



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA


ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Aeroespacial y Diseño Industrial

Desarrollo de un novedoso modelo de combustión de motores de encendido provocado para la reproducción de ciclos estándar. Aplicación a un motor monocilíndrico de automoción de 454 cc..

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Nicolau Mesquida, Sergi

Tutor/a: López Sánchez, José Javier

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial

Universitat Politècnica de València

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Aeroespacial y Diseño Industrial

**Desarrollo de un novedoso modelo de
combustión de motores de encendido
provocado para la reproducción de ciclos
estándar aplicado a un motor mono
cilíndrico de automoción de 454 CC.**

Alumno: Sergi Nicolau Mesquida

Tutor: José Javier López Sánchez

Grado en Ingeniería Mecánica

Curso Académico: 2023-2024

Fecha: Valencia, 2024

Resumen

En la actualidad los motores pueden modelarse de distintas maneras, de entre las cuales las más extendidas son los modelos 1D y los 3D. Un ejemplo de este último y el cual su uso está muy extendido es el CFD. La mayor diferencia entre estos dos es el tiempo de cálculo, siendo menor el de los 1D frente a los 3D a costa de tener menor precisión. Por este menor tiempo de cálculo Miguel Monserrat empezó a desarrollar un simulador 1D para los motores de encendido provocado pero por falta de tiempo no llegó a concluirlo, es por esto que el presente trabajo consiste en contribuir al desarrollo y la validación de un programa escrito en MATLAB que sea capaz de modelar la combustión, de predecir la ley de liberación de calor y la evolución de la presión en el cilindro para cualquier punto de operación en este tipo de motores. El proyecto empieza con la adaptación del código a los nuevos datos obtenidos mediante la herramienta CALMEC, que proporciona la ley de liberación de calor a partir de la presión cilindro medida experimentalmente, ya que estos presentan una mayor precisión que los utilizados anteriormente, y permitirán desarrollar un modelo del simulador que sea capaz de devolver parámetros fiables y con el menor error e incertidumbre posibles. De esta forma, una vez adaptado y corregido el programa, se pasará al desarrollo del patrón representativo del área efectiva del frente de llama del motor a partir de una base de datos experimental de leyes de combustión en diferentes condiciones de operación, el cual nos permitirá predecir la presión durante la combustión. Finalmente esta predicción de la presión será comparada con una presión de referencia (denominada presión teórica) que nos permitirá validar y ver la precisión del simulador que se ha conseguido desarrollar.

Palabras clave

Motor de Encendido Provocado (MEP), área efectiva del frente de llama, predicción de la presión, CALMEC, cámara de combustión.

Resum

Actualment, els motors es poden modelar de diferents maneres, entre les quals els més estesos són els models 1D i els 3D. Un exemple d'aquest últim i el qual el seu ús està molt estès és el CFD. La principal diferència entre aquests dos és el temps de càlcul, sent menor el dels 1D en comparació amb els 3D a costa de tenir menor precisió. Per aquest menor temps de càlcul, Miguel Monserrat va començar a desenvolupar un simulador 1D per als motors d'encesa provocada però per falta de temps no va arribar a concloure'l. És per això que el present treball consisteix a contribuir al desenvolupament i la validació d'un programa escrit en MATLAB que sigui capaç de modelar la combustió, predir la llei de lliberació de calor i l'evolució de la pressió en el cilindre per a qualsevol punt d'operació en aquest tipus de motors. El projecte comença amb l'adaptació del codi a les noves dades obtingudes mitjançant l'eina CALMEC, que proporciona la llei de lliberació de calor a partir de la pressió al cilindre mesurada experimentalment, ja que aquestes presenten una major precisió que les utilitzades anteriorment, i permetran desenvolupar un model del simulador capaç de retornar paràmetres fiables i amb el menor error i incertesa possibles. D'aquesta manera, una vegada adaptat i corregit el programa, es passarà al desenvolupament del patró representatiu de l'àrea efectiva del front de flama del motor a partir d'una base de dades experimental de lleis de combustió en diferents condicions d'operació, la qual cosa ens permetrà predir la pressió durant la combustió. Finalment, aquesta predicció de la pressió serà comparada amb una pressió de referència (denominada pressió teòrica) que ens permetrà validar i veure la precisió del simulador que s'ha aconseguit desenvolupar.

