricas y la formación de NOx en regiones calientes localmente estequiométricas.

Los futuros motores, especialmente los empleados para transporte pesado en largas distancias, serán unos duros competidores que proporcionarán un menor coste en consumo de combustible y unas emisiones contaminantes mínimas. Por lo tanto, los motores RCCI proporcionarán una oportunidad para un avance sustancial en los MCIA.

2 TEORÍA DEL MODELADO DE MOTORES

2.1 Introducción

El modelado de MCIA se está convirtiendo en una pieza vital en su desarrollo, pues es una forma muy útil de simular el comportamiento termofluidodinámico de los motores y conocer su funcionamiento con un alto grado de fidelidad. Los modelos proporcionan variables instantáneas (transmisión de calor, regímenes de turbogrupos, temperaturas, presiones, gastos máxicos...etc.) así como variables medias para cada ciclo de simulación.

Además, permite un importante ahorro de tiempo y coste respecto al proceso experimental, aunque se traten de dos vías de diseño, análisis y desarrollo que se complementan.

Estos modelos, como se ha adelantó en el capítulo 1.1, utilizan modelos matemáticos para resolver modelos físicos que reproducen los fenómenos que se producen en el interior del motor para así obtener información acerca de todos los sistemas que lo componen e interactúan entre sí. Las precisiones de los resultados del modelo con respecto a las medidas experimentales dependen en gran medida de los modelos físicos y matemáticos que han sido empleados. Obviamente, en función de la complejidad de las hipótesis empleadas estos resultados se adaptarán en mayor o menor medida a los resultados reales. Cuantas más hipótesis simplificadoras se utilicen, menor será la seguridad de la validez de los resultados.

En cualquier caso, ya se utilicen hipótesis complejas o se asuman simplificaciones, la validación de los resultados se tendrá que llevar a cabo mediante un estudio experimental y de esta forma, poder contrastar el comportamiento obtenido entre modelo y ensayo.

Además, los modelos no solo permiten evaluar distintas variables en el diseño de un MCIA y predecir el potencial de desarrollo del motor, sino que también permiten realizar un mejor análisis de las variables en cada proceso, tales como el proceso de renovación de la carga o el proceso de combustión en el cilindro, pudiendo así identificar y controlar las variables que lo gobiernan. De igual forma, sirven para evaluar tendencias, permitiendo realizar estudios paramétricos.

Existen diferentes tipos de modelos de motores que se pueden clasificar según diferentes criterios, relacionados con el propósito del modelo, el método de resolución, el tipo de variables o las hipótesis adoptadas. Así, existen modelos que obtienen el proceso de combustión dentro del cilindro, la transmisión de calor a las paredes de los conductos, el flujo de gas o el proceso de renovación de la carga. Además, se pueden encontrar submodelos que simulan fenómenos tales como pérdidas mecánicas, refrigeración o la inyección de combustible.

A continuación, se detallarán los modelos más relevantes que permitirán calcular los procesos más importantes que se producen en los MCIA y así poder realizar un estudio con un alto grado de fidelidad.

2.2 Modelado de Flujo de Gases del Motor

Mediante el uso de modelos de flujo de gases se pueden calcular los flujos no reactivos en el motor. Un modelo de flujo de gases debe incluir distintos fenómenos que se producen cuando un gas fluye a través de un conducto.

En primer lugar, se debe de considerar las pérdidas de carga en todos los elementos, especialmente donde más se producen en MCI, tales como sistemas de post-tratamiento, válvulas, filtros de partículas o Intercooler.

En segundo lugar, el modelo debe de considerar las pérdidas de energía por transmisión de calor que el fluido cede o absorbe a través de las paredes de los conductos que atraviesa, especialmente en los intercambiadores de calor y en los conductos de escape por encontrarse éstos a una temperatura elevada.

En tercer lugar, el modelo debe considerar los efectos de compresibilidad que se producen en las zonas donde el flujo puede alcanzar grandes velocidades (toberas, válvulas de admisión y escape, turbocompresores, EGR, etc.).

Por último, cuando se abre una válvula de escape, ésta genera un pulso de presión que hace escapar los gases producto de la combustión del interior del cilindro, aumentando la presión en el colector de escape. Al producirse un número de aperturas secuenciales en un mismo ciclo igual al número de cilindros, se genera un flujo pulsante que se produce por la apertura secuencial de las válvulas de escape, que se trasmite al sistema y pueden tener mucha influencia sobre el rendimiento volumétrico y el trabajo de bombeo, pudiéndose optimizar hasta un 25% el rendimiento volumétrico si se realiza de forma adecuada.

El software OpenWAM empleado en el desarrollo de este trabajo, utiliza un modelo unidimensional de acción de ondas con resolución matemática mediante volúmenes finitos, donde el modelo del motor está compuesto por conductos unidimensionales, depósitos y elementos cero dimensionales.

A continuación, se mencionarán los modelos de flujo de gases de motores más empleados, como son los de acción de ondas, los de valor medio y los de llenado y vaciado. Cada uno posee un grado de precisión distinto, lo que está directamente relacionado con el tiempo de cálculo empleado. Además, estos modelos combinan distintos tipos de submodelos para los diferentes componentes del modelo.

2.2.1 Modelos unidimensionales de acción de ondas

Los modelos unidimensionales de acción de ondas son ampliamente utilizados en el desarrollo del sistema de renovación de la caga de MCIA. Estos modelos permiten el cálculo de flujos en conductos, incluyendo efectos de inercia y transmisión de ondas.

A continuación, se enuncian las principales características e hipótesis de los modelos 1D de acción de ondas:

- El flujo es considerado no homoentrópico, es decir, se tiene en cuenta las variaciones de entropía producidas por la transferencia de calor y la fricción. A pesar de ello, la viscosidad del gas no se tiene en cuenta en el cálculo, por lo cual, no existirán pérdidas debidas a la fricción interna del fluido.
- Se asume que el flujo es unidimensional en los conductos, esto significa que los parámetros tales como presión, temperatura o velocidad del fluido se mantienen constantes en una determinada sección del conducto, es decir, dichos parámetros serán iguales para una determinada sección tanto para un punto de la periferia como para el punto central de la misma sección. Esta es una hipótesis consistente en motores, ya que los tamaños habituales de las secciones y sus curvaturas no son excesivos.
- Las ecuaciones que rigen el comportamiento se resuelven teniendo en cuenta los fenómenos transitorios del flujo, por lo que se deduce que los parámetros pueden variar en el tiempo para cada sección de estudio, aunque como se ha mencionado anteriormente, éstos sean constantes en una determinada sección para un mismo instante de tiempo.
- En aquellos elementos en los que la hipótesis de flujo unidimensional no es válida, se emplean modelos cero dimensionales. Éstos emplean condiciones de contorno cuasi estacionarias para resolver singularidades en los conductos, tales como filtros, silenciadores, sistemas de post tratamiento, válvulas de admisión o escape o finales de conductos. Por otra parte, se emplean modelos termodinámicos cero dimensionales para resolver la evolución en volúmenes y cilindros, donde se considera que los parámetros son constantes en todo el volumen.

La base de los modelos de acción de ondas es el modelo de conducto, en el que las variables de entrada son las condiciones del flujo en sus extremos y su geometría. Las variables de salida del modelo de conducto son la temperatura (T), presión (P), la densidad (ρ) y la velocidad del fluido (u) en función del tiempo y la posición en el conducto.

Estos parámetros son el resultado de la aplicación de las ecuaciones diferenciales de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía. Concretamente, se plantea el siguiente sistema de ecuaciones de Euler, siendo un caso en particular de las ecuaciones de Navier-Stokes para un dominio cuasi unidimensional de un fluido ideal (no viscoso):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{s} \frac{ds}{dx} = 0 \quad [1]$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + f \frac{4}{2D} \frac{u^2 u}{|u|} = 0 \quad [2]$$

$$\frac{\partial(\rho e_0)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h_0)}{\partial x} + \frac{ds}{dx} \frac{\rho u h_0}{s} - \rho \dot{q} + \Delta H_{react.} = 0 \quad [3]$$

$$\text{Gas perfecto} \quad PV = RT \quad \text{Energía interna} \quad e = c_v T \quad [4]$$

- Siendo:

S: Sección transversal del conducto.

G: Terminado debido a la fricción del fluido con las paredes del conducto.

f: factor de fricción.

R: Cte. Gases perfectos.

$$G = f \frac{4}{2D} \frac{u^2 u}{|u|}$$

\dot{q} : Calor transmitido a través de las paredes del conducto.

h_0 : Entalpía específica de parada.

$$h_0 = e_0 + \frac{p}{\rho}$$

e_0 : Energía interna de parada.

$$e_0 = e + \frac{u^2}{2}$$

Este sistema no es lineal debido a los términos cuadráticos que aparecen en las ecuaciones debidos al cambio de sección, fricción o transmisión de calor. A partir de estas ecuaciones será posible la obtención de las variables velocidad, presión, densidad y energía interna.

Existen diferentes métodos numéricos para obtener una resolución a este sistema, pero por no ser objeto de este trabajo, se comentará que, debido a la capacidad de cálculo de las computadoras actuales, estos sistemas se suelen resolver por métodos numéricos que permiten un cálculo menos complejo basados en técnicas de diferencias y volúmenes finitos.

2.2.2 Modelos de llenado y vaciado (0D)

Estos modelos permiten calcular fenómenos de acumulación de masa en componentes del motor. Además, están formados por una combinación de depósitos interconectados en los que el modelado se realiza con mapas de comportamiento (modelos de valor medio). A diferencia de los modelos de valor medio, estos modelos permiten obtener la evolución de las propiedades del flujo a lo largo de un ciclo del MCI. De esta forma, se pueden analizar variables tales como la temperatura, la velocidad del gas o la presión en los colectores de admisión y escape o en el interior del cilindro.

El depósito es el componente principal en este tipo de modelos, considerándolo como un sistema abierto que intercambia flujo con los demás componentes del motor. Dichos volúmenes pueden tener un volumen variable y transmitir calor al entorno. Las hipótesis adoptadas en estos modelos suponen que el flujo es estacionario para cada instante de cálculo, sin tener en cuenta la dinámica de ondas.

Los modelos de llenado y vaciado junto a los modelos de acción de ondas utilizados para el proceso de renovación de la carga se pueden utilizar como submodelos para el cálculo de la acumulación de masa en los cilindros.

En el caso de los cilindros, se plantean las siguientes ecuaciones (otros volúmenes son tratados como casos particulares de éstos):

$$d(m \cdot u)_{cil.} = \sum (h_0 \cdot dm)_{Ent.} - \sum (h_0 \cdot dm)_{Sal.} + dQ_{cil.} - dW_{cil.} \quad [5]$$

Y, aplicando el primer principio de la termodinámica queda:

$$dQ_{cil.} = dQ_{Transf.} + dQ_{Comb.} \cdot dW_{cil.} = p_{cil.} \cdot dV_{cil.} \cdot u_{cil.} = c_v \cdot T_{cil.} \quad [6]$$

En el anterior balance de energía, la combustión en el cilindro puede considerarse de dos formas diferentes:

Por una parte, se puede considerar el calor liberado debido al proceso de combustión como un flujo de calor desde el entorno. Así, el término de calor (Q) estaría formado por dos componentes, una debida al calor liberado durante el proceso de combustión y otra, debida al calor transmitido a las paredes del cilindro.

Por otra parte, dado que el proceso de combustión implica un cambio de composición de las especies químicas presentes en el interior del cilindro (conservándose su masa), la conversión de energía química en térmica propia al proceso de combustión no necesita ser considerada como un término adicional expresando de forma absoluta la energía interna de los reactivos y productos. Por último, el factor $d(mu)$ incluye tanto el calor liberado en el proceso de combustión como la variación de la energía sensible debida a cambios en la temperatura del sistema.

Empleando la opción primera en el modelo predictivo de volumen planteado, se obtiene la evolución de las propiedades termofluidodinámicas del gas en su interior.

2.2.3 Modelos de valor medio

Los modelos basados en el Valor Medio son aquellos en los que se aplica la hipótesis de que el flujo de gas no varía a lo largo de todo un ciclo del MCI. En estos modelos, las propiedades del flujo en cada sección del motor se tratan con valores promediados durante el ciclo.

La mayoría de los sistemas son tratados mediante correlaciones empíricas o semiempíricas, por lo que el tiempo de cálculo es el más reducido de los modelos mencionados al no utilizar las ecuaciones de conservación de flujo.

Los modelos de valor medio tienen las siguientes características:

- Geométricamente no dimensional, sin acumulación de masa ni de ondas.
- Se resuelven ecuaciones algebraicas no lineales.
- Comportamiento estacionario o cuasi estacionario.
- Necesidad de información experimental.

2.3 Modelado de la Combustión

El modelado de la combustión presenta dos características principales:

Por una parte, debido al carácter transitorio, la complejidad del proceso que se da dentro de la cámara de combustión y los efectos de flujo turbulento, es uno de los procesos más difíciles de modelar, además de la complejidad de la toma de valores experimentales que caractericen el fenómeno de la combustión.

Por otra parte, ya que el proceso de combustión es uno de los más importantes que se producen en el motor y su grado de precisión en las simulaciones condicionará el resto de resultados, resulta imprescindible modelarlo correctamente.

Por ello, se puede optar, principalmente, por dos opciones, cuya elección dependerá de la información experimental disponible. La primera opción es la utilización de perfiles de combustión obtenidos a partir de leyes de presión en cámara. La segunda opción sería emplear modelos predictivos implementados en los softwares de modelado.

2.3.1 Análisis de la combustión

Para obtener las leyes de liberación de calor es necesario disponer de información sobre el funcionamiento del motor y algunas características geométricas del mismo, siendo el de la presión instantánea en la cámara de combustión el más importante.

Con esta información se pueden obtener los perfiles $dFQL$ (variación de la fracción de calor liberado), de manera que se establezca en el modelo la combustión en términos de calor liberado.

Si el proceso de análisis ha sido correcto, se obtendrán resultados coherentes en la cámara de combustión, al no tener que obtener el calor liberado a partir de parámetros como la tasa de inyección, sino que éste está impuesto. Consecuentemente, esto supondrá un menor coste en términos de tiempo de cálculo que en los modelos predictivos.

2.3.2 Modelos predictivos

Dado la situación en que no se dispone de la presión en cámara y no se puedan obtener los perfiles $dFQL$, es preciso utilizar alguno de los denominados modelos predictivos, los cuales están implementados en los softwares de simulación. Estos modelos predictivos suponen un mayor tiempo invertido en su cálculo.

En estos modelos, la tasa de quemados se predice a partir de unos datos experimentales de entrada, los cuales pueden variar en función del submodelo predictivo que vaya a ser utilizado (temperaturas, parámetros de inyección...etc.).

2.3.3 Ley de combustión empírica de Wiebe

Las leyes de Wiebe predicen mediante un modelo termodinámico la tasa de quemado en los MCIAs, sin importar el sistema de inyección, combustión o el tipo de combustible empleado, utilizando una función matemática definida por sus parámetros característicos.

En general, dentro de la cámara de combustión tienen lugar los siguientes procesos:

Fase 1: Retraso al autoencendido. (Zona a-b)

En esta fase no existe liberación de calor y se da entre el inicio de la inyección en cámara y el inicio de la combustión.

Fase 2: Combustión premezclada. (Zona b-c)

Una vez alcanzadas las condiciones óptimas de mezcla con el aire y temperatura parte del combustible se enciende. Se da desde el inicio de la combustión hasta el mínimo relativo tras el primer pico de liberación de calor. Esta fase es relativamente corta, a pesar de ello, la liberación de calor en la misma es muy intensa.

Fase 3: Combustión por difusión. (Zona c-d)

El combustible no quemado durante la Fase 2 se va quemando dentro de la cámara de combustión lentamente, en una llama difusiva, cuando se alcanza el dosado estequiométrico en su interfaz. Se produce desde el final de la combustión premezclada hasta el final del proceso de combustión.

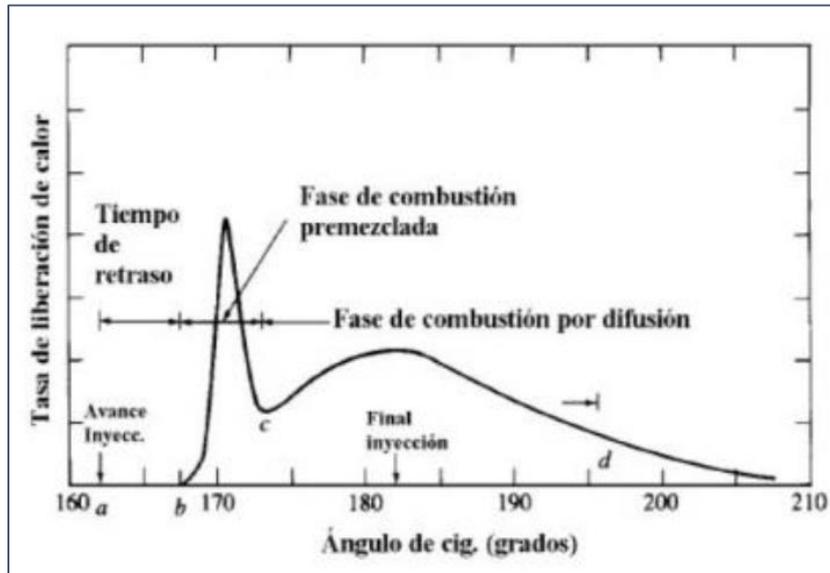


Figura 5. Fases de la combustión

Las leyes de combustión Wiebe se rigen por la siguiente ecuación:

$$FQL_{Wiebe} = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \right)^m \right] \quad [7]$$

Donde la fracción de calor liberado (FQL) viene definida por los siguientes parámetros:

- a: valor constante para el grado de completitud con el que se trabaje.
- m: exponente adimensional denominado parámetro de forma.
- α_0 : ángulo en el cual se inicia la combustión.
- α : ángulo en el cual se alcanza un determinado grado de completitud del calor total.
- $\Delta\alpha_c$: incremento o duración, en grados de giro del cigüeñal, para la completitud fijada.

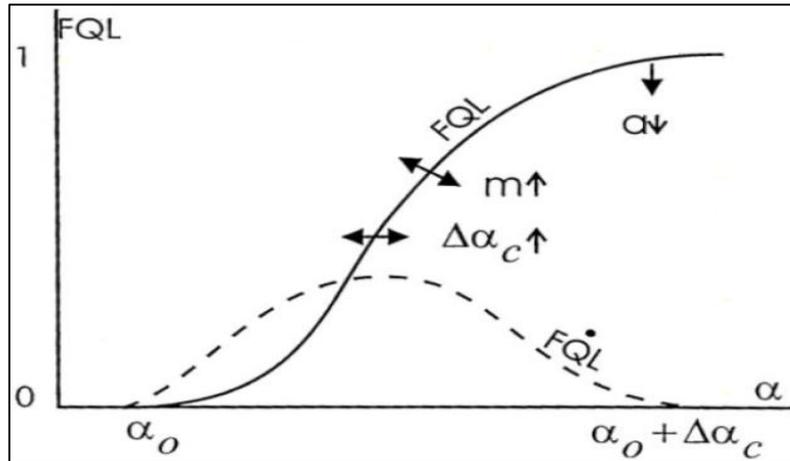


Figura 6. Influencia de los parámetros de Wiebe en la $dFQL$ y FQL

Cada proceso de combustión quedará determinado por tres variables. Sin embargo, para este proyecto se ha empleado un parámetro más, éste es el porcentaje de masa para cada ley que era inyectado durante un ciclo, variando éstas entre 2 o 3 inyecciones de masa dependiendo del régimen de giro del motor.

De esta forma, ha sido posible obtener una aproximación mediante un sistema Wiebe múltiple. OpenWAM utiliza un subsistema de modelado de la combustión que permite, a partir de cada perfil de combustión $dFQL$, obtener 4 leyes de Wiebe con sus correspondientes porcentajes de masa inyectada. Por lo tanto, de cada ley para cada punto de operación de motor se han extraído 20 parámetros que definen la combustión.

3 CALIBRACIÓN DEL MODELO DEL MOTOR MDE8

3.1 Datos experimentales y herramientas utilizadas

Como ya se ha mencionado anteriormente, los datos experimentales resultan imprescindibles para cualquier trabajo de modelado, dado que son empleados para ajustar el modelo al comportamiento real del motor y poder validar los resultados obtenidos.

Los datos experimentales incluyen una gran cantidad de variables medidas en el banco motor tales como potencias, rendimientos, presiones, temperaturas, regímenes de giro del motor, de los turbogrupos, gastos y fracciones de especies entre otros, para los distintos puntos de funcionamiento ensayados. Cabe destacar la dificultad inicial al tener que tratar una gran cantidad de información.

A continuación, se describen las herramientas utilizadas durante la realización del trabajo, teniendo en cuenta que los datos experimentales de los cuales se partirá, han sido obtenidos a partir de los ensayos en el banco de pruebas en el CMT.

3.1.1 OpenWAM

El programa OpenWAM, desarrollado por el CMT Motores Térmicos-Universitat Politècnica de València, es un software de código libre para el modelado unidimensional de MCI. El programa permite modelar los fenómenos físicos que se dan en el motor para flujo en conductos, resolviendo por defecto las ecuaciones mediante una combinación del método de las líneas características y de diferencias finitas de Lax-Wendroff para conductos de admisión y TVD para conductos de escape.

El código tiene implementado una serie de submodelos, de tal forma que puede calcular los diferentes fenómenos físicos en los distintos elementos que se incluyan en el modelo, como puede ser las condiciones sónicas en las válvulas o conductos, transmisión de calor en las paredes de los conductos o en el cilindro, el bombeo o el choque del compresor, turbinas, EGR...etc.

El programa ofrece menús independientes para cada tipo de elemento tales como cilindro, volúmenes, conductos, válvulas, compresores, turbinas, uniones entre dos o varios conductos (ramificaciones) donde dependiendo del elemento en cuestión podremos modificar parámetros tales como coeficientes de transmisión de calor, espesores de las paredes, temperaturas, velocidades o presiones iniciales, además de una gran cantidad de variables que permitirán ajustar nuestro modelo.

Una vez realizado el modelo, se guardarán dos archivos necesarios para la ejecución del mismo, un fichero en formato .PCS (Preprocessed file) donde se trabaja de forma gráfica con el modelo, y otro en formato .WAM (Wave Action Model) en el cual se incluyen los parámetros que definen el modelo y que el programa utilizará para iniciar la simulación.

Además, dispondremos de una opción para ejecutarlo y proceder a analizar los resultados para poder adaptar el modelo lo máximo posible. El programa ofrece los resultados en dos archivos .dat de los cuales uno serán datos instantáneos (INS) referidos al último ciclo de simulación y otro para los datos medios (AVG) de cada ciclo de simulación.

Para que el programa ofrezca los resultados, se deberá seleccionar para cada elemento que compone el modelo que variables medias e instantáneas se desea obtener.