Paraules Clau

Motor d'Encesa Provocada (MEP), àrea efectiva del front de flama, predicció de la pressió, CALMEC, cambra de combustió.

Abstract

Currently, engines can be modeled in various ways, with the most common being 1D and 3D models. An example of the latter, whose use is widespread, is CFD. The main difference between these two is the calculation time, which is shorter for 1D models compared to 3D models at the expense of lower precision. Due to this shorter calculation time, Miguel Monserrat started developing a 1D simulator for spark-ignition engines but could not complete it due to lack of time. Therefore, the present work aims to contribute to the development and validation of a MATLAB program capable of modeling combustion, predicting the heat release rate, and the pressure evolution in the cylinder for any operating point in this type of engine. The project begins with the adaptation of the code to new data obtained through the CALMEC tool, which provides the heat release rate from experimentally measured cylinder pressure. These new data are more accurate than those previously used and will allow for the development of a simulator model capable of returning reliable parameters with minimal error and uncertainty. Thus, once the program is adapted and corrected, the next step will be the development of a representative pattern of the effective flame front area of the engine from an experimental database of combustion laws under different operating conditions, which will enable us to predict the pressure during combustion. Finally, this pressure prediction will be compared with a reference pressure (referred to as theoretical pressure) that will allow us to validate and assess the accuracy of the developed simulator.

Key Words

Spark-Ignition Engine (SIE), effective flame front area, pressure prediction, CALMEC, combustion chamber.



Agradecimientos

Quiero agradecer sobre todo al Dr. J. Javier López Sánchez por darme la oportunidad de poder participar en este proyecto y por toda la ayuda y conocimientos que me ha brindado. Gracias a él he aprendido en más profundidad sobre los motores de automoción, materia en la que estoy muy interesado y me ha ayudado a crecer como futuro ingeniero.

También quiero agradecer a mis padres y amigos por haberme apoyado y ayudado a conseguir hasta la fecha mi mayor logro académico y personal, graduarme en ingeniería mecánica, un sueño que tenía desde los 3 años al decir que quería ser mecánico y quería construir y diseñar coches.



ÍNDICE DE CONTENIDOS

I MEMORIA

1.	Introducción.....	10
1.1	Contextualización y marco de desarrollo del proyecto	10
1.2	Problemática a resolver	10
1.3	Estructura del trabajo	11
2.	Objetivos.....	11
3.	Marco teórico	12
3.1	El motor de encendido provocado (MEP) de cuatro tiempos (4T)	12
3.2	Combustión dentro del cilindro	14
3.2.1	Ley de Liberación de calor	14
3.2.2	Fases de la combustión	17
3.2.3	Velocidad de combustión	18
3.2.4	Superficie del frente de llama	21
3.2.5	Parámetros que afectan a la velocidad de combustión	21
3.2.6	Dispersión cíclica	23
4.	Herramientas utilizadas	25
4.1	Herramienta CALMEC	25
4.2	Datos Técnicos del motor utilizado	25
5.	Metodología y desarrollo del modelo	27
5.1	Antecedentes.....	27
5.2	Simplificaciones y conceptos previos	28
5.3	Ajuste de la ley de liberación de calor.....	29
5.4	Aspectos termodinámicos y geométricos.....	32
5.5	Cálculo de la presión teórica	34
5.6	Cálculo del área efectiva	36
5.7	Ajuste del área efectiva y cálculo del patrón	39
5.8	Cálculo de la predicción de la presión.....	46
5.9	Resultados.....	48
5.10	Problemas afrontados en el desarrollo del modelo	51
6.	Conclusiones	52
7.	Trabajos futuros	52



8. Bibliografía	53
-----------------------	----

II PRESUPUESTO

1. Presupuesto	55
1.1 Desarrollo del código	55
1.2 Reuniones para el seguimiento del proyecto	55
1.3 Presupuesto total.....	56