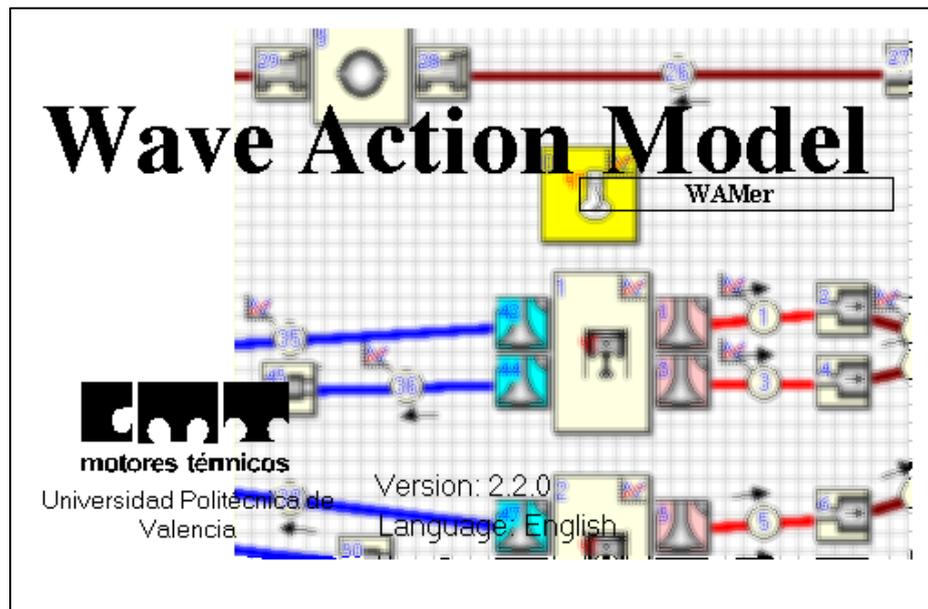


Figura 7. Programa OpenWAM

3.1.2 Microsoft Excel

Se trata de una aplicación muy conocida, distribuida por Microsoft Office que permite manipular y elaborar, principalmente, hojas de cálculo. Excel permite a los usuarios elaborar tablas y formatos que incluyan cálculos matemáticos mediante fórmulas, las cuales pueden usar “operadores matemáticos” como son: + (suma), - (resta), * (multiplicación), / (división) y ^ (potenciación), además de poder utilizar elementos denominados “funciones” (especie de fórmulas pre-configuradas) como, por ejemplo: Suma, Promedio, Busca, Solver, condicionantes (>, <, =), etc.

En este trabajo, Excel se ha utilizado como complemento a Matlab para el procesado y tratamiento de datos, permitiendo tratar de forma rápida algunos resultados que se quieran analizar, así como ordenar y organizar los datos experimentales disponibles. A su vez, también se ha utilizado para realizar las correlaciones necesarias para el modelado.

3.1.3 MATLAB

MATLAB (Matrix Laboratory) es un software matemático optimizado para resolver problemas de ingeniería y científicos que ofrece un entorno de desarrollo integrado (IDE) con un lenguaje de programación propio (lenguaje M). El entorno de programación está pensado para resultar cómodo si se trabaja principalmente con vectores y matrices.

El lenguaje de MATLAB, basado en matrices, es la forma más natural para expresar las matemáticas computacionales. Los gráficos integrados facilitan la visualización de los datos y la obtención de información a partir de ellos. Una gran librería de “toolboxes” preinstaladas permiten empezar a trabajar inmediatamente con algoritmos esenciales para su dominio. Todas estas herramientas y prestaciones de MATLAB están probadas y diseñadas rigurosamente para trabajar juntas.

El programa dispone de una gran cantidad de aplicaciones integradas, como son la manipulación de datos con representación gráfica, el cálculo mediante funciones, la implementación de algoritmos o la creación de una interfaz gráfica de usuario (GUI). Además, está pensado para comunicarse con otros programas.

Este software ha sido utilizado principalmente para obtener los coeficientes de las Leyes de Wiebe mediante scripts de programación creados específicamente para tal fin. Además, también se han creado scripts específicos para el post procesado de resultados instantáneos y medios, los cuales se expondrán posteriormente durante el desarrollo del trabajo realizado.

3.1.4 Notepad ++

Notepad ++ es un editor de texto potente y repleto de opciones. A medio camino entre un bloc de notas mejorado y un entorno de desarrollo ligero. Las funciones de búsqueda y reemplazo de Notepad ++ admiten expresiones regulares, mientras que el menú Lenguaje activa el coloreado de sintaxis para casi cincuenta lenguajes de programación.

Principalmente, éste editor de texto avanzado ha permitido modificar algunos datos de los ficheros .WAM para incluir el resultado de algunas variables del modelo que no se podían seleccionar en la interfaz gráfica, como lo son el calor transmitido a las paredes del cilindro, a la culata y al pistón.

4 MODELO UTILIZADO

4.1 Introducción

En este capítulo se describe la metodología empleada a lo largo del proyecto, que consiste en crear un modelo básico en OpenWAM e ir ajustando y modificando sus componentes hasta obtener un modelo fiable y consistente.

El proceso de ajuste comprende todas aquellas modificaciones en la configuración del modelo original que permitan obtener unos resultados precisos y un comportamiento próximo al del motor real ensayado, para finalmente introducir el sistema biturbo que controlará el proceso de renovación de la carga, principal objetivo de este trabajo.

Los diferentes cambios en el modelo deberán ser contrastados simulando diferentes puntos de funcionamiento y comparando los resultados de cada simulación con los datos experimentales obtenidos en el ensayo realizado en banco de pruebas.

Para que el comportamiento del modelo sea lo más fiel posible al real, se han seguido las siguientes pautas a lo largo del trabajo:

- Determinar las características geométricas del motor: Aquí, se analiza el tipo de elemento con que se pretende modelar cada parte del motor, es decir, qué elementos van a ser modelados como volúmenes o como conductos. Una vez elegido el tipo de elemento que compondrá el modelo, será preciso introducir sus características geométricas, tales como longitudes de conductos de admisión y escape y sus respectivos diámetros o volumen de los volúmenes que simulan filtros o silenciadores. En general, se elegirán medidas razonables que no produzcan condiciones sónicas en los conductos o incrementos de masa excesivos en los volúmenes.
- Asignar las correspondientes leyes de liberación de calor a cada punto de funcionamiento del motor. Para ello, se han utilizado los parámetros que definen la liberación de calor obtenidos a partir del ajuste mediante Wiebe.
- Proporcionar parámetros de funcionamiento de elementos particulares, como pueden ser válvulas, turbocompresores o inyecciones de combustible. Por ejemplo, se deberán introducir los correspondientes mapas de funcionamiento de las turbinas y compresores o régimen de giro del motor, entre otros muchos.
- Por último, a través de las herramientas que ofrece OpenWAM, como puede ser el procedimiento de prueba-error o bien mediante un estudio paramétrico, hay que establecer una rutina de ajuste de los parámetros del motor, hasta alcanzar un grado de ajuste razonable entre los datos experimentales y modelo.

Antes de empezar a desarrollar y ajustar el modelo, es importante tener presente el tipo de motor y sus características principales. Además, es imprescindible que todos los parámetros geométricos y datos experimentales estén obtenidos del mismo motor.

El motor sobre el que se ha desarrollado el modelo y del que se han tomado los datos de medidas experimentales es el motor de la empresa Volvo Trucks codificado como MDE8. Se trata de un motor empleado hasta la fecha para transporte pesado sobre el cual se le realizarán las oportunas modificaciones para hacer funcionar el motor en RCCI.

Las principales características del motor se encuentran resumidas en la *Tabla 1*.

Características iniciales motor MDE8	
Combustible	Diésel
Inyección	Directa multi-pulso por raíl común
Sobrealimentación	Turbina de doble entrada de geometría fija con válvula Waste-Gate
Cilindrada	6 cilindros en línea y 7697 cm ³ de cilindrada total
Válvulas	4 válvulas por cilindro comandadas mecánicamente por árbol de levas
Diámetro cilindro	110 mm
Carrera	135 mm
Relación de compresión	16'5

Tabla 1. Características iniciales motor MDE8

A continuación, se observa de forma esquemática en la *Figura 8* el motor sobre el que se ha trabajado con el objetivo de ajustarlo a los resultados experimentales y, posteriormente, gestionar el proceso de renovación de la carga.

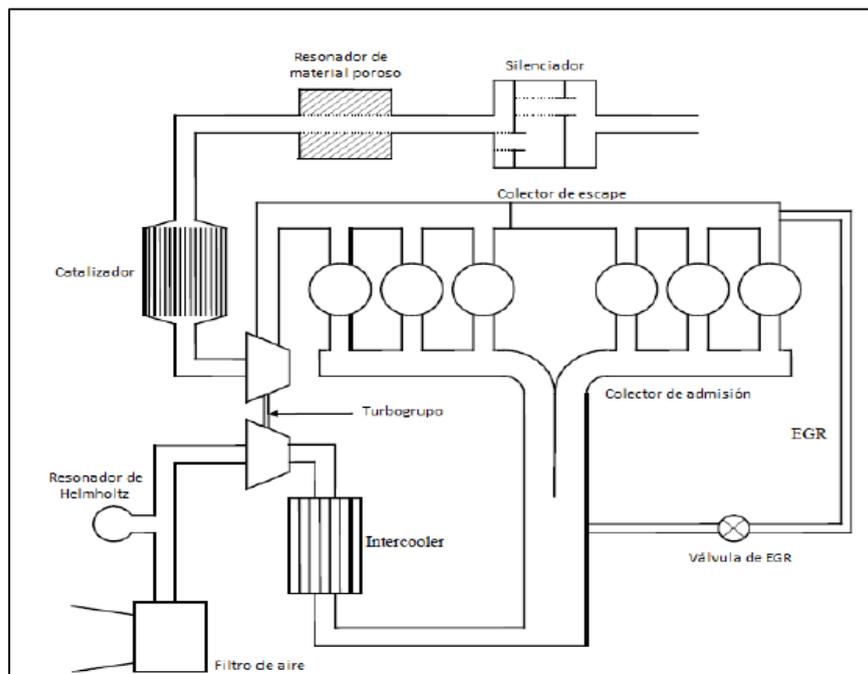


Figura 8. Esquema general de los sistemas y componentes

4.2 Puntos de Referencia de Funcionamiento

Para la calibración del modelo, se han empleado los valores experimentales correspondientes a dos ensayos en el banco de pruebas, a partir de los cuales, se ha ajustado el modelo monocilíndrico para a partir de ahí, obtener las presiones de admisión necesarias para trasegar el mismo gasto de aire que en los ensayos y posteriormente, imponerlas en los turbogrupos del modelo policilíndrico para gestionar el proceso de renovación de la carga. Los ensayos realizados son los siguientes:

Ensayo 1: Ensayo monocilíndrico motor MDE8 RCCI

- Puntos de funcionamiento: 12
- Regímenes de giro (rpm):
 - 950,1200, 1500, 1800, 2000 y 2200 a un grado de carga del 25%
 - 950,1200, 1500, 1800, 2000 y 2200 a un grado de carga del 35%
- Relación de compresión: 17.5

Observaciones: Este ensayo sólo se pudo realizar a un grado de carga máximo del 35%, al ser la relación de compresión demasiado elevada para hacer funcionar el motor en modo RCCI (problemas de detonación de Gasolina).

Ensayo 2: Ensayo monocilíndrico motor MDE8 RCCI

- Puntos de funcionamiento: 20
- Regímenes de giro (rpm):
 - 950, 1200, 1500, 1800 y 2200 a un grado de carga del 10%
 - 950, 1200, 1500, 1800 y 2200 a un grado de carga del 25%
 - 950, 1200, 1500, 1800 y 2200 a un grado de carga del 50%
 - 950, 1200, 1500, 1800 y 2200 a un grado de carga del 86%
- Relación de compresión: 12.75

A partir de estos ensayos, se ajustarán los modelos y se procederá a realizar en diseño del proceso de renovación de la carga para el motor MDE8 policilíndrico (6 cilindros en línea).

En el siguiente apartado, se describirá el proceso de modelado para ambos ensayos y se mostrarán los resultados obtenidos.

4.3 Ajuste de los modelos monocilíndricos

A lo largo de este capítulo se describen cada una de las mejoras practicadas al modelo. También se mostrarán algunos resultados concretos que justifican las medidas adoptadas en cuanto al ajuste y, finalmente, se presentarán los resultados globales más importantes.

A continuación, se muestran las capturas de pantalla del Modelo inicial del primer ensayo, con el objeto de proporcionar una visión general del mapa del trabajo sobre el que se ha trabajado, así como su aspecto final tras los ajustes.

4.4 Modelo monocilíndrico 1 motor MDE8 RCCI

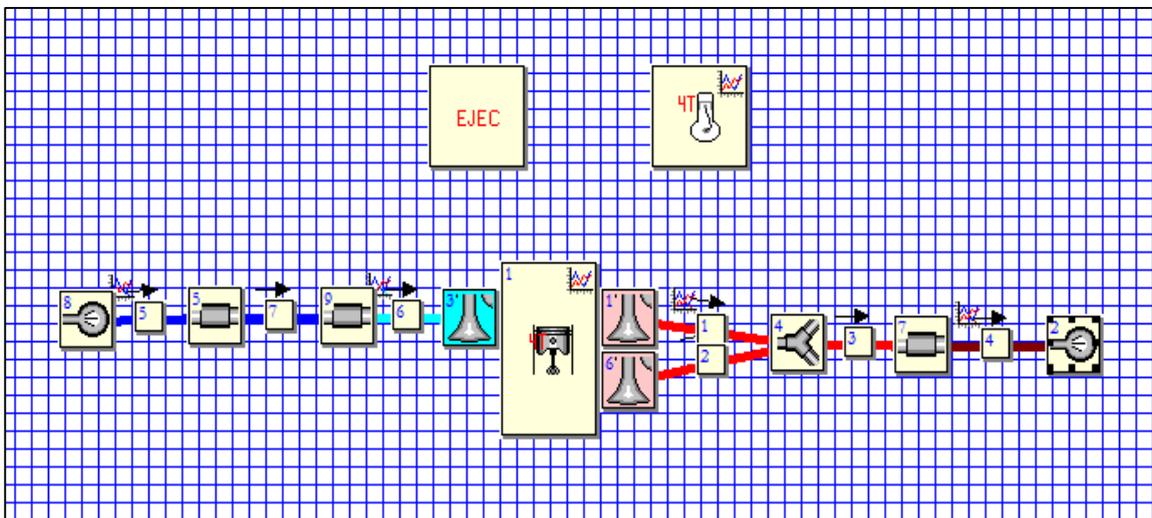


Figura 9. Modelo monocilíndrico 1 motor MDE8 RCCI

El primer paso seguido será la sección de los componentes que formarán nuestro modelo, como se observa en la *Figura 9*, el modelo está compuesto por:

- 1 cilindro
- 1 conducto de admisión
- 2 conductos de escape (1 para cada válvula) que se unen en uno sólo
- Un nudo inicial y final, para la simulación de las condiciones de T^a y Presión constantes en el colector de admisión y escape
- 1 válvula de admisión
- 2 válvulas de escape

A continuación, se mostrará el proceso de parametrización del modelo:

4.4.1 Caracterización de la combustión: Aproximación mediante las leyes Wiebe

Como ya se ha comentado anteriormente, las leyes de Wiebe permiten parametrizar las leyes de liberación de calor mediante una aproximación matemática. Los perfiles de dFQL proporcionados, no se pueden introducir directamente en OpenWAM, por lo que ha sido necesario realizar una aproximación mediante el cálculo de una ley multi Wiebe (4 Wiebes) para cada perfil, por lo que tenemos 20 parámetros en total para cada perfil dFQL.

Para la obtención de estos parámetros de Wiebe se utiliza un script creado específicamente en MATLAB, de forma que a partir de cada perfil dFQL y una primera aproximación, se puedan calcular los parámetros de Wiebe necesarios, como ya se ha explicado en el apartado 2.3.3.

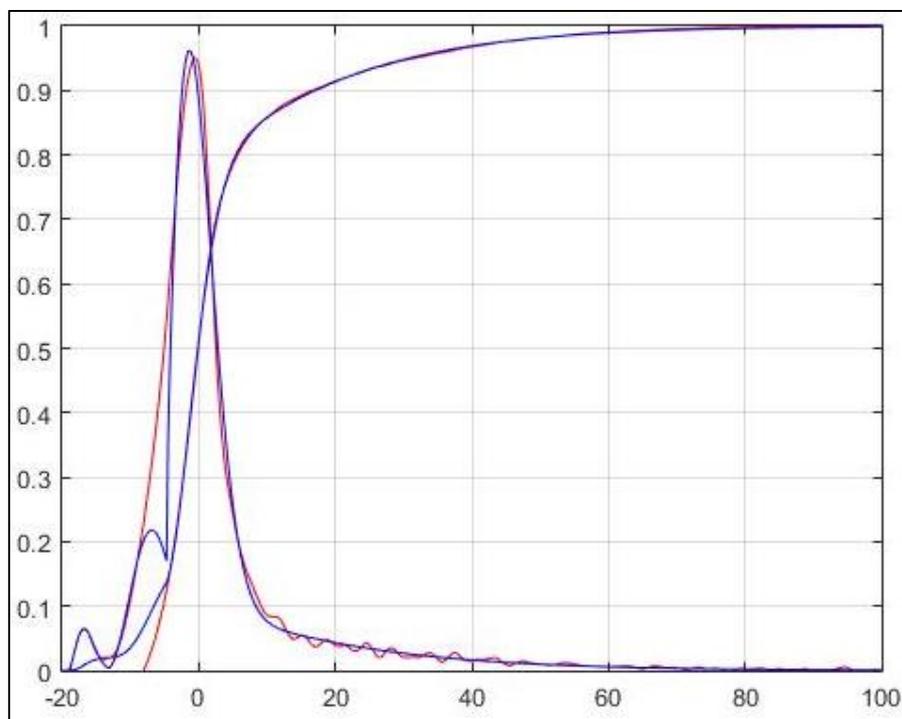


Figura 10.Perfil dFQL

En rojo se muestra la ley de liberación real, mientras en azul se muestra la ley de liberación aproximada mediante Wiebe.

A continuación, se muestra los coeficientes Wiebe obtenidos para cada uno de los 12 casos:

	m1	m2	m3	m4	bta1	bta2	beta 3	beta 4	ia1	ia2	ia3	ia4	a0 1	a0 2	a0 3	a0 4	c 1	c 2	c 3	c 4
1	1.1	1.7	0.8	0.1	0.0202	0.157	0.554	0.269	4.7	15.8	15.7	130	18.9	13.3	4.7	4.7	2.9	6.9	6.9	6.9
2	0.4	2.0	1.0	0.0	0.0200	0.628	0.221	0.131	7.8	20.4	4.7	130	15.9	10.0	-0.1	-0.1	2.8	6.9	6.9	6.9
3	0.1	2.0	1.0	0.0	0.0200	0.501	0.329	0.149	13.1	14.3	4.6	130	17.3	8.4	1.3	1.3	1.1	6.9	6.9	6.9
4	0.2	1.9	0.9	0.0	0.0200	0.595	0.204	0.182	9.9	21.2	6.4	130	16.5	10.5	0.7	0.7	2.5	6.9	6.9	6.9
5	0.3	1.7	0.8	0.2	0.0200	0.166	0.629	0.184	6.3	12.6	13.1	130	17.1	11.3	4.2	4.2	2.9	6.9	6.9	6.9
6	0.1	1.9	0.7	0.2	0.0200	0.579	0.222	0.179	7.8	20.4	7.6	130	16.5	10.6	1.4	1.4	2.7	6.9	6.9	6.9
7	1.1	2.0	0.9	0.3	0.0233	0.480	0.341	0.156	5.4	14.7	6.9	130	16.7	11.2	4.2	4.2	2.8	6.9	6.9	6.9
8	1.8	2.0	0.6	1.1	0.0393	0.280	0.584	0.096	5.1	11.1	14.2	130	18.7	14.6	8.0	8.0	2.9	6.9	6.9	6.9
9	1.5	2.0	0.8	1.2	0.0359	0.211	0.671	0.083	5.2	10.3	12.4	130	18.5	14.2	8.4	8.4	2.9	6.9	6.9	6.9
10	2.0	2.0	0.2	1.1	0.0230	0.558	0.320	0.099	4.6	16.6	11.9	130	18.8	13.8	5.8	5.8	2.9	6.9	6.9	6.9
11	2.0	2.0	0.3	1.1	0.0225	0.579	0.324	0.074	4.9	17.3	10.6	130	19.8	14.0	6.2	6.2	3.0	6.9	6.9	6.9
12	2.0	2.0	0.4	1.4	0.0231	0.276	0.628	0.073	4.2	13.4	13.0	130	18.8	14.1	6.5	6.5	3.0	6.9	6.9	6.9

Tabla 2. Coeficientes Wiebe

Con estos coeficientes, podemos parametrizar la combustión de cada caso, como se muestra en la *Figura 11*.

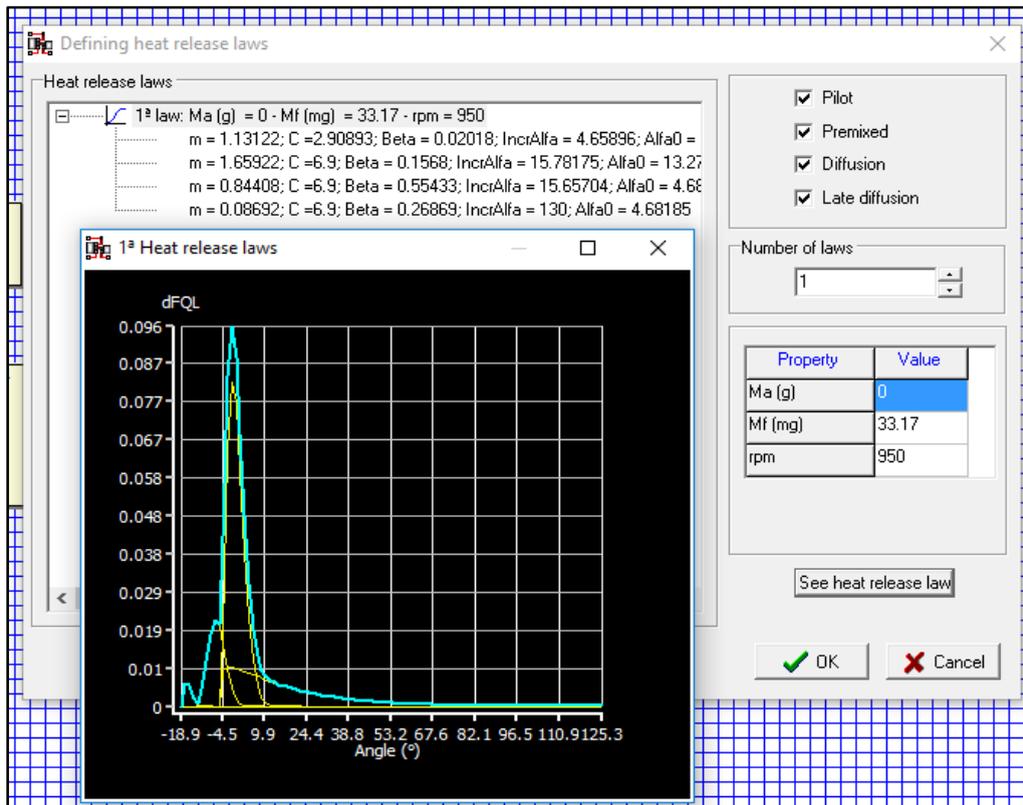


Figura 11. Perfil dFQL en OpenWAM

4.4.2 Válvulas de admisión y escape

Las válvulas de admisión y escape son esenciales para la entrada y salida del flujo de aire, de ellas depende en gran medida la cantidad de aire que entrará al cilindro. Los parámetros más importantes que definen el comportamiento de las válvulas son el ángulo de apertura y cierre, el levantamiento de éstas y el cruce que se produce entre la apertura de las válvulas de admisión y escape. El cruce de válvulas aprovecha los efectos de inercia del fluido, pudiéndose mejorar notablemente el llenado del cilindro y, por lo tanto, conseguir una mejora del rendimiento volumétrico.

A continuación, se muestra un diagrama de distribución real:

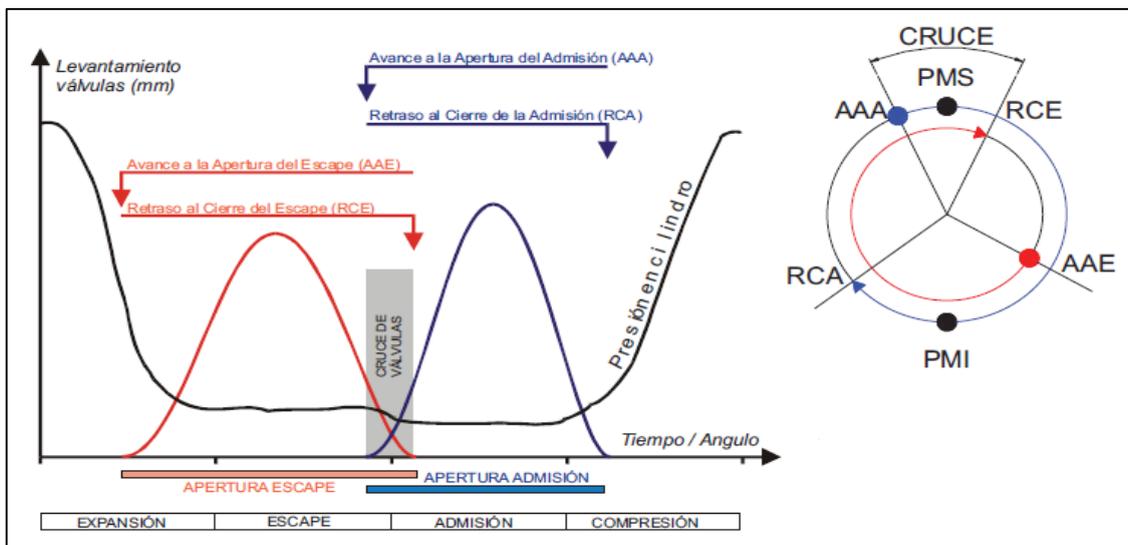


Figura 12. Diagrama de distribución real

Estos perfiles de levantamiento han sido parametrizados en el modelo, obteniéndose los siguientes perfiles:

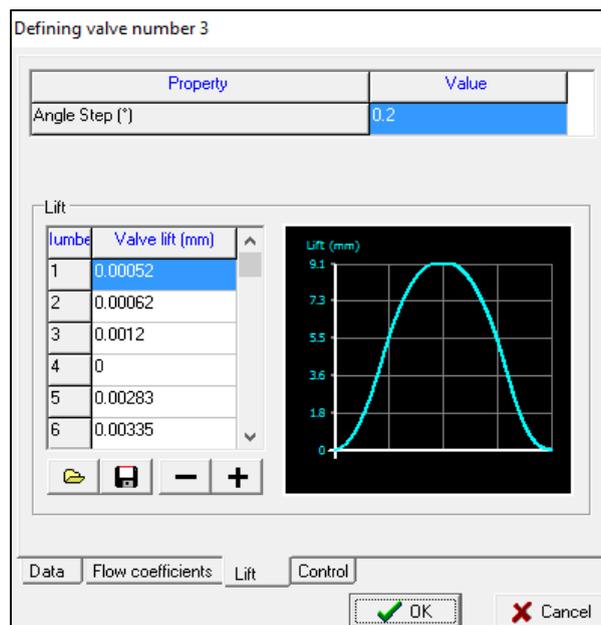


Figura 13. Perfil válvula admisión en OpenWAM

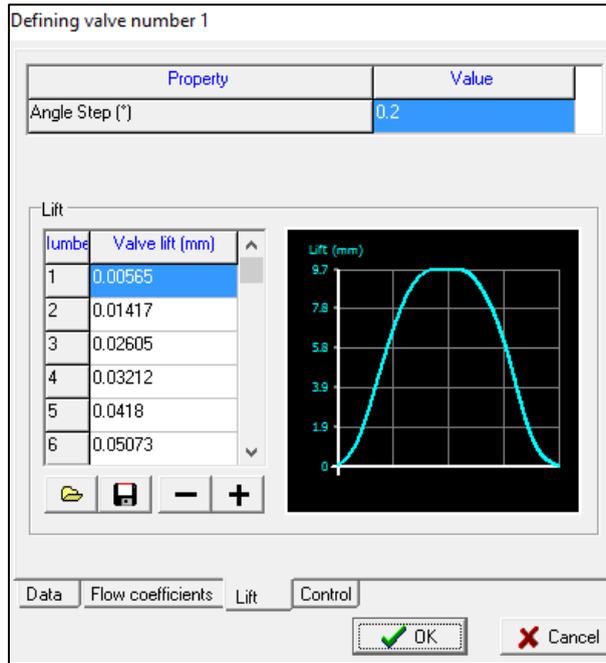


Figura 14. Perfil válvula escape en OpenWAM

Por último, será necesario introducir características geométricas del motor, tales como el diámetro del pistón o la carrera, además de el régimen de giro del motor y otras características tales como la eficiencia de la combustión o la relación de compresión. A continuación, se muestra en la *Figura 15* una imagen del modelo en la que se observan varias de estas características:

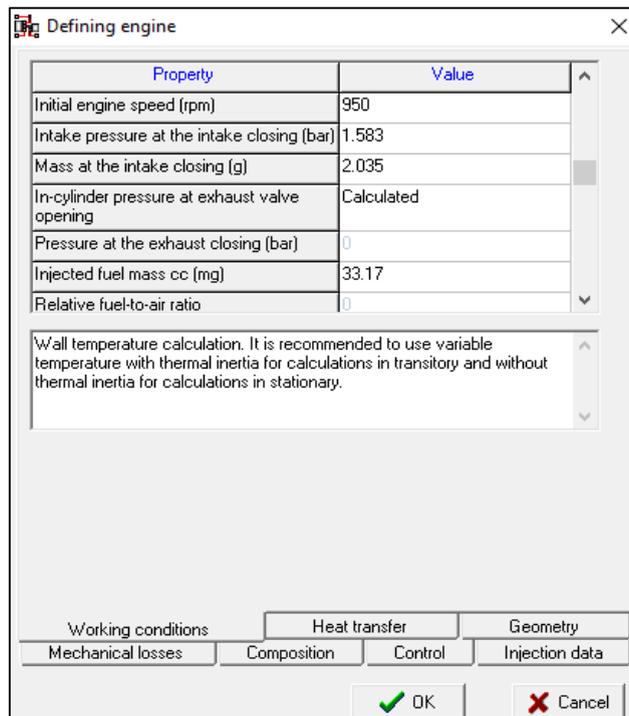


Figura 15. Características de funcionamiento en OpenWAM

Como se observa, existen varias pestañas con diferentes opciones de parametrización, tales como transferencia de calor, geometría del cilindro o la inyección, donde se ha ido introduciendo la información experimental relativa a cada punto de funcionamiento del motor.

A continuación, se muestran los principales resultados obtenidos para todos los modelos simulados:

4.4.3 Resultados modelo monocilíndrico ensayo 1

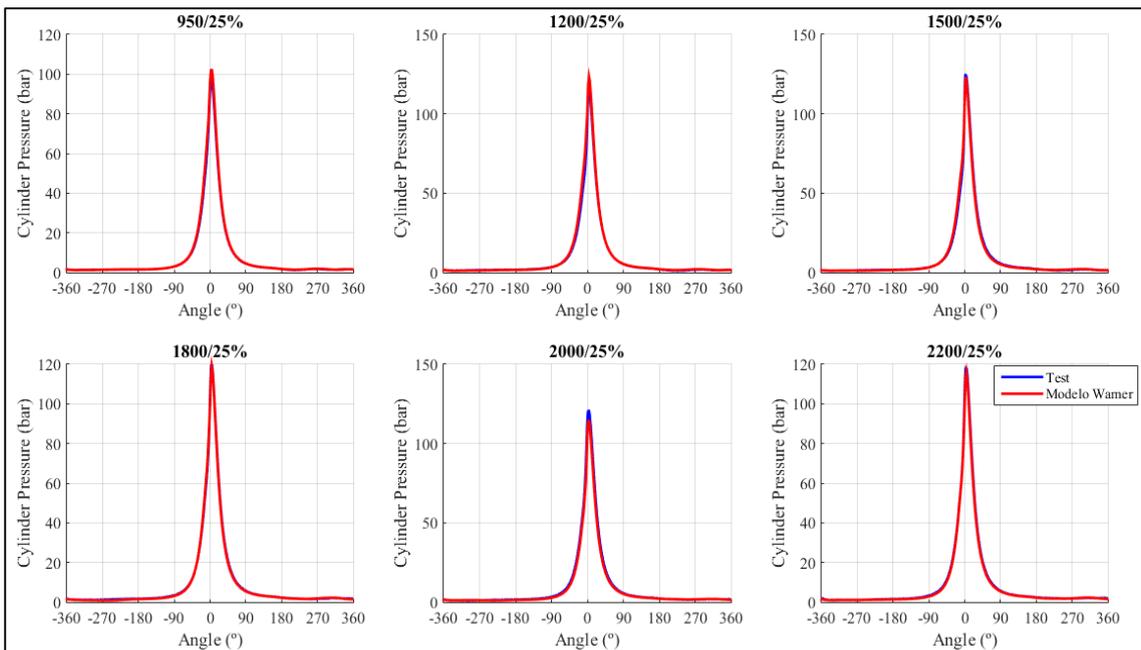


Figura 16. Presión instantánea en el cilindro casos 25% de grado de carga

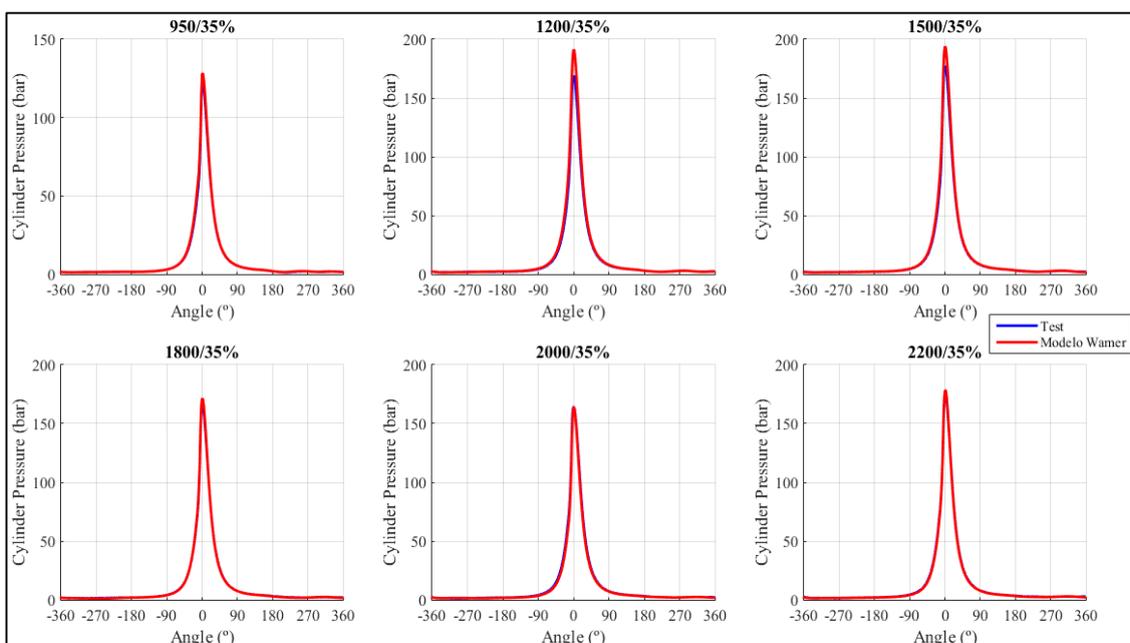


Figura 17. Presión instantánea en el cilindro casos 35% de grado de carga

Como se observa en las gráficas de la presión instantánea en el cilindro en función del ángulo girado por el cigüeñal, las presiones que se alcanzan en el modelo (color rojo) prácticamente se superponen con las alcanzadas en el ensayo real (color azul), por lo que las presiones obtenidas en el modelo son válidas dado que son fieles al ensayo experimental.

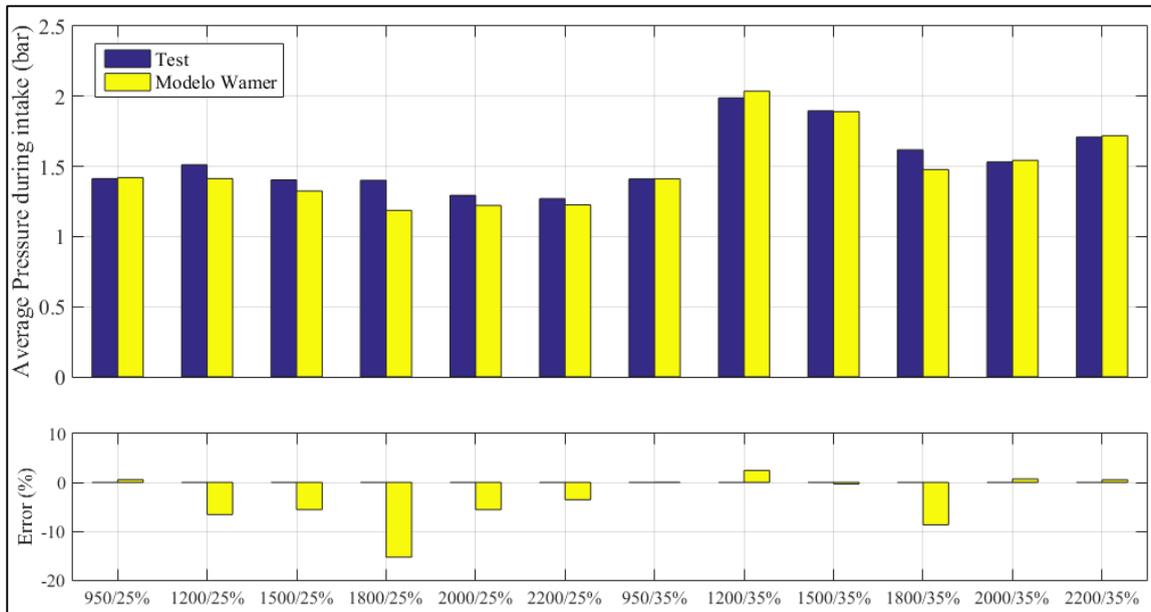


Figura 18. Presión media durante la admisión

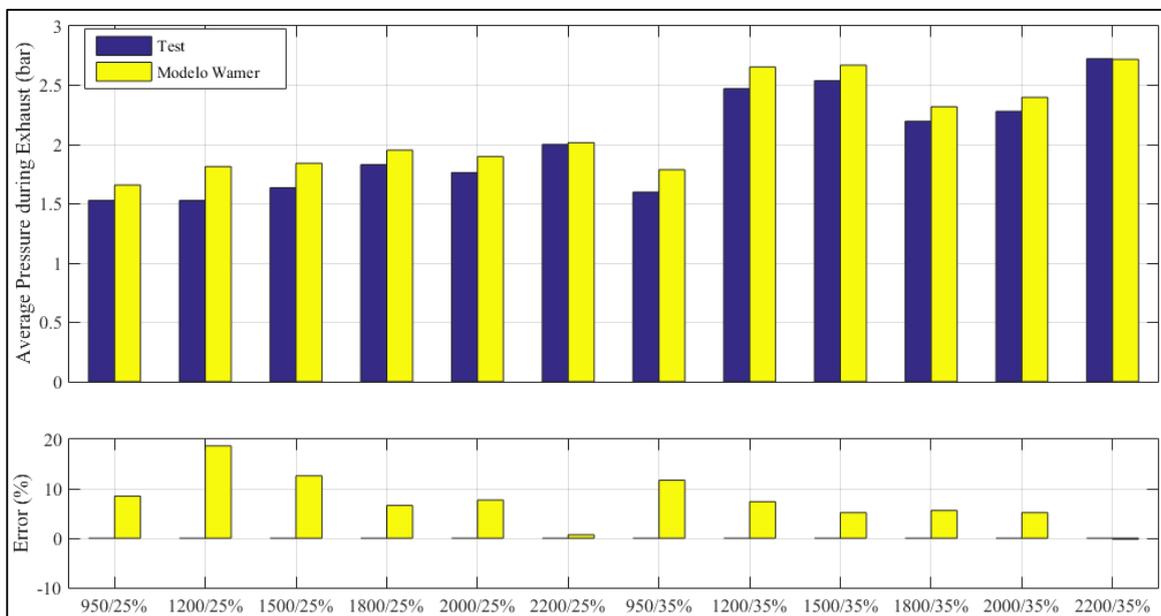


Figura 19. Presión media durante el escape

Las presiones durante la admisión y escape son muy similares, en algunos casos el error relativo roza el 20%, pero esto supone una pequeña diferencia absoluta de 0.3 bares, siendo valores similares al ensayo experimental.

La *Figura 20* muestra el diagrama PV para uno de los casos estudiados, como se puede observar, los resultados son prácticamente idénticos, por lo que el ciclo PV de nuestro modelo se adapta perfectamente al motor ensayado.

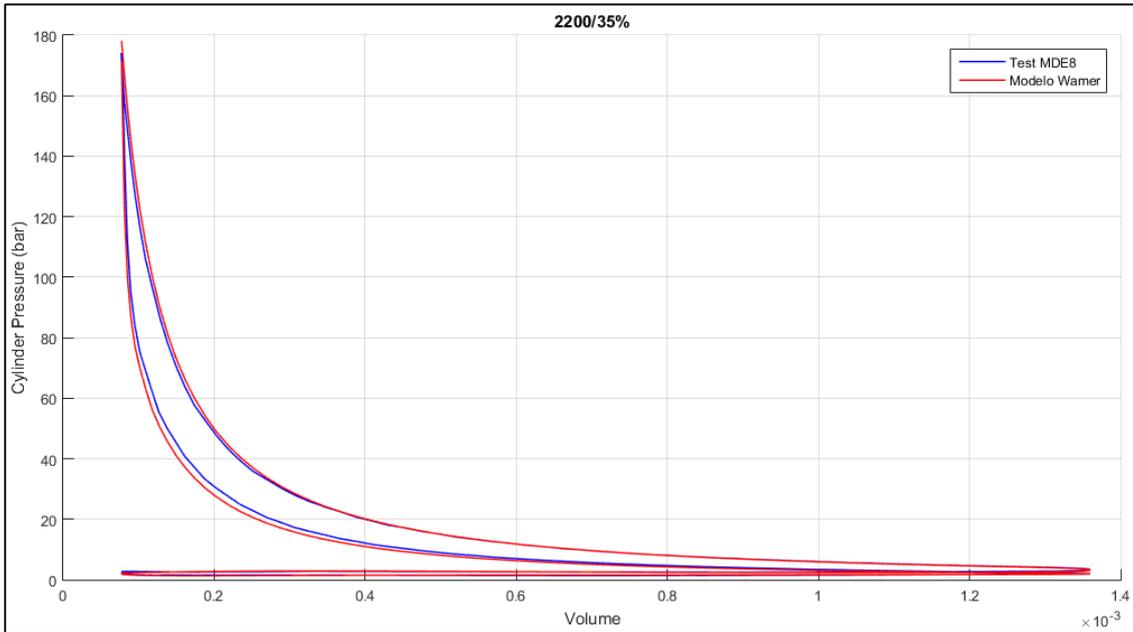


Figura 20. Diagrama PV

Dado que el lazo de bombeo no se aprecia en la imagen, se muestra la zona en cuestión ampliada:

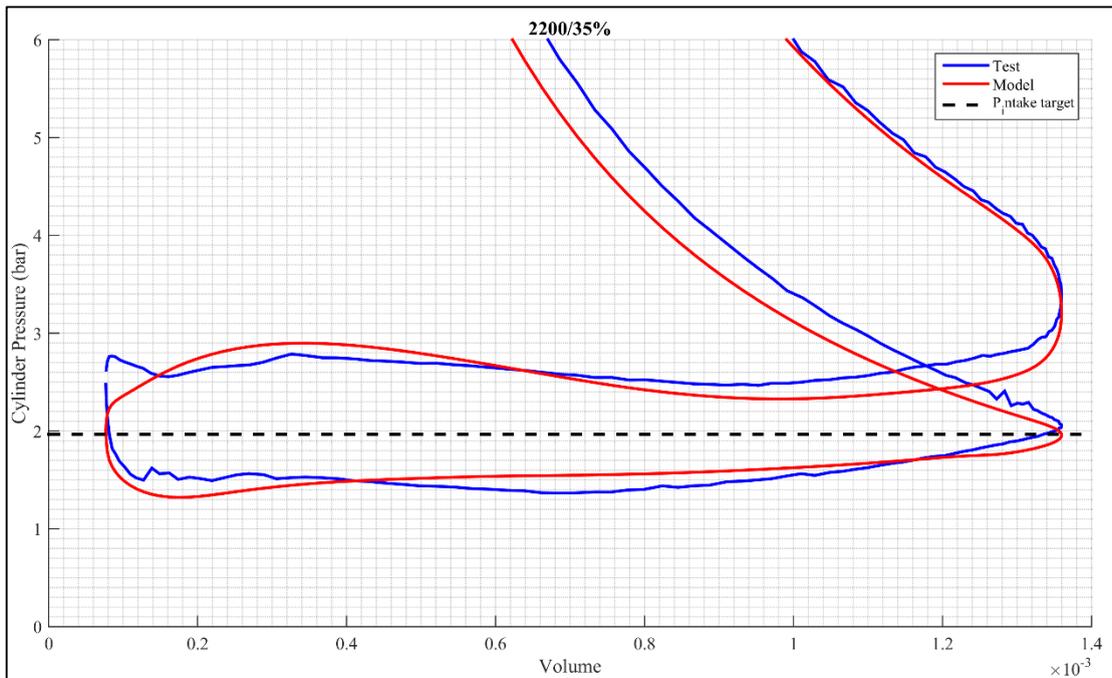


Figura 21. Lazo de bombeo en diagrama PV

Como se observa en la *Figura 21*, las pérdidas que se producen en el ciclo termodinámico ocasionadas por el bombeo son muy similares al real, apreciándose variaciones muy pequeñas en el lazo de bombeo.

En lo referente a las presiones, se puede afirmar que el modelo se adapta a los resultados experimentales con un alto grado de fidelidad dado que las presiones que se alcanzan en el cilindro son correctas, así como su evolución en el diagrama PV.