III ANEXOS

1. Anexo 1	58
2. Anexo 2	67
3. Anexo 3	68
4. Anexo 4	69
5. Anexo 5	75

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.1. Elementos fundamentales y funcionamiento de un MEP. Fuente [4].....	12
Figura 3.2. Fases de la combustión y Diagrama PV. Fuente [4].....	13
Figura 3.2. Tipos de sobrealimentación en MCIA. Fuente [5]	14
Figura 3.3. Fases de la Combustión. Fuente [9].	18
Figura 3.4. La imagen de la izquierda representa el frente de llama ensanchado por torbellinos de escala espacial menor que δ , y la imagen de la derecha representa el frente de llama arrugado por torbellinos de escala espacial mayor que δ . Fuente [2].	19
Figura 3.5. Frente de llama en el interior del cilindro de un MEP. Fuente [5].	20
Figura 3.6. Representación gráfica de la comparación entre dos procesos a distinta carga de la cantidad de gases residuales y gases frescos que se hayan dentro del cilindro antes de la combustión. Fuente [5].	22
Figura 3.7. Variación del ángulo total de la duración de la combustión al variar el dosado relativo en un MEP. Fuente [5].	22
Figura 3.8. Dispersión cíclica de la HRL (Ley de liberación de calor).....	23
Figura 3.9. Dispersión cíclica de la HRR (Tasa de liberación de calor).	23
Figura 3.10. Dispersión cíclica de la presión.	24
Figura 5.1. Puntos de operación utilizados en los ensayos para obtener el patrón del área efectiva.	29
Figura 5.2. Error presente en la HRL de un ensayo trabajando en el punto de operación 3000 rpm a 4 bar.	30
Figura 5.3. Comparación entre la HRL de un mismo ciclo antes y después de ajustarse a la función de Wiebe.....	31
Figura 5.4. Áreas efectivas y área efectiva media para los 107 ensayos correspondientes al punto de operación a 4 Bar y 3000 revoluciones.	39
Figura 5.5. Áreas efectivas y área efectiva media para los 107 ensayos correspondientes al punto de operación a 4 Bar y 3000 revoluciones sin todas las áreas donde Simplex diverge.	40
Figura 5.6. Diferentes casos donde las áreas efectivas no convergen con la media.	41
Figura 5.7. Áreas efectivas ajustadas entre HRL=0,1-0,8 para el caso 3000rpm a 4Bar. ..	41
Figura 5.8. Áreas efectivas ajustadas en todo el espectro del HRL para el caso 3000rpm a 4Bar.	42
Figura 5.9. Comparación del punto de operación 3000rpm a 4Bar, a la izquierda el punto sin ajustar y a la derecha el punto ajustado.....	42
Figura 5.10. Comparación del punto de operación 3000rpm a 11Bar, a la izquierda el punto sin ajustar y a la derecha el punto ajustado.	43

Figura 5.11. Comparación del punto de operación 5000rpm a 11Bar, a la izquierda el punto sin ajustar y a la derecha el punto ajustado.	43
Figura 5.12. Comparación entre los valores del parámetro CALMEC antes y después de ajustar las áreas efectivas del frente de llama.....	44
Figura 5.13. Comparación entre los valores de la temperatura al cierre de la válvula de admisión antes y después de ajustar las áreas efectivas del frente de llama.	44
Figura 5.14. Valor del patrón en comparación de las medias de las áreas efectivas del frente de llama de los distintos puntos de operación.	45
Figura 5.15. Valor del patrón (verde) en comparación de todas las áreas efectivas del frente de llama de los distintos puntos de operación.	45
Figura 5.16. Presiones predichas para 3000rev a 4Bar	48
Figura 5.17. Presiones predichas para 3000rev a 11Bar	48
Figura 5.18. Presiones predichas para 5000rev a 11Bar	49
Figura 5.19. Comparación entre la presión predicha y la teórica.	49
Figura 5.20. Comparación entre la presión predicha y la teórica con menor precisión. ...	50
Figura 5.21. Error presente en la predicción, a la izquierda en Pascales y a la comparación entre las presiones predichas y las teóricas.....	50
Figura 5.22. Divergencia de presiones entre la presión teórica y la presión predicha.	51
Figura 5.23. Corrección de las presiones.	52

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1. Especificaciones técnicas del motor ensayado. Fuente [2]	26
---	----