A continuación, se mostrarán valores de temperaturas obtenidos:

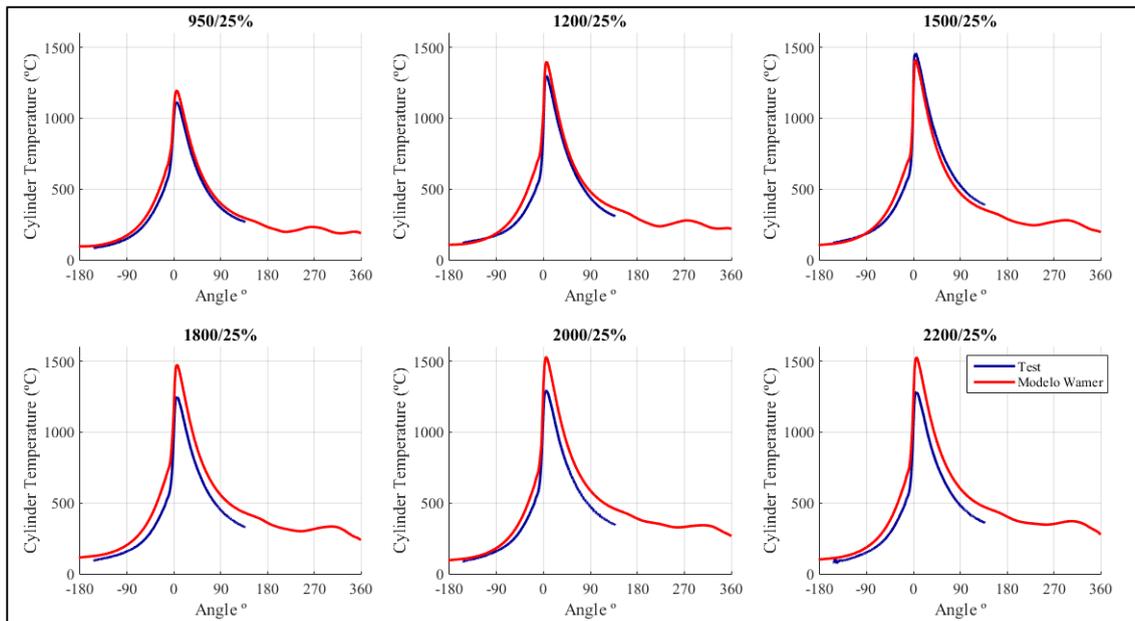


Figura 22. Temperaturas en el cilindro al 25% de grado de carga

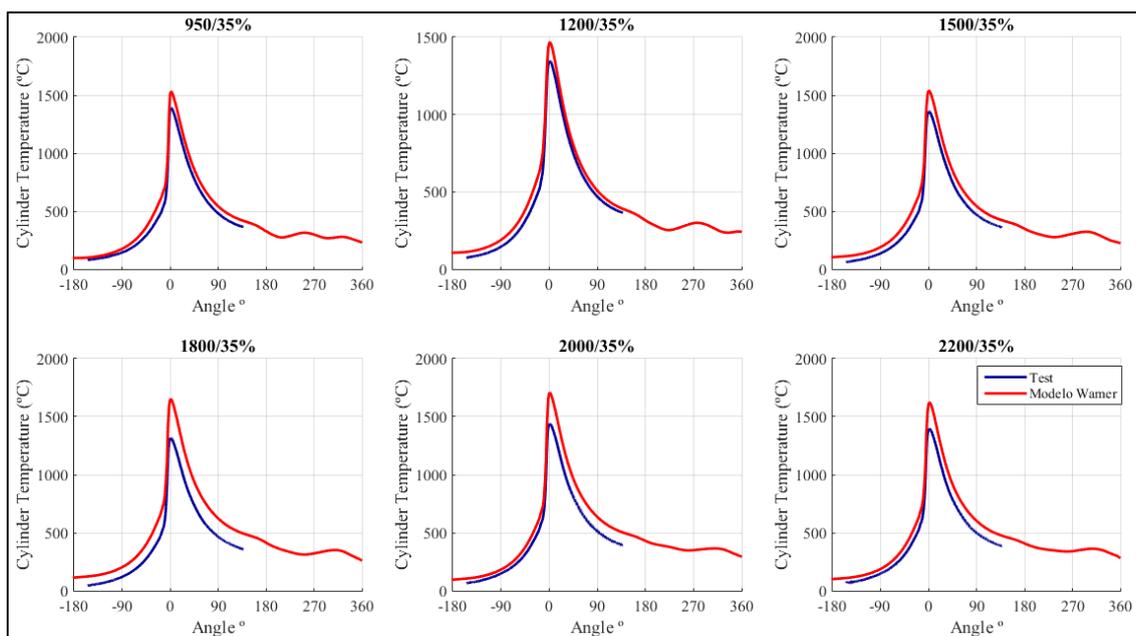


Figura 23. Temperaturas en el cilindro al 35% de grado de carga

Las temperaturas alcanzadas en el modelo son ligeramente superiores al ensayo, pero no es un problema grave, pues seguramente se deba al hecho de que no se disponía de información relativa a las características térmicas de los materiales del cilindro, por lo que en el modelado se establecieron valores razonables que dieran valores similares, pues no era un objetivo principal tener un mayor grado de ajuste en cuanto a temperaturas.

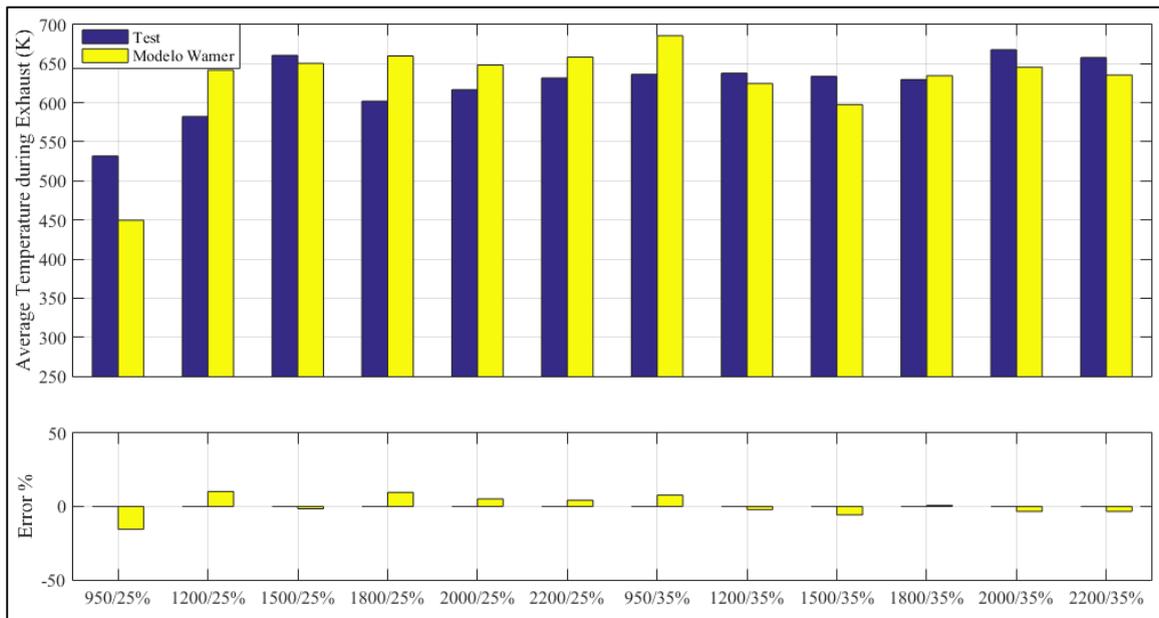


Figura 24. Temperaturas medias durante el escape

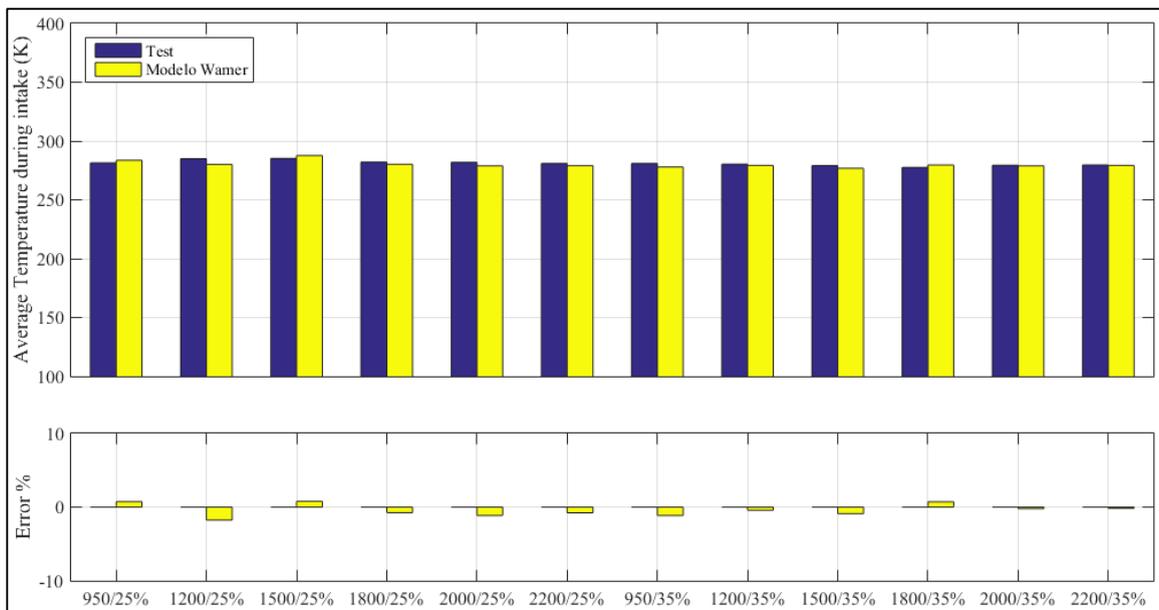


Figura 25. Temperaturas medias durante la admisión

Durante la admisión, las temperaturas son idénticas al ensayo pues éstas estaban impuestas en un nudo de temperatura constante para cada caso. Debido a las mayores temperaturas alcanzadas en el cilindro, tal como se comentó anteriormente, las temperaturas durante el escape son por regla general mayores que en el ensayo, salvo en algunos casos particulares y en especial en el primer caso estudiado, donde es notablemente menor. Por lo tanto, en lo referente a temperaturas, se han obtenido valores razonables para la gran mayoría de casos.

Por último, se muestran los resultados obtenidos referentes a la transmisión de calor en el cilindro, éstos comprenden el calor transmitido a la camisa del cilindro, a la culata y al pistón. Su ajuste se realizaba modificando los coeficientes de transmisión en OpenWAM donde, además, se introducía el área del pistón y de la culata por la cual el calor era transmitido, como se muestra en la *Figura 26*:

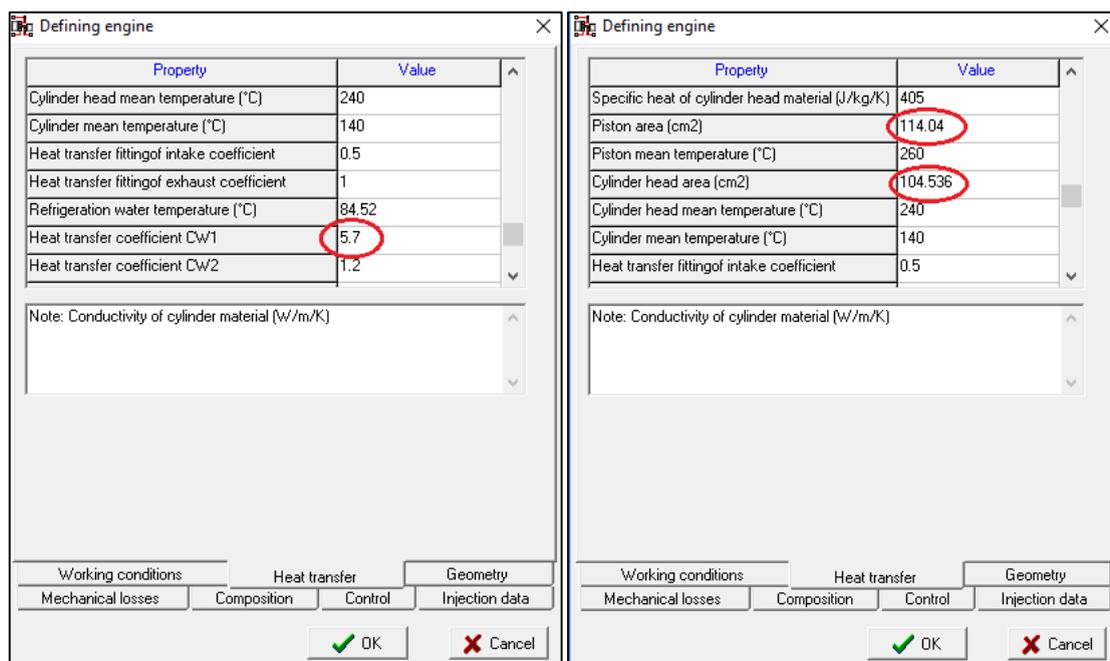


Figura 26. Ajuste coeficientes transmisión de calor y áreas pistón y culata

Con las secciones definidas, se ha ido ajustando el coeficiente de transmisión de calor CW1 hasta ajustarlo a los valores experimentales, obteniéndose los siguientes resultados:

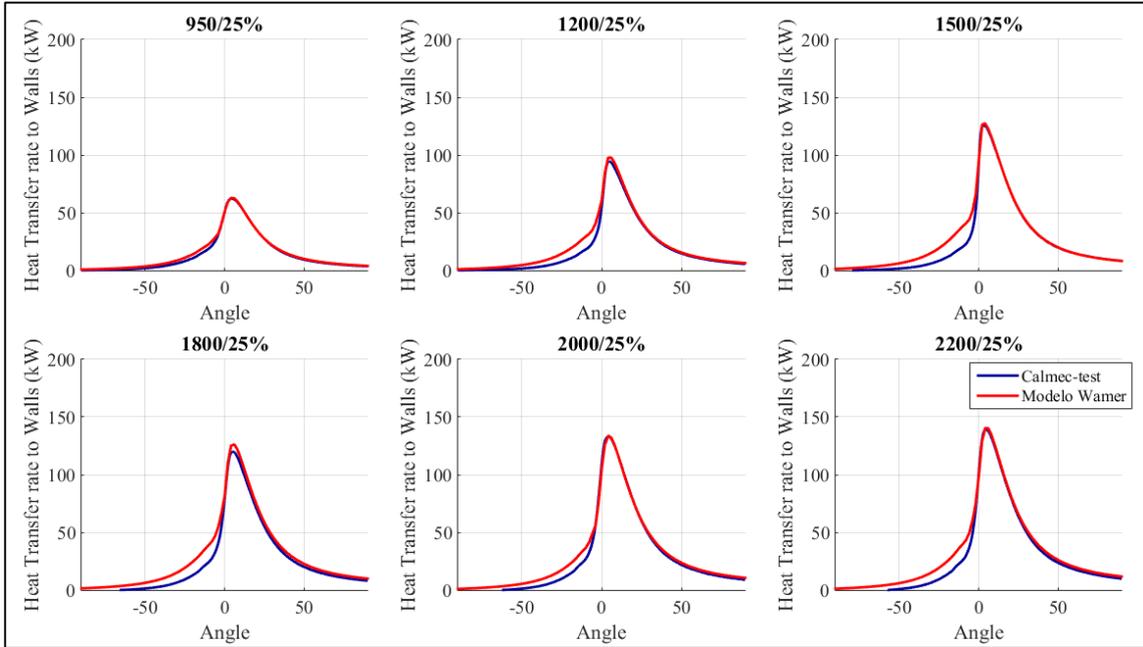


Figura 27. Transmisión de calor en el cilindro casos 25% de carga

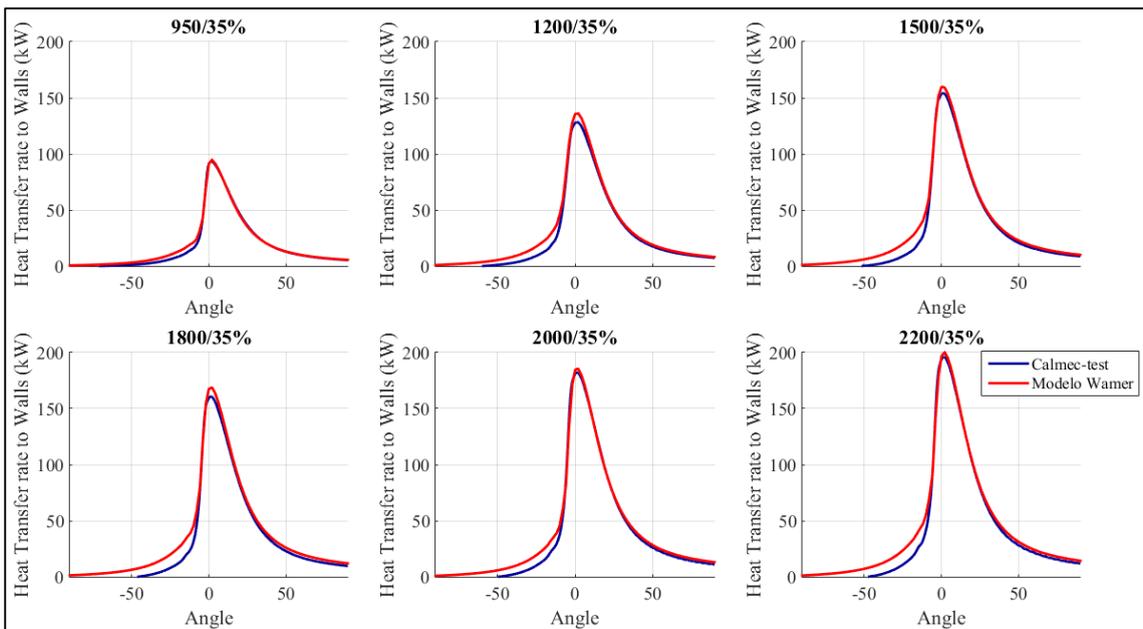


Figura 28. Transmisión de calor en el cilindro casos 35% de carga

Los resultados obtenidos se ajustan fielmente a los valores experimentales, por lo que el calor transmitido a las paredes no necesita de más ajustes.

4.5 Modelo monocilíndrico 2 motor MDE8 RCCI

En este apartado, se expondrán los resultados de este ensayo, como se comentó al principio de este capítulo, se han ensayado 20 puntos de funcionamiento. En este ensayo, se disminuyó la relación de compresión a un valor de 12.75, permitiendo así llegar hasta un 90% de grado de carga aproximadamente, este ensayo será la base sobre la cual se diseñará el sistema biturbo.

A continuación, se muestran los resultados más relevantes obtenidos:

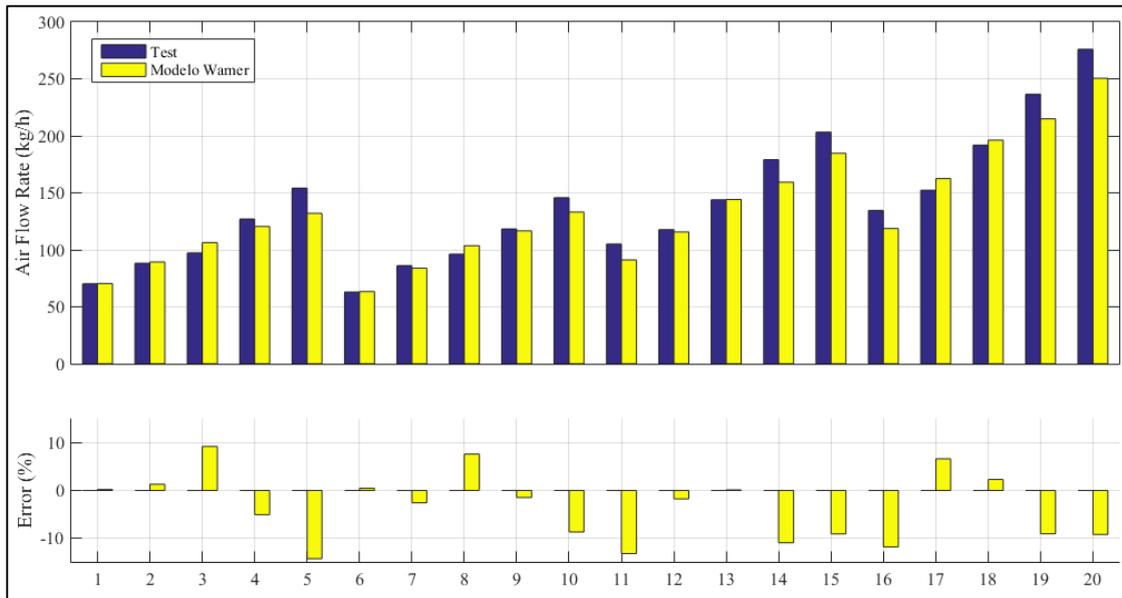


Figura 29. Gasto de aire trasegado

Como se observa, en el modelo se obtienen resultados un poco dispares a los experimentales, esto no supone un grave problema, ya que el gasto será corregido posteriormente.

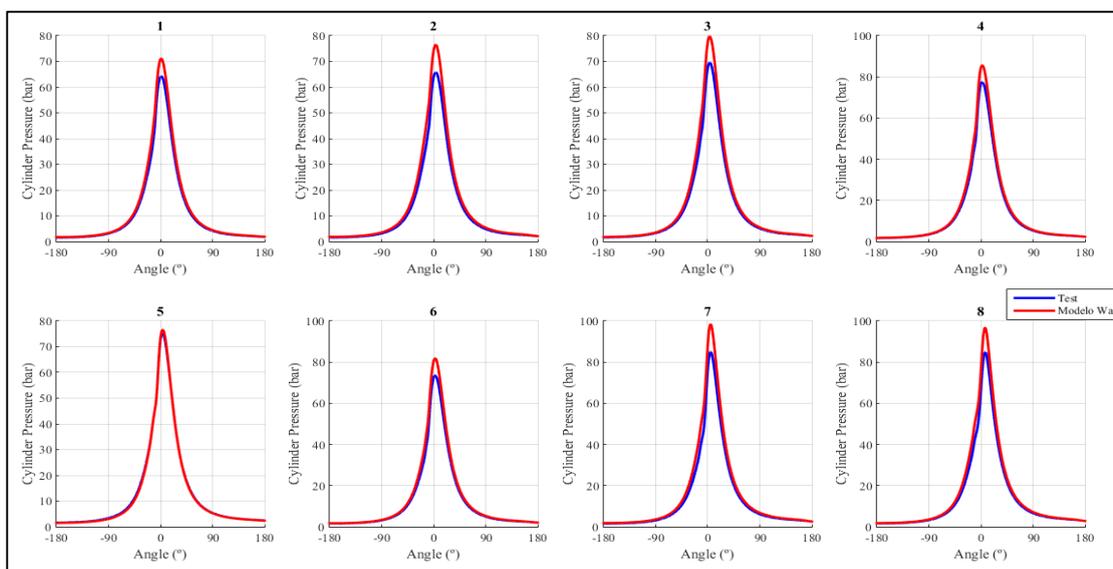


Figura 30. Presión instantánea en el cilindro

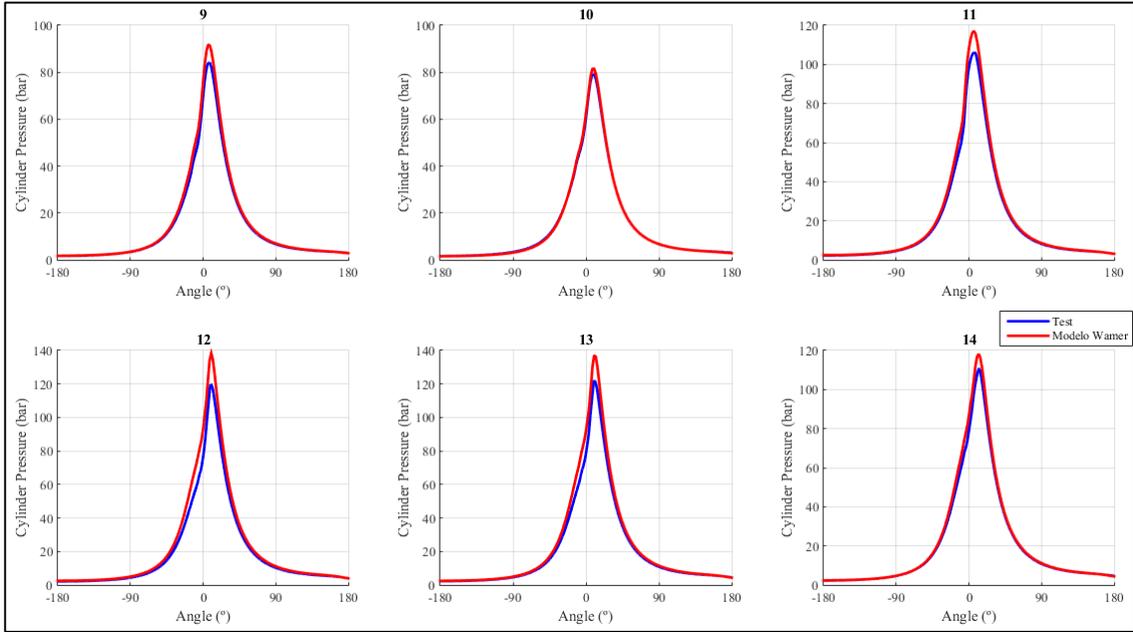


Figura 31. Presión instantánea en el cilindro

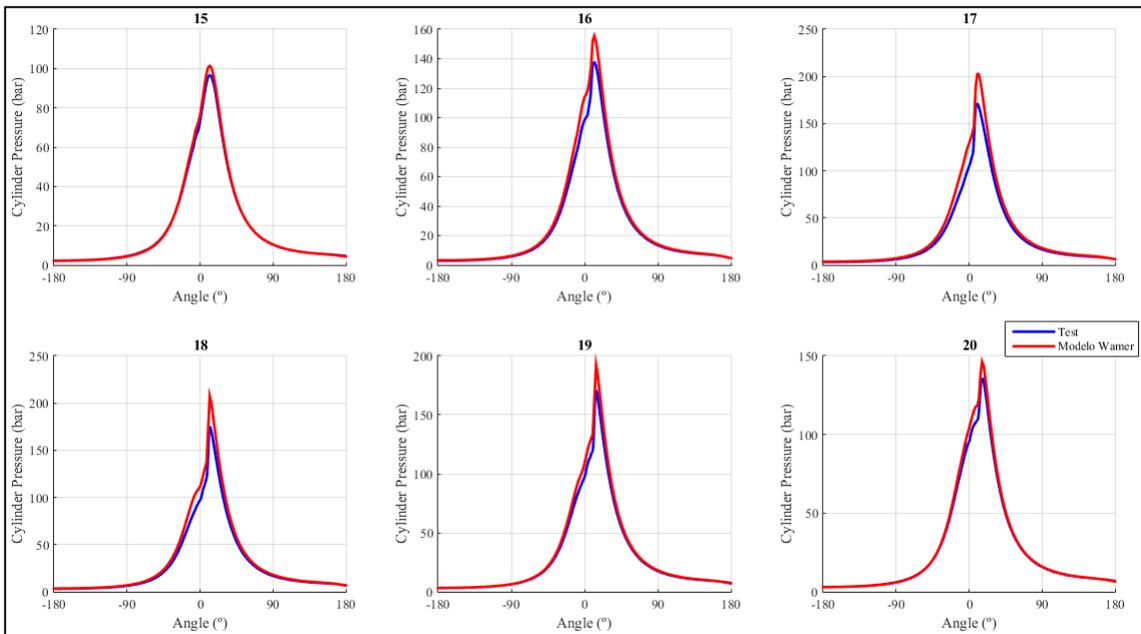


Figura 32. Presión instantánea en el cilindro

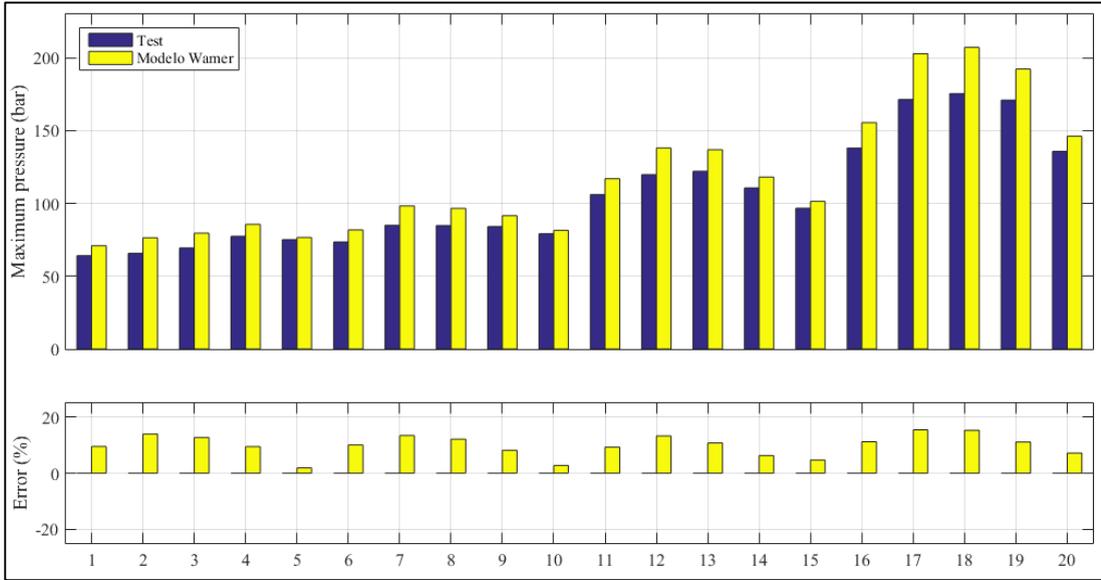


Figura 33. Presiones máximas en el cilindro

Las presiones alcanzadas se mantienen por debajo de un error del 20%, produciéndose la mayor desviación en los casos de mayor grado de carga. No obstante, se obtienen valores razonables, por lo que no indica ningún problema de funcionamiento del modelo empleado.

A continuación, se mostrará el calor transmitido a la culata, camisa y pistón. Estos valores se han ajustado de la misma forma que en el primer ensayo, y ya no se modificarán en el diseño del sistema de renovación de la carga.

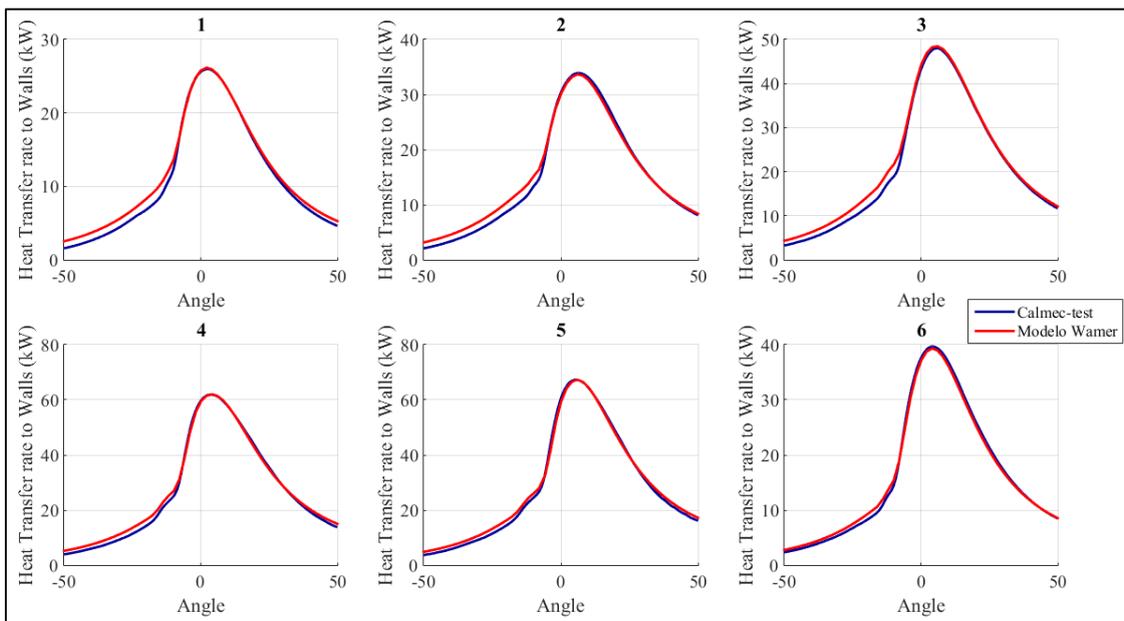


Figura 34. Transmisión de calor en el cilindro

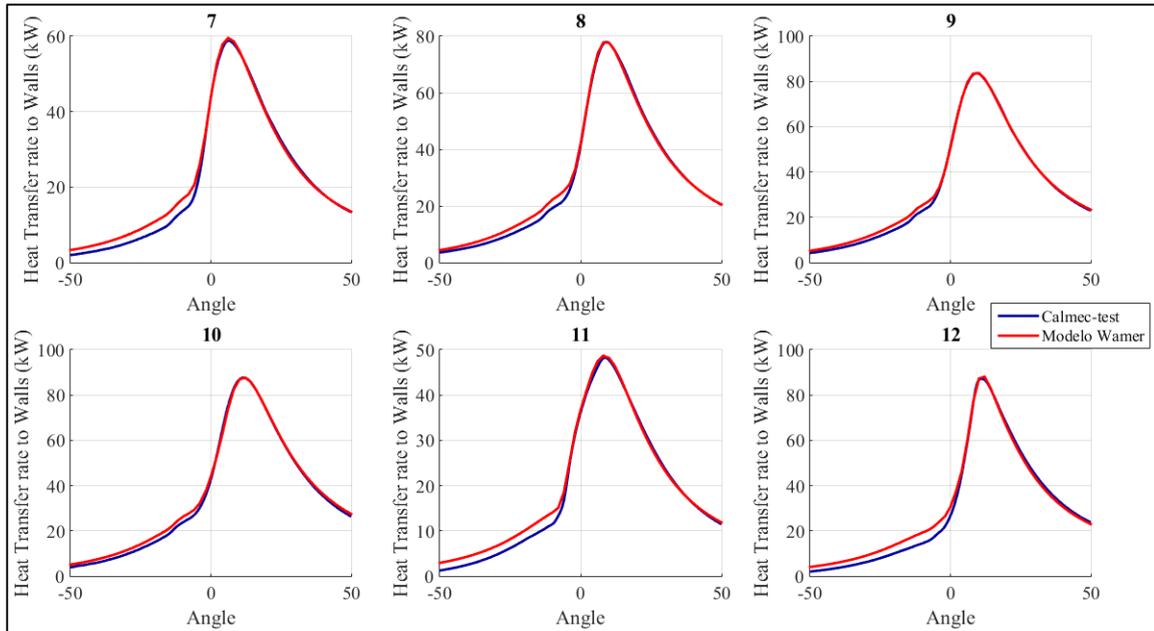


Figura 35. Transmisión de calor en el cilindro

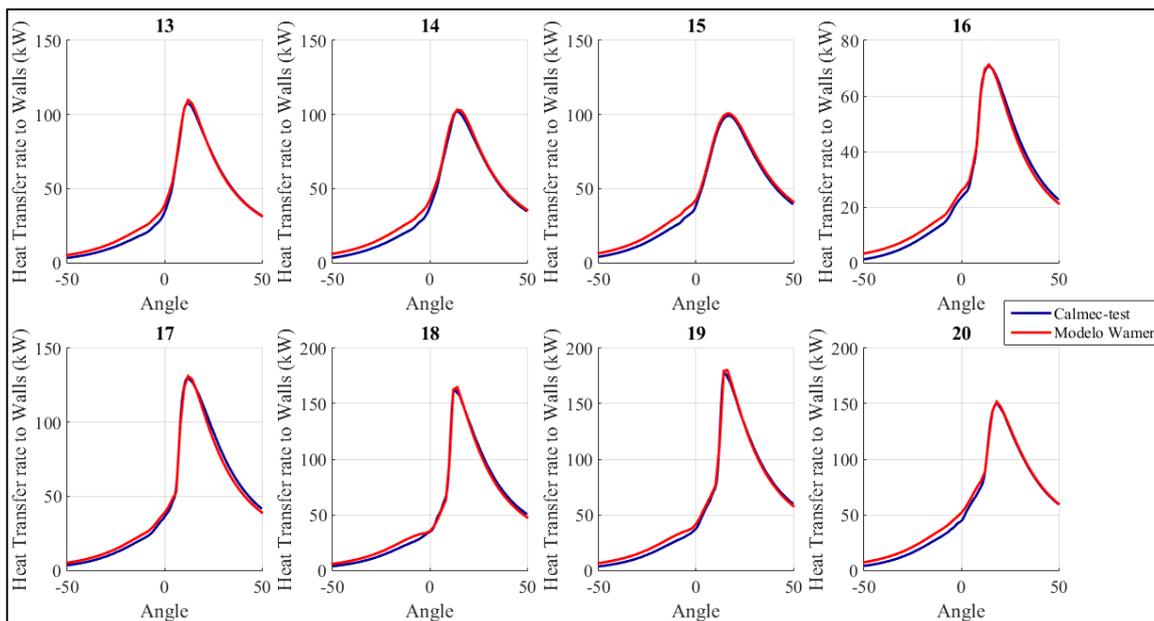


Figura 36. Transmisión de calor en el cilindro

Los resultados obtenidos son fieles a los experimentales, gracias al ajuste del coeficiente CW1 en OpenWAM realizado mediante un proceso de prueba-error.

4.6 Modelo policilíndrico final: Diseño de la renovación de la carga

En este apartado, se completará el objetivo de este trabajo: diseñar el acoplamiento del sistema biturbo que asistirá el proceso de renovación de la carga.

Para ello, se deben de cumplir los siguientes objetivos:

- El motor policilíndrico debe de funcionar con una relación de compresión mayor o igual a 15 para asegurar la correcta combustión del Diésel y por especificaciones del fabricante, por el contrario, al aumentar la relación de compresión geométrica, se deberá disminuir la relación de compresión efectiva para evitar problemas de detonación de la Gasolina, esto se conseguirá utilizando una válvula de tipo Miller, como la mostrada en la *Figura 37*.

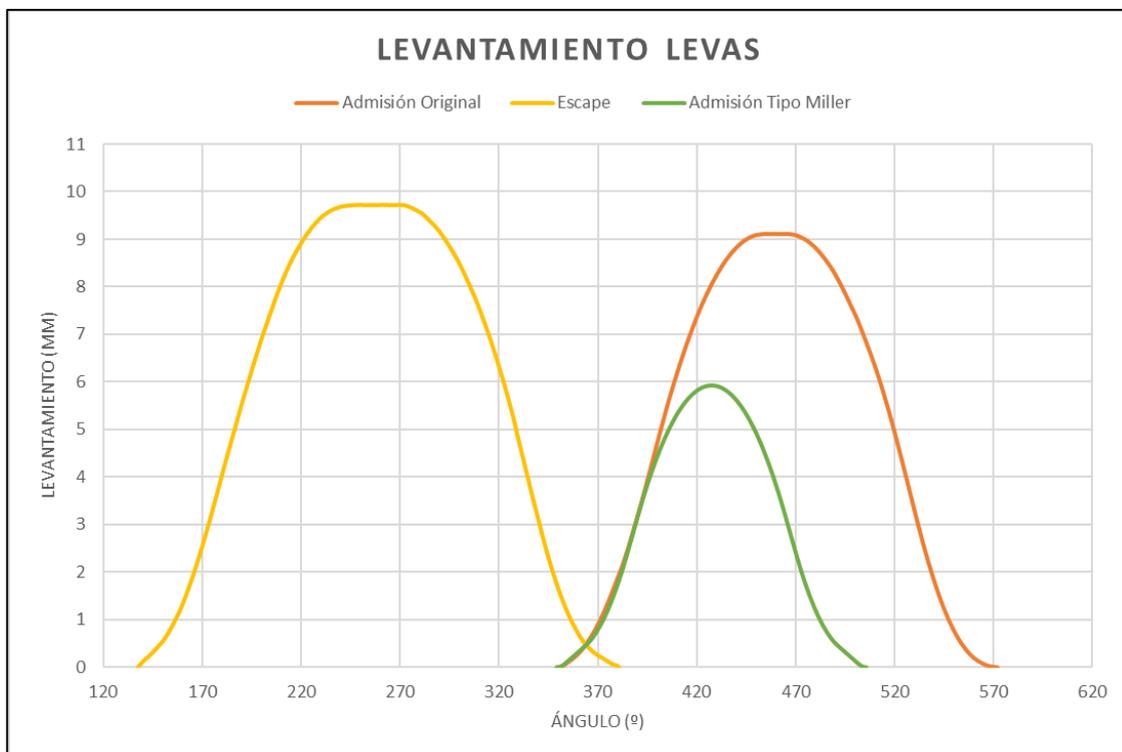


Figura 37. Válvulas admisión y escape

Como se observa en la *Figura 37*, la válvula de admisión tipo Miller tiene un levantamiento más reducido que la válvula de admisión anteriormente empleada, así como un intervalo de apertura menor, aunque se mantiene el cruce de válvulas de la leva de admisión original.

A raíz de este comportamiento, se deduce el siguiente objetivo:

- Asegurar el mismo gasto de aire que en el caso monocilíndrico, para ello, dado que el levantamiento y duración de la apertura es menor, se deberá aumentar la presión de admisión, motivo por el cual es empleado un sistema de sobrealimentación de doble etapa para proporcionar las elevadas presiones necesarias.

Para trasegar el gasto de aire necesario, se ha impuesto en el modelo monocilíndrico para cada punto de funcionamiento al 90% de grado de carga la presión de admisión necesaria para conseguir que el gasto del motor monocilíndrico con la nueva válvula modificada de tipo Miller y con la relación de compresión exigida de 15 sea el mismo que en los ensayos, donde el motor funcionaba con las especificaciones descritas en apartado “4.2 Puntos de Referencia de Funcionamiento” para el ensayo 2. Su ajuste se muestra en la *Figura 38*.

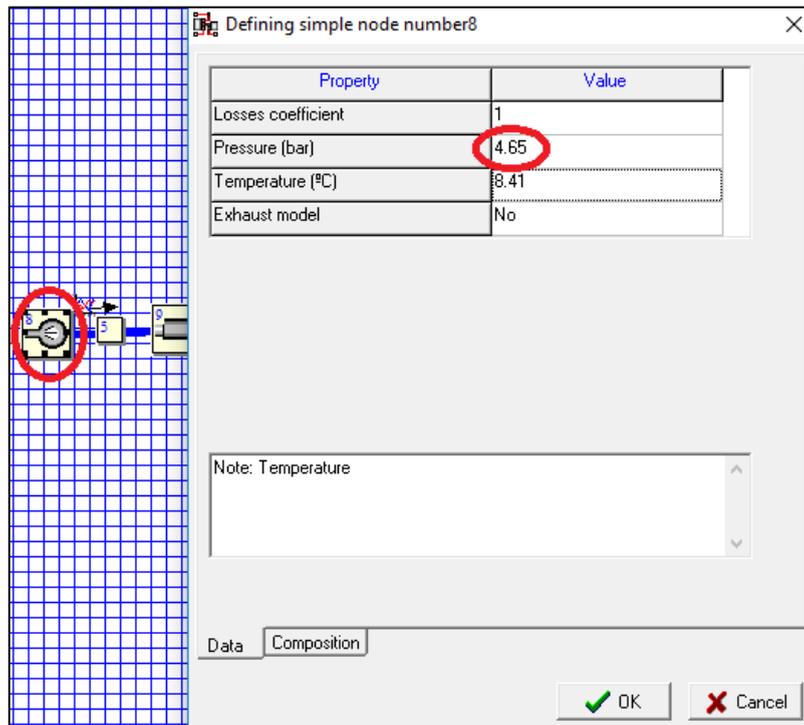


Figura 38.Ajuste de la presión de admisión modelo monocilíndrico

Una vez ajustadas las presiones para conseguir el gasto de aire deseado, se procedió a modelar el motor policilíndrico, a continuación, se muestra de forma esquemática en la *Figura 39* el motor policilíndrico y su modelo en OpenWAM:

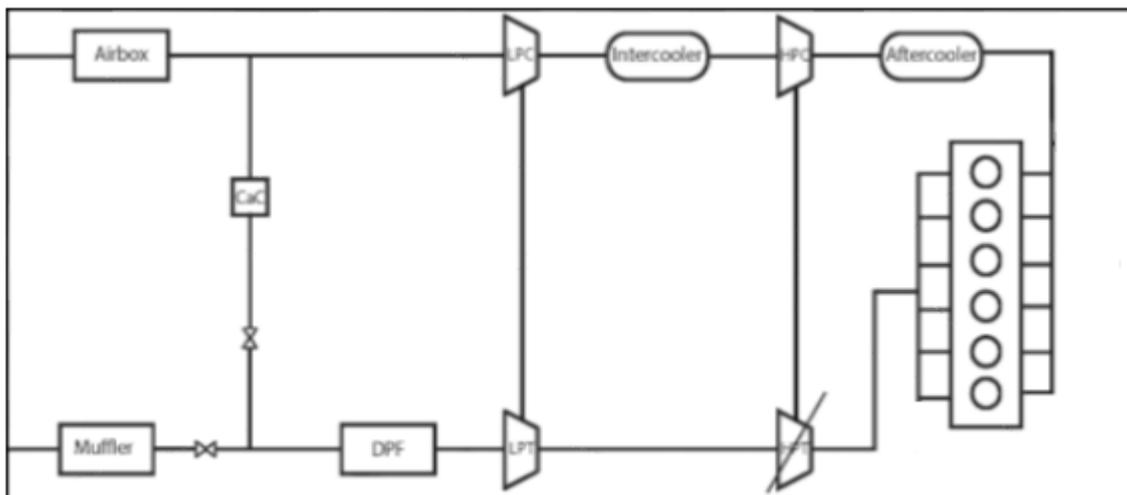


Figura 39.Esquema motor MDE8 policilíndrico

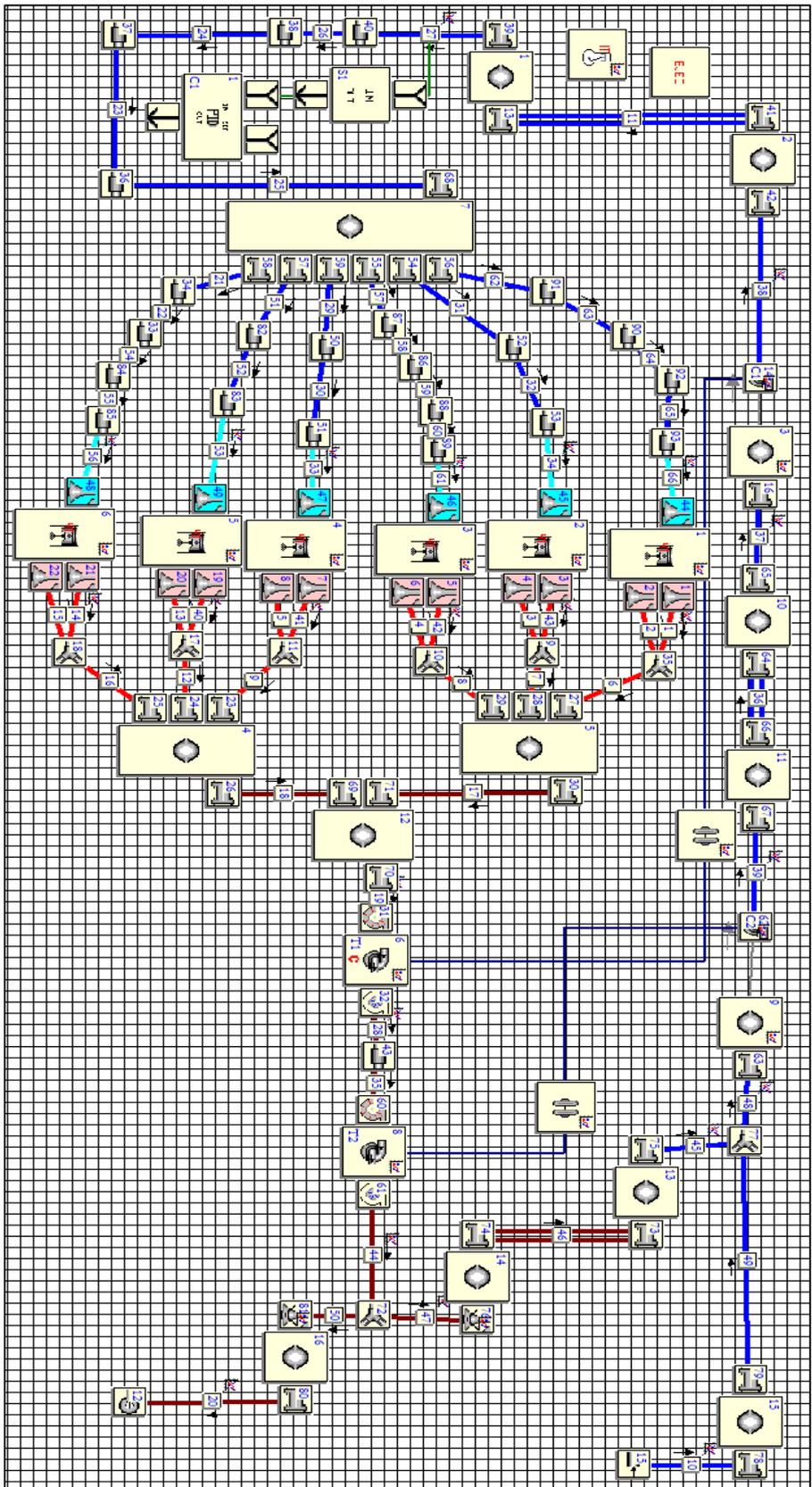


Figura 40. Modelo policilíndrico OpenWAM

El primer paso seguido es la sección de los componentes que formarán nuestro modelo, como se observa en la *Figura 40*, el modelo está compuesto por:

- 6 cilindros
- Conductos de admisión
- Conductos de escape (1 para cada válvula) que se unen en uno sólo
- 2 turbocompresores en línea compuestos por 1 turbina fija (TGF), 1 turbina variable (TGV) y 2 compresores (LPC & HPC)
- 1 válvula de admisión por cada cilindro
- 2 válvulas de escape por cada cilindro
- 2 Intercooler en la admisión
- 1 Intercooler para el EGR de baja presión
- Sistema EGR para la recirculación de los gases de escape
- Controlador PID para el ajuste de la posición del Rack para la turbina de geometría variable (TGV).

A continuación, se detalla cómo se han modelado los principales componentes, tales como el sistema biturbo, los Intercooler y el sistema de EGR:

4.6.1 Intercambiador de calor (Intercooler)

La transmisión de calor en el Intercooler controla la temperatura de admisión, situados después de los compresores, éstos son sencillos de ajustar. Para ello, se ha utilizado un modelo de intercambiador en OpenWAM compuesto por un haz de tubos situados entre dos volúmenes.

Posteriormente, se ha seleccionado una longitud adecuada para los tubos, así como un diámetro de éstos razonable. Finalmente, se ha fijado una temperatura de pared adecuada y se ha jugado con el coeficiente de transferencia de calor hasta conseguir temperaturas razonables para cada punto de funcionamiento del motor. De esta forma, la temperatura del aire a la entrada del motor se ajusta a valores reales que debería tener el flujo de aire a la entrada del cilindro.

A continuación, se muestra en detalle el modelo empleado:

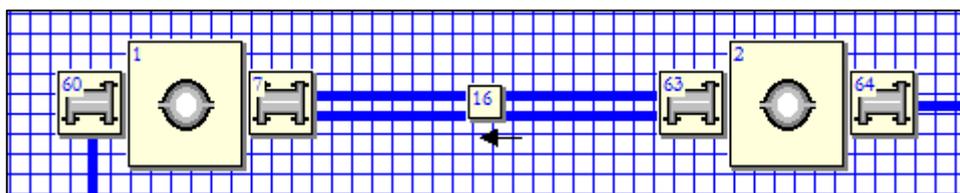


Figura 41. Modelo Intercooler OpenWAM

4.6.2 Ajuste de la Turbina y Compresor

En cualquier turbina y compresor, las magnitudes fundamentales que se debe de prestar atención son la presión de entrada y la de salida, así como el gasto trasegado, pero al tratarse de un motor con doble turbosobrealimentación, dificulta considerablemente el trabajo de modelado. Por esto, se prestará atención a la presión de entrada a cada una de las turbinas, así como a las de salida de cada compresor, ya que están estrechamente relacionadas.

El sistema biturbo está compuesto por una turbina de geometría variable (TGV), que es la turbina de alta presión, para la cual se han implementado varios mapas de funcionamiento correspondientes a cada posición del Rack. Esta turbina, en concreto, cuenta con 6 mapas correspondientes a las posiciones de 0, 20, 40, 60, 80 y 100 (de la posición más cerrada a la más abierta), mientras que la turbina de baja presión es más sencilla, ya que se trata de una turbina de geometría fija (TGF).

Conviene apuntar que las condiciones de salida de las turbinas vienen impuestas por lo que sucede aguas debajo de la misma y no por los mapas de funcionamiento introducidos. Por el contrario, la presión a la entrada de las turbinas sí depende del salto de presiones que desarrollan (en la TGV de la posición de Rack).

A continuación, se muestran las turbinas en el modelo:

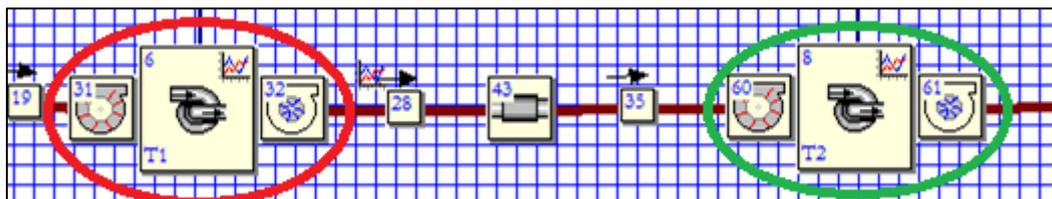


Figura 42. Turbina de alta presión (TGV, rojo) y de baja presión (TGF, verde)

En cuanto a los compresores, se han implementado varios mapas de funcionamiento, correspondientes al compresor de baja presión (LPC) y al de alta presión (HPC).

A continuación, se muestran ambos compresores en el modelo:

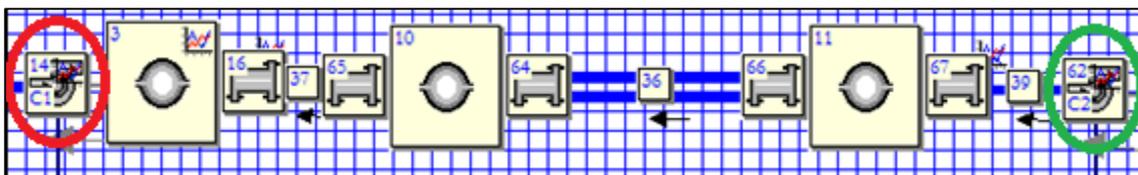


Figura 43. Compresor de alta presión (HPC, rojo) y de baja presión (LPC, verde)

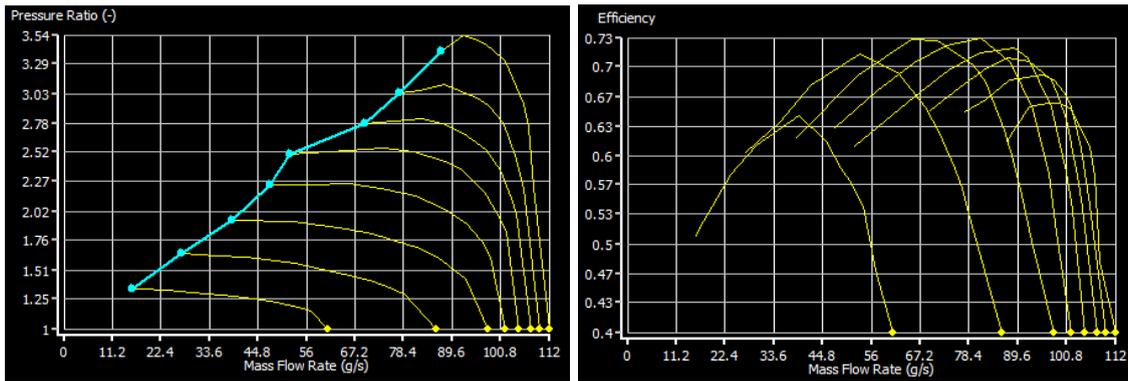


Figura 44.Mapa compresor OpenWAM

Para simplificar el número de parámetros a modificar, se ha implementado un PID que controla la posición de Rack de la TGV para conseguir la presión de admisión obtenida en el modelo monocilíndrico, consiguiendo así la misma presión en los modelos policilíndricos que las que proporcionan sus modelos monocilíndricos para los puntos de máximo grado de carga ensayados.

A continuación, se muestra el PID descrito:

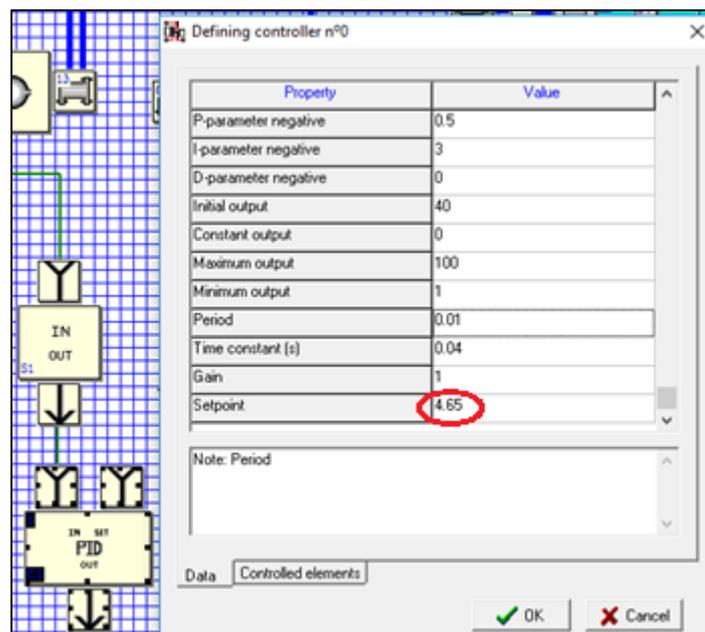


Figura 45.PID regulador de Presión de admisión

Además, los turbocompresores giran a una velocidad variable, por lo que se han establecido unas velocidades iniciales razonables y posteriormente, éstas velocidades han ido variando hasta alcanzar un régimen de giro estable para proporcionar la presión de admisión establecida en el PID, junto con el ajuste de la posición del Rack de la TGV.

Este comportamiento se aprecia en las siguientes figuras:

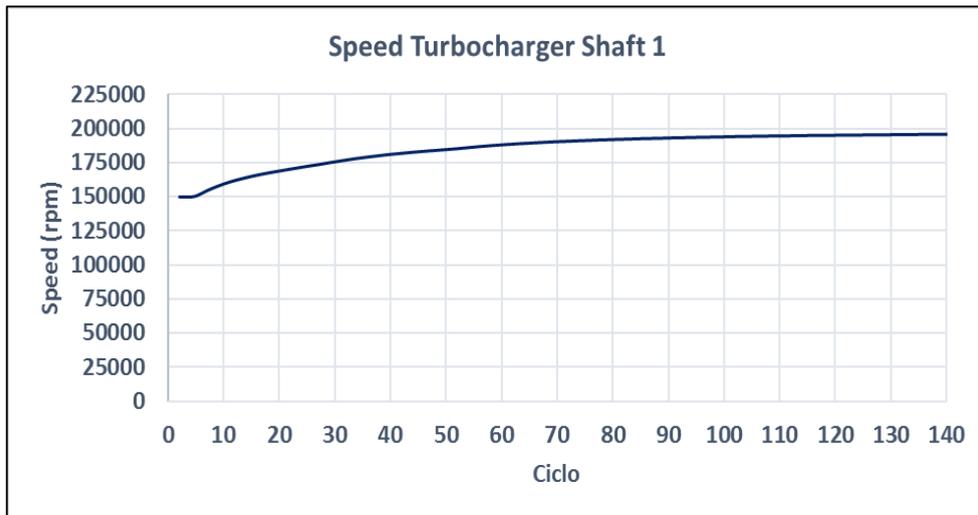


Figura 46. Ajuste velocidad de giro turbocompresor

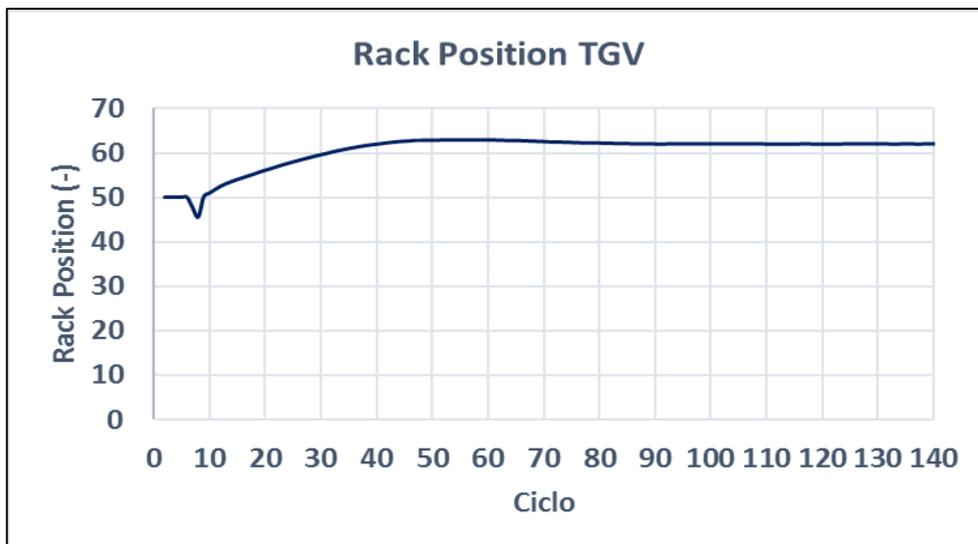


Figura 47. Ajuste posición del Rack TGV

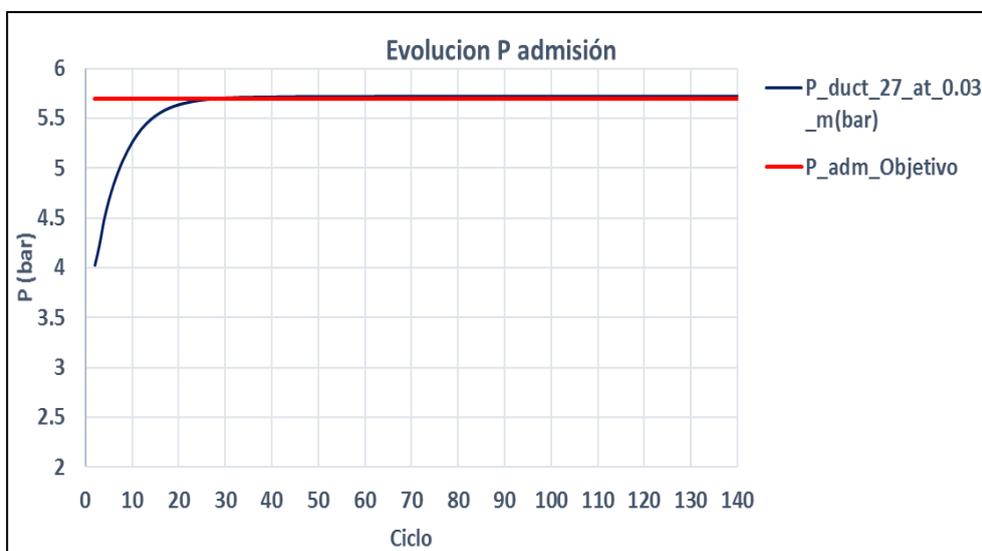


Figura 48. Ajuste de la presión de admisión

4.6.3 Ajuste del sistema de recirculación de gases de escape (EGR)

Con la presión y temperatura en admisión controladas, se trata de modificar las diferentes válvulas que controlan el sistema EGR. Para ello se dispone de una válvula en el propio sistema de EGR y una segunda válvula de contrapresión de escape en el tramo final del propio escape, tal y como se muestra en la *Figura 49*, correspondiente al modelo en OpenWAM.

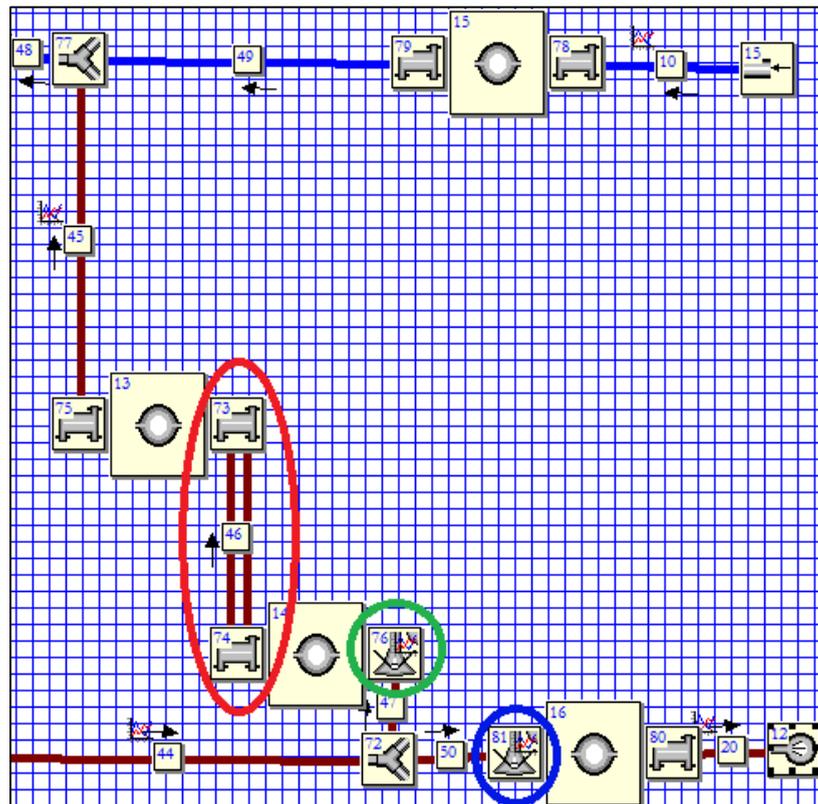


Figura 49. Sistema EGR en OpenWAM

En la imagen se puede identificar la válvula de contrapresión de escape (Azul), la válvula del EGR (Verde) y el Intercooler del sistema EGR para enfriar los gases de escape hasta una temperatura cercana a la de la admisión (Rojo).

Para controlar el gasto de aire fresco requerido, se puede actuar de dos maneras en función del aire trasegado en la admisión cuando ambas válvulas están abiertas, en el caso de las válvulas, el flujo se regula mediante coeficientes de descarga (0 si está cerrado y 1 si está abierto).

Si el gasto de aire fresco en la admisión es mayor al requerido, se deberá actuar sobre la válvula de contrapresión para disminuir su apertura mientras que la válvula del EGR permanece abierta y así, recircular mayor flujo de gases de escape hasta reducir el gasto de aire fresco al requerido.

En caso contrario, es decir, si el gasto de aire fresco en la admisión es menor al requerido, se deberá actuar sobre la válvula del EGR para disminuir su apertura mientras que la válvula de contrapresión permanece abierta y así, recircular menor flujo de gases de escape hasta aumentar el gasto de aire fresco al requerido.

En el modelo, el flujo de aire fresco en la admisión era menor al requerido, por lo que en cada punto de funcionamiento se ha actuado sobre la apertura de la válvula de EGR para reducir el gasto de gases de escapes recirculados y aumentar así el gasto de aire fresco, mientras que la válvula de contrapresión de escape permanece totalmente abierta.

Para cada punto de funcionamiento, las posiciones de la válvula de EGR obtenidas son las siguientes, siendo 1 totalmente abierta y 0 totalmente cerrada.

POSICIÓN VÁVULA EGR	
rpm	valor
950	0.6
1200	0.8
1500	0.99
1800	0.82
2200	0.67

Tabla 3. Posición válvula EGR

4.6.4 Resultados finales

A continuación, se muestran los resultados finales. Como se observa en la *Tabla 3*, para cada punto se ha obtenido un grado de apertura de la válvula de EGR distinto, con ello, el gasto de aire fresco obtenido es el siguiente:

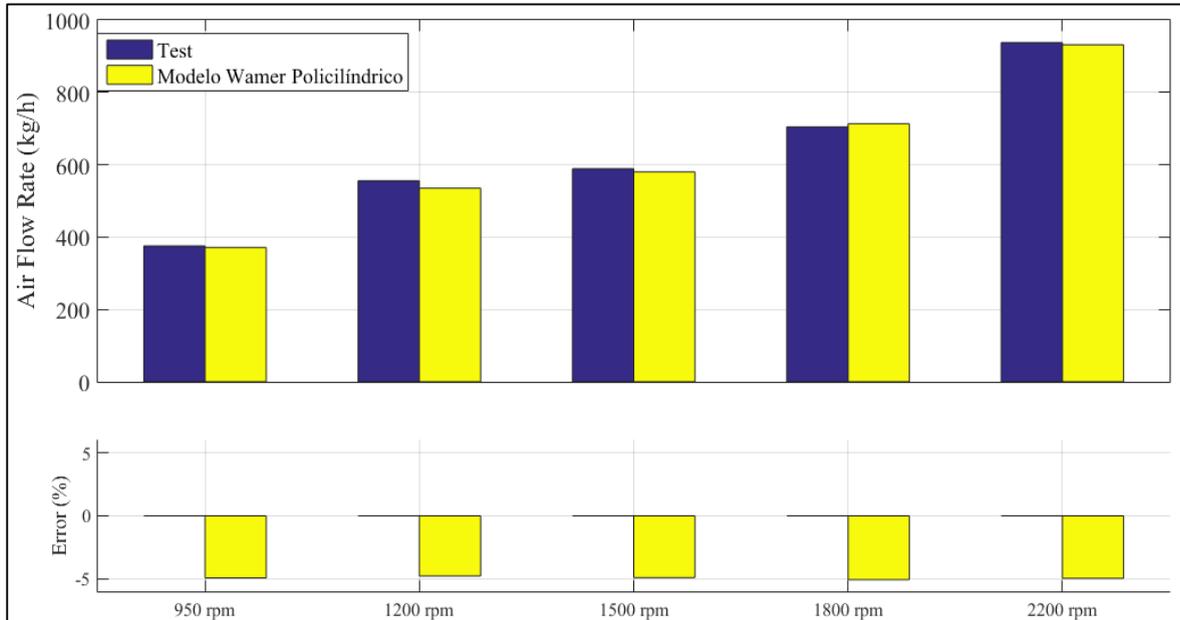


Figura 50. Gasto aire fresco admitido

Como se aprecia, el gasto obtenido es prácticamente a los que se deducen de los valores experimentales, ya que los valores experimentales procedían de un ensayo monocilíndrico y el nuevo gasto requerido tiene que ser 6 veces superior, dado que el motor policilíndrico cuenta con 6 cilindros. Los errores en el modelo se mantienen por debajo del 5% de error relativo, siendo su grado de ajuste alto.

Finalmente, se han obtenido los puntos de funcionamiento en los mapas de las turbinas y compresores utilizados, a continuación, se muestran estos resultados:

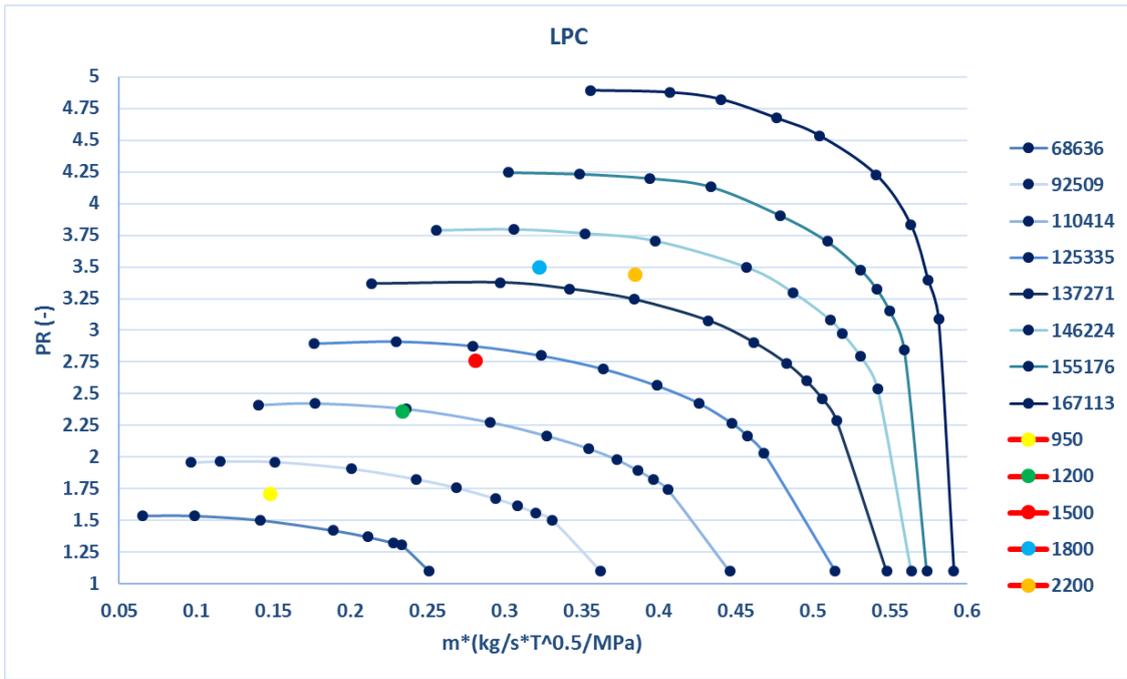


Figura 51. Puntos de funcionamiento LPC

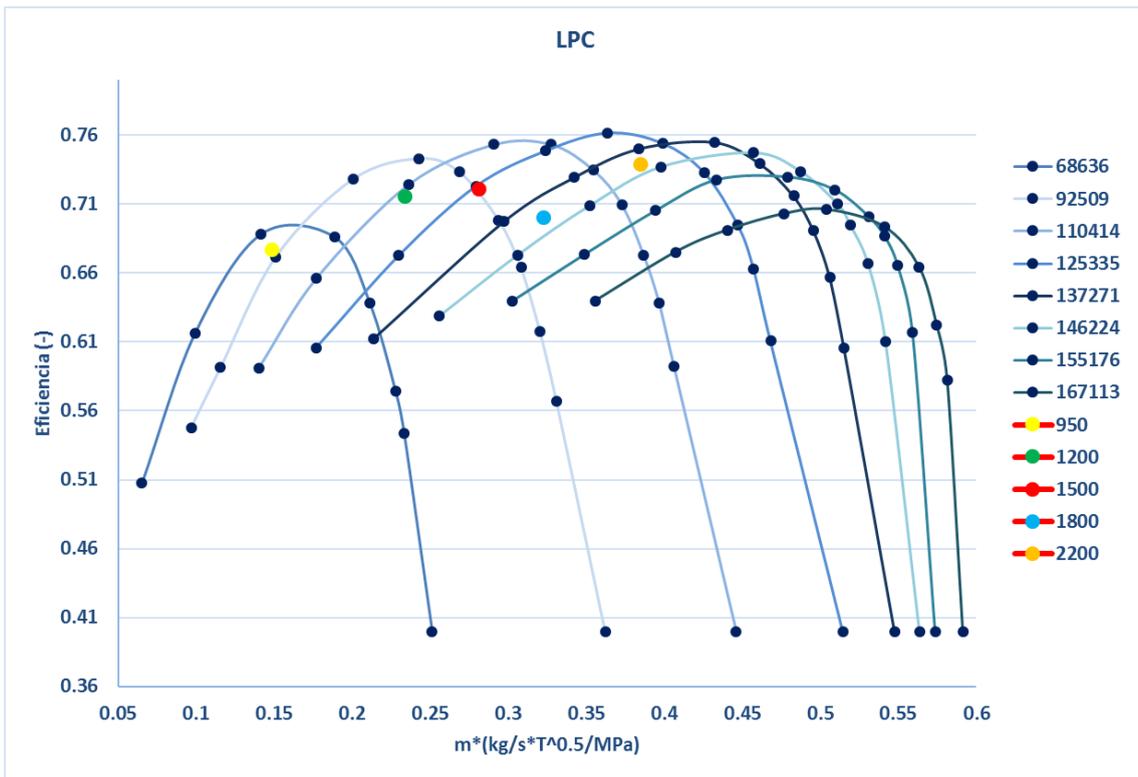


Figura 52. Puntos de funcionamiento LPC

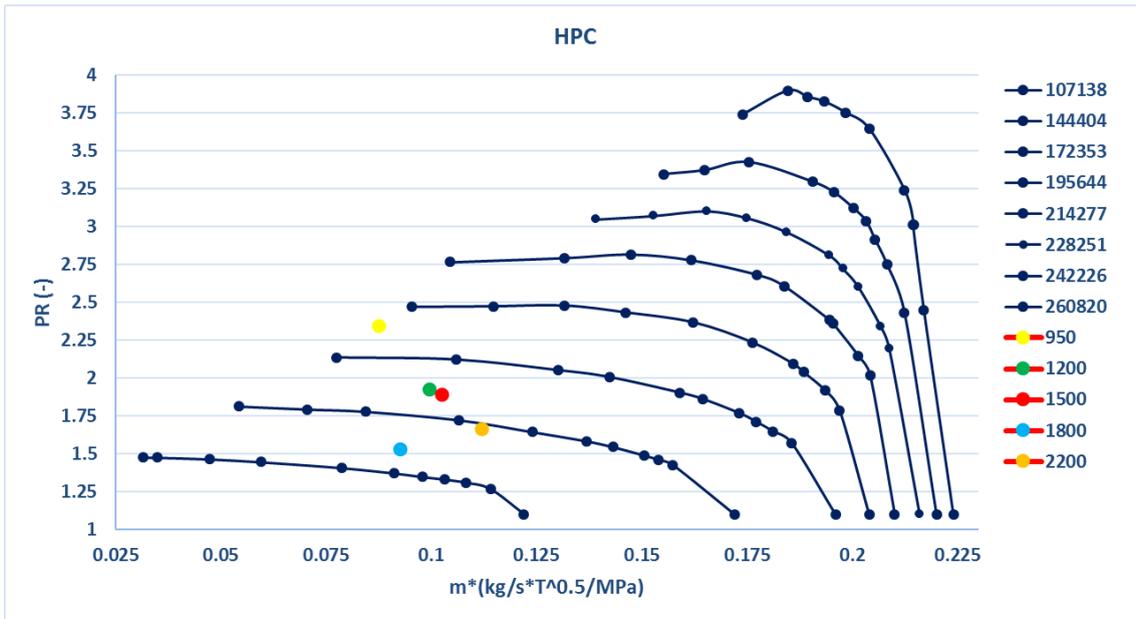


Figura 53. Puntos de funcionamiento HPC

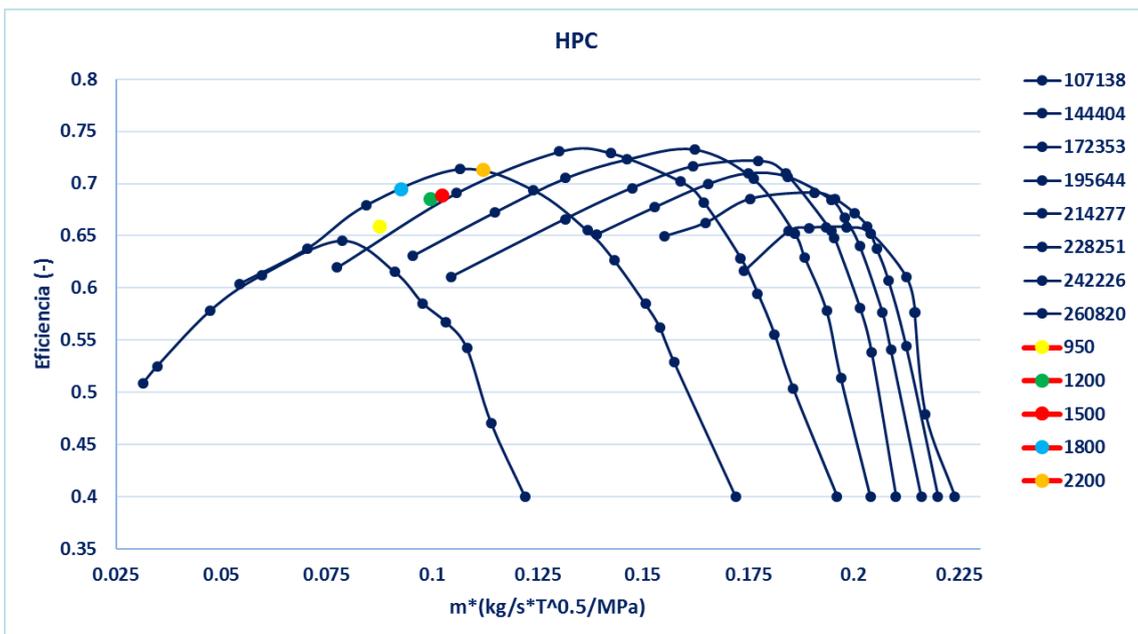


Figura 54. Puntos de funcionamiento HPC

Además, estos valores se pueden observar en las siguientes tablas:

Modelo	m^* (kg/s*T ^{0.5} /MPa)	PR (-)	Eff (-)	Speed (rpm)
950 rpm	0.148669	1.70361	0.676578	86271.7
1200 rpm	0.234086	2.35904	0.715752	113500
1500 rpm	0.280979	2.76285	0.721107	126333
1800 rpm	0.322613	3.49377	0.700175	143558
2200 rpm	0.384649	3.44049	0.739007	144700

Tabla 4. Puntos de funcionamiento LPC

Modelo	m^* (kg/s*T ^{0.5} /MPa)	PR (-)	Eff (-)	Speed (rpm)
950 rpm	0.0875991	2.34426	0.659097	196104
1200 rpm	0.0996025	1.91903	0.685285	166550
1500 rpm	0.102418	1.89146	0.689032	165769
1800 rpm	0.0926136	1.52812	0.694784	134605
2200 rpm	0.112009	1.65775	0.713049	151000

Tabla 5. Puntos de funcionamiento HPC

Y a continuación, se muestran los puntos de funcionamiento de las turbinas sobre sus mapas:

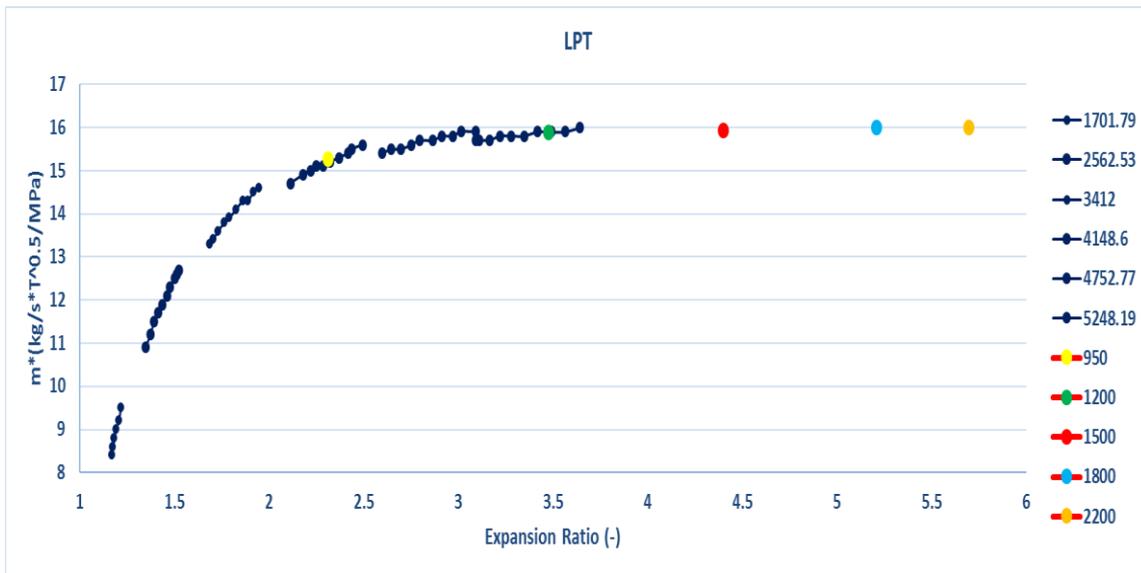


Figura 55. Puntos de funcionamiento LPT

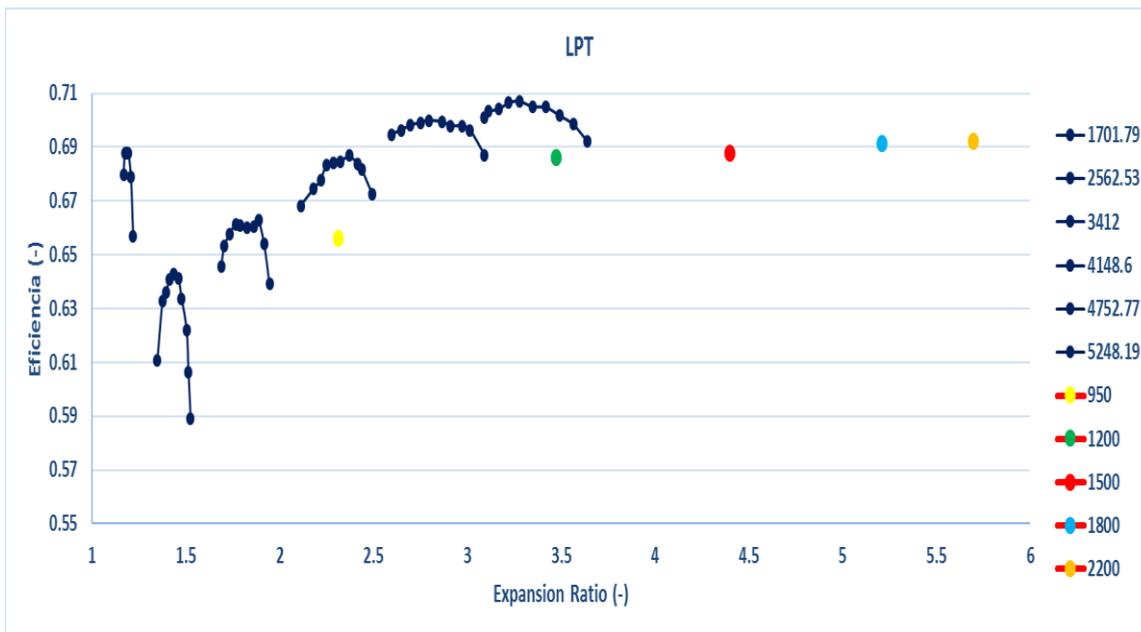


Figura 56. Puntos de funcionamiento LPT

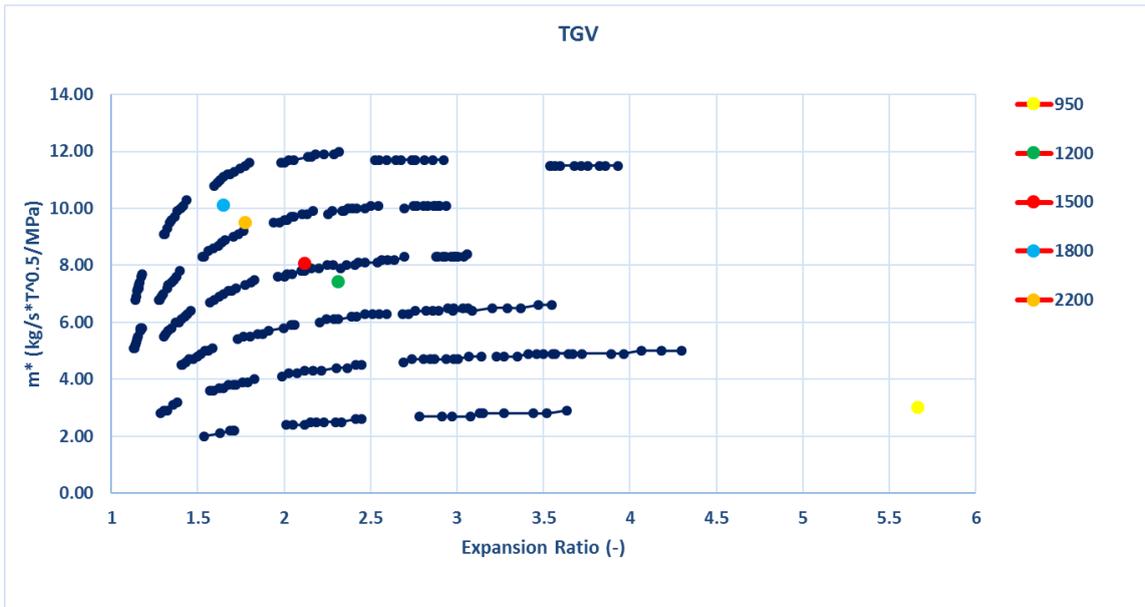


Figura 57.Puntos de funcionamiento TGV

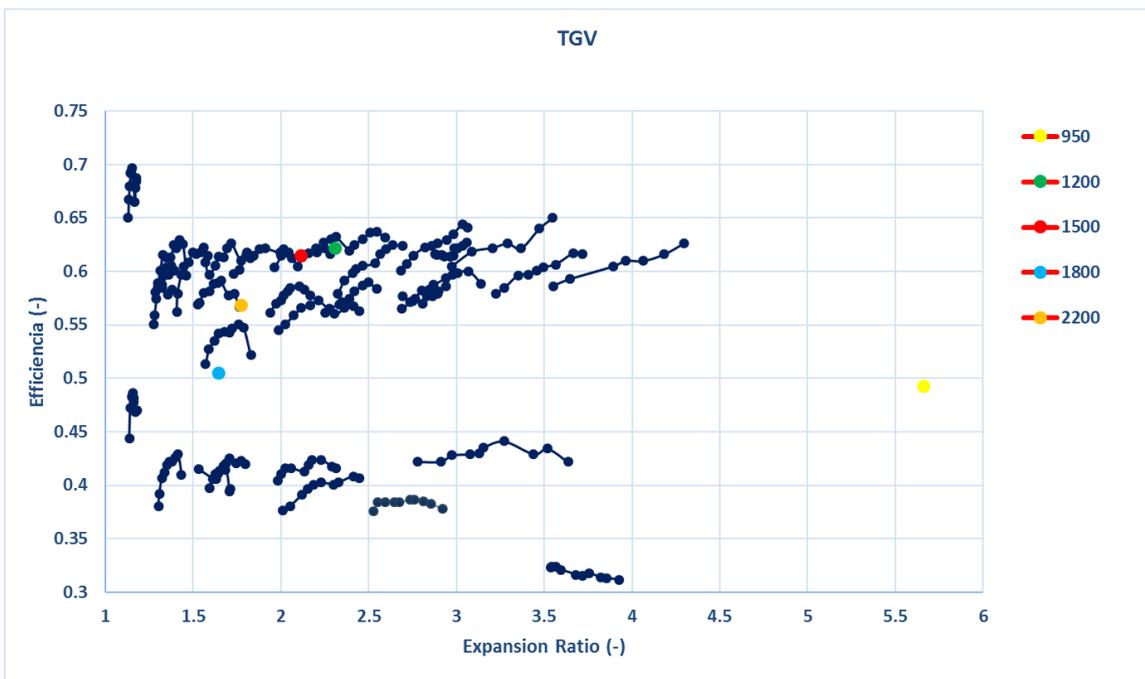


Figura 58.Puntos de funcionamiento TGV

Estos valores también los podemos ver representados en tablas, así como la posición del Rack de la TGV:

Modelo	m^* (kg/s \cdot T ^{0.5} /MPa)	Expansion Ratio	Eff (-)	Corrected speed (rpm/K ^{0.5})
950 rpm	15.2656	2.31077	0.67717	3790.64
1200 rpm	15.8901	3.47507	0.68609	4711.61
1500 rpm	15.9246	4.39846	0.68792	4834.29
1800 rpm	15.9946	5.20978	0.69155	5194.5
2200 rpm	16.0001	5.6966	0.6921	5524.7

Tabla 6. Puntos de funcionamiento LPT

Modelo	m^* (kg/s \cdot T ^{0.5} /MPa)	Expansion Ratio	Eff (-)	Corrected speed (rpm/K ^{0.5})	Rack Position
950 rpm	3.01628	5.66356	0.49232	7749.2	1
1200 rpm	7.42701	2.3119	0.62195	6439.56	52
1500 rpm	8.06393	2.11735	0.61498	5956.63	62
1800 rpm	10.1204	1.64711	0.50473	4705.89	89.151
2200 rpm	9.49076	1.77498	0.56865	5513.99	82

Tabla 7. Puntos de funcionamiento TGV

En el caso del turbogrupo de alta presión, los puntos de funcionamiento caen dentro de los mapas de la turbina y el compresor salvo en el caso de menor régimen de giro, el cual será difícil de ajustar. En este punto, la turbina no se puede cerrar más y entra en zona de zona choque generándose una presión demasiado elevada, mientras que el compresor se encuentra en el límite de la zona de bombeo.

Los rendimientos se encuentran comprendidos entre el 49% y 62% para la TGV y entre el 65% y 71% para el compresor de alta presión (HPC). Además, tal y como se ha mencionado anteriormente, la posición del Rack de la TGV se ha quedado en la posición 1 (cerrada) para el caso de menor régimen de giro (950 rpm), mientras que el mayor grado de apertura ha sido de 89.15 para el caso de 1800 rpm.

En lo referente al turbogrupo de baja presión, se observa como las relaciones de expansión en la turbina de geometría fija (TGF) son demasiado elevadas para la turbina empleada y ésta se encuentra trabajando en zona de choque, por lo que habrá que regular el gasto de aire trasegado por ésta, lo cual se tratará posteriormente.

En cuanto al compresor de baja presión (LPC), sus puntos caen dentro de su mapa de funcionamiento, con unos rendimientos comprendidos entre el 67% y 73% por lo que es capaz de adaptarse al funcionamiento del motor, aunque sus rendimientos variarán al modificar el funcionamiento de la TGF.

Dado que los puntos de funcionamiento de la TGF caen fuera, se optará por el uso de un baipás a dicha turbina, regulando el aire baipaseado mediante una válvula. Esto repercutiría en que se produciría una menor expansión en la turbina de baja presión, desplazándose los puntos hacia la zona de trabajo de la turbina. Con ello disminuiría el trabajo realizado por la turbina y aumentaría su rendimiento.

Además, esto provocaría un mayor trabajo en el turbogrupo de alta presión, provocando que los puntos de funcionamiento se queden más a la derecha en los mapas de funcionamiento del turbogrupo de alta presión y por lo tanto el turbogrupo trabajaría con un mayor rendimiento. Además, se evitaría que el punto de funcionamiento correspondiente al menor régimen de giro del motor (950 rpm) estuviera en el límite de la zona de bombeo, ya que este se desplazaría hacia la derecha.

En la *Figura 59* se muestra de forma esquemática el baipás en cuestión:

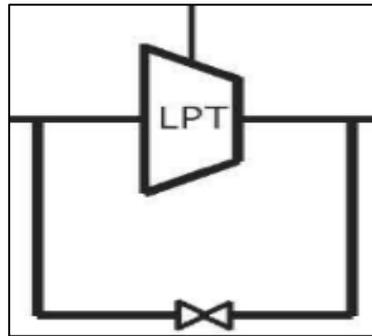


Figura 59.Baipás LPT

Finalmente, se muestra la evolución de las presiones en el motor policilíndrico:

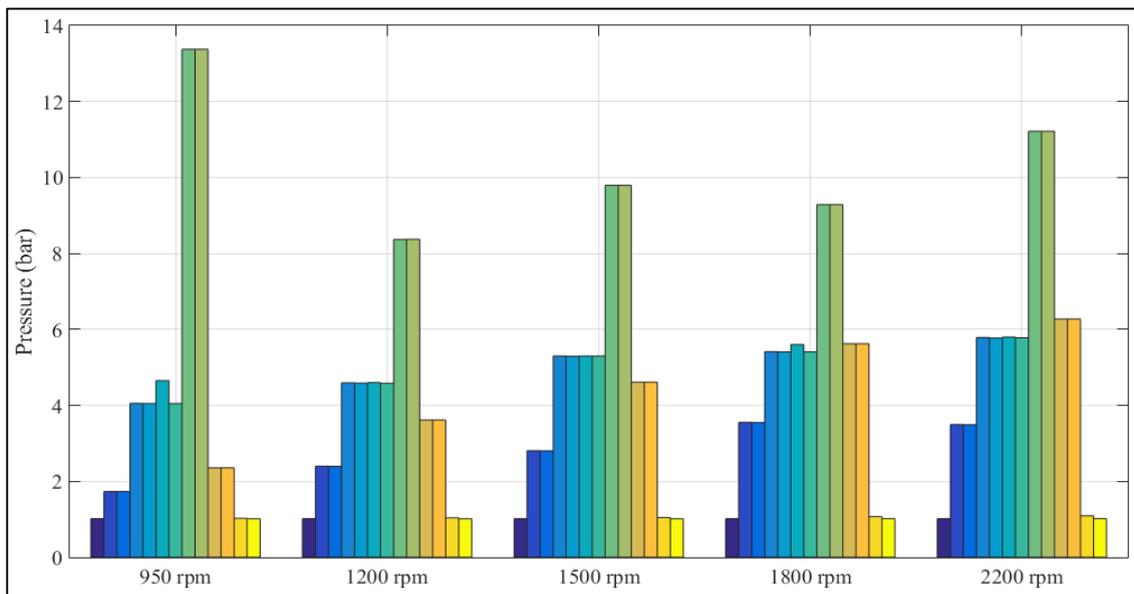
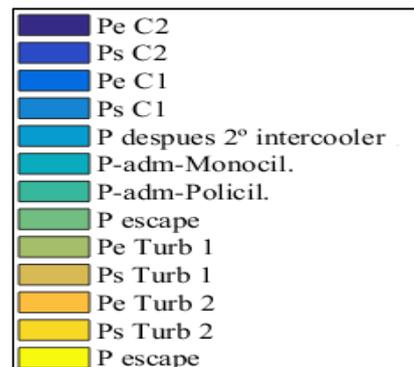


Figura 60.Evolución presiones motor policilíndrico

Las presiones mostradas corresponden a los puntos indicados en la leyenda:



Observando la evolución de presiones en el motor de la *Figura 60*, se observa que, en todos los casos, salvo en el de menor régimen de giro, los compresores dan la misma presión en el caso policilíndrico que la impuesta en el caso monocilíndrico para proporcionar el gasto de aire necesario. En el caso de menor régimen de giro, la presión de admisión es del orden de 0.5 menor a la impuesta en el caso monocilíndrico, esto es debido a que la TGV se encuentra funcionando en zona de choque provocando las elevadas presiones a la entrada de la TGV, aunque este comportamiento se corrige empleando la solución del baipás mencionada anteriormente.

5 CONCLUSIONES

Durante la realización de este trabajo se han evaluado las prestaciones y el rendimiento del software de código libre del CMT-Motores Térmicos llamado OpenWAM, tanto para modelar el comportamiento del motor como para diseñar el proceso de renovación de la carga.

El estudio se ha realizado para dos ensayos sólo con un cilindro del motor (monocilíndrico) en funcionamiento, de los cuales se han ensayado varios puntos de funcionamiento medidos en el banco de pruebas del CMT-Motores Térmicos. A partir de los datos experimentales, se han ajustado los modelos con un grado de fidelidad adecuado en cuanto a los valores obtenidos en sus principales variables y sobre todo de las que afectan al proceso de renovación de la carga, tales como gasto de aire o presiones de admisión.

Esto ha permitido hacer un diseño del proceso de renovación de la carga para el motor policilíndrico funcionando en RCCI, obteniéndose las presiones de admisión necesarias para su funcionamiento y los puntos de funcionamiento de turbinas y compresores en sus respectivos mapas de funcionamiento. Con los puntos de funcionamiento de los turbogrupos, se ha podido comprobar si éstos son válidos o en caso de no serlo, se ha podido obtener la zona de trabajo en la que deben trabajar y así determinar una estrategia de control de los turbogrupos para que trabajen en las zonas deseadas con buenos rendimientos.

6 BIBLIOGRAFÍA

- *Motores de combustión interna alternativos*, Prof. F.Payry & J.M.Desantes 2011, Editorial Reverté. Editorial UPV.

- Apuntes de la asignatura: *Máquinas térmicas*.

- Apuntes de la asignatura: *Motores térmicos*.

- Documentos de investigación:

1. Splitter, D.A., Wissink, M., DelVescovo, D., and Reitz, R.D., "RCCI Engine Operation Towards 60% Thermal Efficiency," SAE Paper 2013-01-0279, 2013.
2. Kokjohn, S.L., Hanson, R.M., Splitter, D.A., and Reitz, R.D., "Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI): A Pathway to Controlled High-Efficiency Clean Combustion," International Journal of Engine Research, Special Issue on Fuel Efficiency, Vol. 12, pp. 209-226, doi:10.1177/1468087411401548, 2011.

DOCUMENTO II • PLIEGO DE CONDICIONES

Índice PLIEGO DE CONDICIONES

1 INTRODUCCIÓN	61
2 CONDICIONES GENERALES	61
2.1 Condiciones Generales Facultativas	61
2.2 Condiciones Generales Legales	63
3 CONDICIONES PARA EL DESARROLLO DEL TRABAJO	64
3.1 Condiciones de los Equipos de Trabajo	64
3.2 Condiciones de los Programas Empleados	64
3.3 Condiciones del Puesto de Trabajo	65

1 INTRODUCCIÓN

El presente documento establece las condiciones y requerimientos de índole técnica y legal que se deben cumplir durante la ejecución del trabajo. Al tratarse de un trabajo en el que toda la información experimental se ha proporcionado de forma externa, no se incluye todo aquello referente a la instalación experimental.

Por tanto, en este documento Pliego de Condiciones se exponen las instalaciones que se han requerido para la realización del trabajo, el hardware y software, así como las condiciones que se han de cumplir en lo que se refiere al puesto de trabajo para un correcto desempeño de las tareas.

2 CONDICIONES GENERALES

2.1 Condiciones Generales Facultativas

- Promotor del trabajo.

En este trabajo se identifica como promotor al CTM-Motores Térmicos.

- Obligaciones y derechos del proyectista.

El proyectista estará sometido a una serie de obligaciones y gozará de unos derechos que se especifican a continuación.

El proyectista deberá respetar las siguientes obligaciones:

- Cumplir con la legislación vigente.
- Llevar a cabo el trabajo según las indicaciones efectuadas por el promotor del trabajo, mencionado en el apartado anterior.
- Cumplir con la normativa sobre la realización de Trabajos de Fin de Grado vigente en la escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño (ETSID) de la *Universitat Politècnica de València* (UPV).
- Respetar las leyes sobre derechos de autor.
- Consultar con el promotor del trabajo cualquier modificación de las especificaciones
- iniciales, así como proponer soluciones alternativas a los problemas que puedan surgir.
- Informar periódicamente al promotor del estado del desarrollo del trabajo.

Además, el proyectista tendrá los derechos:

- Posibilidad de pedir apoyo y consultar a la empresa proveedora de software. En este caso el propio CMT-Motores Térmicos.
- Disponer de un equipo adecuado para la realización del trabajo.
- Ser informado por el promotor sobre los derechos legales acerca del trabajo.
- Recibir soporte técnico para cualquier problema imprevisto que pueda surgir.

- Facultades del promotor del trabajo.

El promotor del trabajo tendrá las facultades que le son otorgadas por las leyes vigentes durante la realización del trabajo.

También podrá cambiar las especificaciones del trabajo siempre y cuando dicho cambio no suponga un claro perjuicio para el proyectista al alterar el trabajo ya ejecutado. Por esta razón cualquier modificación será consultada con el proyectista.

Asimismo, el promotor podrá decidir sobre los plazos de entrega del trabajo.

- Condiciones generales de la ejecución del trabajo.

El inicio del trabajo será indicado por el promotor del mismo. En caso de que surjan discrepancias sobre dicha fecha, se tomará como fecha de inicio la fecha en que el título del trabajo fue aprobado por la comisión de trabajos correspondiente.

El ritmo de los trabajos será fijado por ambas partes, siempre siguiendo las disponibilidades de tiempo justificadas por el proyectista. El plazo de entrega y las condiciones generales serán establecidos de mutuo acuerdo entre el proyectista y promotor.

- Información experimental.

Para el correcto desempeño de las tareas de desarrollo del modelo, se deberá facilitar por parte del promotor del trabajo los datos resultados de los ensayos experimentales.

- Condiciones económicas.

Las condiciones económicas están fijadas de acuerdo al documento Presupuesto.

2.2 Condiciones Generales Legales

- Marcas registradas.

El proyectista y el promotor reconocen públicamente las marcas registradas que aparezcan durante el desarrollo y ejecución del trabajo, así como los derechos de autor de la bibliografía consultada y utilizada en el desarrollo del mismo.

- Derechos de autor.

Los derechos de autor del presente proyecto son los fijados por las leyes y reglamentación vigente en la fecha de inicio del proyecto, salvo posibles correcciones legales fruto de posibles recursos que se puedan interponer ante las citadas leyes y reglamentación.

- Causas de la rescisión del proyecto.

El promotor del trabajo podrá rescindir el mismo cuando se den las siguientes circunstancias:

- Retraso excesivo no justificado en la ejecución del mismo.
- Abandono del trabajo sin causa justificada.
- Causas administrativas.
- Por mutuo acuerdo de ambas partes.

Ante posibles discrepancias se recurrirá a resolver el conflicto según la legalidad vigente.

3 CONDICIONES PARA EL DESARROLLO DEL TRABAJO

A continuación se presentan los requerimientos necesarios para el correcto desarrollo de las actividades desarrolladas en la memoria:

- Equipos de trabajo: Prácticamente la totalidad de las tareas desempeñadas en este trabajo requieren de un equipo informático tanto para efectuar el modelado y las simulaciones como para el postprocesado de datos. Para ello, el equipo empleado es un PC portátil, ya que simulación 1D no requiere de mucha potencia de cálculo.
- Programas informáticos: el software de código libre de simulación que se ha utilizado ha sido OpenWAM. En cuanto al procesado de datos, se ha empleado Microsoft Excel y Matlab.
- Puesto de trabajo: debido a que la realización del trabajo requiere de mucho tiempo seguido en la misma postura, sentado frente a la pantalla del ordenador, se deberán cumplir unas condiciones ergonómicas y de seguridad que permitan el normal desarrollo de los trabajos.
- Para la obtención de los parámetros de la combustión se ha empleado Matlab, mientras que los programas de Microsoft PowerPoint y Word han sido los utilizados para elaborar informes y presentaciones.

3.1 Condiciones de los Equipos de Trabajo

El ordenador portátil utilizado para el procesado de datos, simulaciones y el resto de tareas es un ASUS K55V con las siguientes características:

- Procesador: Intel® Core™ i7-3630QM CPU @ 2.40 GHz
- Número de procesadores: 4
- Memoria RAM instalada: 8.0 GB
- Sistema Operativo: Windows 10
- Arquitectura: 64 bits
- Tarjeta gráfica: NVIDIA GeForce 610M 2Gb

3.2 Condiciones de los Programas Empleados

En este trabajo se ha empleado el software OpenWAM desarrollado en el instituto CMT-Motores Térmicos. El resto de programas son comerciales y se han adquirido las licencias comerciales correspondientes que se han presupuestado en el documento Presupuesto.

3.3 Condiciones del Puesto de Trabajo

Para la correcta ejecución de este trabajo van a influir notablemente las condiciones de trabajo, ya que éstas afectan al rendimiento y la salud del trabajador. Es necesario disponer de un espacio de trabajo adecuado a las tareas que se van a realizar, con el objetivo de prevenir riesgos laborales, malestar, fatiga, estrés, etc.

- Ergonomía y seguridad.

La normativa que se considera en este trabajo se especifica en el Real Decreto 488/1997 del 14 de abril, además del Real Decreto 1316/1989 del 27 de octubre. En estas normativas, se recogen las exigencias sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización. En ella, el puesto de trabajo es “el constituido por un equipo con pantalla de visualización provisto, en su caso, de un teclado o dispositivo de adquisición de datos, de un programa para interconexión persona máquina, de accesorios de ofimática y de un asiento y mesa o superficie de trabajo, así como el entorno laboral inmediato”.

En este real decreto se especifican las condiciones relativas a:

- Altura y características del asiento.
- Características de la mesa y espacio de trabajo.
- Postura y referencia del usuario.
- Colocación y uso de la pantalla y teclado.

- Condiciones de protección contra incendios.

Todas las instalaciones contra incendios deben estar proyectadas, implantadas y mantenidas por empresas debidamente autorizadas por el organismo competente.

- Medidas de emergencia. Evacuación.

Se deben adoptar medidas de emergencia que permitan la evacuación del personal, definiendo y señalizando vías de escape, en el supuesto de que se declare una emergencia. Se debe informar de todas estas medidas a los empleados. Se presupone en este documento que durante el diseño de la edificación se tomaron las medidas adecuadas a este respecto.

- Instalación eléctrica.

La instalación eléctrica debe estar proyectada, puesta en marcha y mantenida por una empresa debidamente autorizada por el Ministerio de Industria y Energía o la Conserjería de Industria competente de la Comunidad Autónoma donde esté situado el lugar de trabajo.

- Condiciones termohigrométricas.

La condición de bienestar o confort térmico depende de cada individuo, aunque depende de factores como la temperatura, humedad, etc. Estas magnitudes están fijadas en el Real Decreto 488/1997 citado anteriormente.

- Iluminación.

La iluminación puede ser natural o artificial, siendo más recomendable esta última. Su principal inconveniente es su variación estacional, por lo que debe complementarse con fuentes lumínicas artificiales.

- Ruido.

En el real decreto 1316/1989 del 27 de octubre se establece que se debe evaluar la exposición de los trabajadores al ruido y aplicar las medidas necesarias para no superar los límites establecidos en esta norma. Normalmente en los lugares en los que se desarrollan las tareas de este proyecto no suelen existir altos niveles sonoros.

DOCUMENTO III•PRESUPUESTO

Índice PRESUPUESTO

1 DESCRIPCIÓN GENERAL	69
1.1 Introducción	69
1.2 Relación de Actividades	69
1.3 Descripción de los Recursos	70
1.3.1 Descripción del coste de la mano de obra	70
1.3.2 Descripción del coste de los recursos materiales	70
2 PRESUPUESTOS.....	71
2.1 Presupuestos Parciales	71
2.2 Presupuesto Global	72

1 DESCRIPCIÓN GENERAL

1.1 Introducción

En este documento se expone el coste de ejecución de la realización de este trabajo de desarrollo, diseño e investigación de un modelo termofluidodinámico de un motor con doble turbosobrealimentación para el control del proceso de renovación de la carga. Por tanto, se trata de un documento que detalla la inversión necesaria para llevar a cabo las actividades que comprenden el trabajo.

A tratarse de un trabajo de modelado y simulación por ordenador, la mayor parte del presupuesto está destinado a cubrir los costes asociados al gasto de personal dedicado al trabajo, así como los costes de las licencias de software informático. Así, los costes de material o la amortización de equipos y sistemas auxiliares, son en este caso prácticamente nulos.

Antes de desglosar el presupuesto, se presenta una descripción de las actividades que constituyen el trabajo y la tarea realizada en cada uno de ellos. Seguidamente, se exponen los presupuestos parciales y el presupuesto global.

1.2 Relación de Actividades

A continuación, se resumen las actividades requeridas para la realización del proyecto.

- Actividad 1. Clasificación y ordenación de la información disponible.

Análisis y clasificación de la información disponible, incluyendo tanto la familiarización con el software de simulación empleado como con la información experimental proporcionada por el banco de pruebas del CMT-Motores Térmicos.

- Actividad 2. Ajuste del modelo.

El objetivo de esta actividad es implementar y ajustar cada uno de los submodelos que comprenden el modelo a la información experimental, como son: modelo de la combustión, transmisión de calor, sistema biturbo, etc. Es por esto que esta actividad requiere de muchos recursos tanto de tiempo invertido como de mano de obra.

- Actividad 3. Validación del modelo.

Una vez realizado el modelo, para darlo por válido es necesario realizar un estudio para diferentes puntos de funcionamiento en el que se comparan los resultados de la simulación con los datos obtenidos experimentalmente. Para ello, se comparan las variables más relevantes como son temperaturas, presiones o flujo de aire en los puntos de funcionamiento más importantes del motor.

- Actividad 4. Diseño del proceso de renovación de la carga.

Una vez validados los modelos monocilíndricos en cuanto a sus variables de funcionamiento más importantes, se ha diseñado en proceso de renovación de la carga para el motor equivalente policilíndrico, obteniéndose los puntos de funcionamiento del sistema biturbo, caracterizado en los mapas modelo empleados, permitiendo así la selección de los turbogrupos que se adapten a las condiciones de funcionamiento para los puntos de funcionamiento del motor estudiados. Estas variables contemplan regímenes de giro de los turbogrupos, así como presiones de admisión necesarias y posición de la TGV. Además, se ha regulado un sistema EGR para adaptar el consumo de aire fresco obtenidos en los ensayos experimentales.

- Actividad 5. Elaboración de informes.

Se deberá realizar un informe donde quede constado en trabajo llevado a cabo durante la realización del Trabajo de Fin de Grado.

1.3 Descripción de los Recursos

Los recursos utilizados se pueden clasificar en:

- Recursos humanos: para este trabajo se cuenta con un técnico, autor del presente documento y un director de proyecto.
- Recursos materiales: se contemplan los equipos informáticos y las licencias de software empleados. Aunque el software principal para su elaboración es gratuito (OpenWAM), se han tenido en cuenta en el Presupuesto el resto de programas empleados.

1.3.1 Descripción del coste de la mano de obra

Este coste se debe al gasto de personal dedicado al proyecto, valorado en €/h. Los datos necesarios para los cálculos aquí descritos, han sido extraídos del manual de procedimiento para la contratación de personal del instituto de investigación CMT aportados por el jefe de personal y gerente del mismo.

1.3.2 Descripción del coste de los recursos materiales

En este apartado se incluyen los equipos informáticos y las licencias de software. El coste de los equipos informáticos se establece teniendo en cuenta su valor de adquisición, mientras que las licencias que se han utilizado tienen validez por un año y el coste que figura es precisamente el de la licencia anual valorada en euros (€).

2 PRESUPUESTOS

2.1 Presupuestos Parciales

A continuación, se muestra el presupuesto parcial dividido en las diferentes actividades o unidades de obra en las que se ha dividido en trabajo.

Mano de obra				
Unidad de obra	Descripción	Unidades (h)	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Activ. 1	Director de proyecto	5	63	315
	Técnico	10	44.58	445.8
Activ. 2	Director de proyecto	8	63	504
	Técnico	100	44.58	4458
Activ. 3	Director de proyecto	9	63	567
	Técnico	90	44.58	4012.2
Activ. 4	Director de proyecto	8	63	504
	Técnico	60	44.58	2674.8
Activ. 5	Director de proyecto	3	63	189
	Técnico	55	44.58	2451.9
TOTAL:				16121.7
Recursos materiales				
Unidad de obra	Descripción	Unidades	Coste unitario (€)	Importe (€)
Material 1	Licencia Microsoft Office 365 Universitarios	1	20	20
Material 2	Licencia Matlab	1	1000	1000
Material 3	Equipo informático	1	950	950
TOTAL:				1970

Tabla 8.Presupuesto Parcial

2.2 Presupuesto Global

Por último, se presenta el coste total del proyecto, como suma de cada una de las actividades realizadas y de los recursos materiales empleados. Para ello, se ha estimado unos gastos generales del 12 % y un 7 % de beneficio industrial sobre el presupuesto de ejecución material.

Descripción	Importe (€)
Mano de Obra	16121.7
Recursos Materiales	1970
Presupuesto Ejecución Material	18091.7
Gastos Generales (12 %)	2171.00
Beneficio Industrial (7 %)	1266.42
Presupuesto de Ejecución por Contrata	21529.12
IVA (21 %)	4521.12
TOTAL	26050.24

Tabla 9.Presupuesto Global

Asciende el presupuesto global del trabajo a la cantidad de VEINTISEIS MIL CINCUENTA EUROS CON VEINTICUATRO CÉNTIMOS