I MEMORIA

1. Introducción

1.1 Contextualización y marco de desarrollo del proyecto

En la actualidad, en el mundo de la automoción, existen distintas vías de modelado (simulación) de Motores de Combustión Interna Alternativos (MCI). Dependiendo del nivel de detalle y precisión que se quiera obtener se realizará un tipo de modelado u otro, siendo los métodos de modelado más utilizados los siguientes:

- Modelos 0D: Describen la combustión del combustible inyectado basándose en relaciones semi-empíricas y en las leyes de la termodinámica. Los valores simulados son predichos en función de la configuración del modelo, no parten de ninguna tabla [1].
- Modelos 1D: Estos modelos dividen la cámara de combustión en diversas zonas resolviendo las ecuaciones en función del tiempo. Su nivel de precisión y complejidad es superior al de los modelos 0D, no obstante no son tan precisos como los modelos 3D [1].
- Modelos 3D: Estos modelos se encuentran basados en la mecánica de fluidos computacional (CFD), son los más sofisticados y su nivel de precisión, detalle y complejidad es superior a los modelos anteriores [1].

En este trabajo se contribuirá al desarrollo de un modelo 1D, ya que estos poseen una mayor velocidad de cálculo que su contraparte 3D, permitiéndonos así poder trabajar con una mayor cantidad de ensayos y poder reproducir múltiples condiciones de funcionamiento en un menor tiempo.

El origen de este proyecto nace ante la necesidad de desarrollar un modelo para los Motores de Encendido Provocado (MEP), debido a que el *Clean Mobility & Thermofluids* (CMT) posee uno, pero para Motores de Encendido por Compresión (MEC). El desarrollo de este simulador para MEP permitirá al departamento optimizar y encontrar los mejores puntos de operación para este otro tipo de motores.

1.2 Problemática a resolver

El presente trabajo pretende contribuir, arreglar y desarrollar el modelo que confeccionó en una primera estancia Miguel Monserrat [2], atacando todos aquellos errores, imprecisiones de cálculo y fallos en la predicción de los parámetros característicos del motor que presenta su modelo. Todo esto es posible gracias a la disposición de una información más precisa sobre los distintos parámetros que se obtienen en laboratorio a la hora de ensayar el motor mono cilíndrico de estudio utilizando la herramienta CALMEC.

1.3 Estructura del trabajo

En este trabajo se ha seguido una estructura bien definida. Después de la introducción, pasamos a la explicación de los objetivos que detallan las metas generales y específicas del estudio. A continuación, el marco teórico expone los conceptos y teorías fundamentales necesarios para entender cómo funciona un MCIA y cómo se realiza la combustión dentro de este. Se describen las herramientas utilizadas, incluyendo el software y el motor utilizado para obtener los datos de los ensayos, y se detalla la metodología y desarrollo del modelo, explicando los pasos y técnicas empleadas para obtener el modelo predictivo de la presión. Finalmente el trabajo termina con las conclusiones, trabajos futuros a realizar para seguir mejorando el modelo, el presupuesto y los anexos.

2. Objetivos

El objetivo principal que se persigue en este trabajo de fin de grado es contribuir, corregir y desarrollar el programa existente de modelado de la combustión en motores de encendido provocado para reproducir ciclos estándar, consiguiendo así predecir la presión dentro del cilindro del motor a partir de un área efectiva del frente de llama patrón.

Otros objetivos que se pretenden conseguir son:

- Corregir el código actual y adaptarlo a los nuevos parámetros CALMEC obtenidos a la hora de ensayar en laboratorio un motor mono cilíndrico de 454CC destinado a la investigación.
- Normalizar el modelo predictivo de forma que el usuario pueda introducir las características geométricas de su motor, consiguiendo de esta forma que nuestro modelo no este ligado a solo poder predecir un solo motor.
- Ajustar todas aquellas áreas efectivas de un mismo ensayo que presenten divergencia a las demás.
- Ajustar todos aquellos parámetros de entrada que están sometidos a las incertidumbres de sus aparatos de medida, como pueden ser la temperatura y masa al cierre de la admisión, entre otros.
- Crear un área efectiva patrón que sea capaz de reproducir la combustión a partir de la información obtenida de los nuevos ensayos procedentes de la herramienta CALMEC.

3. Marco teórico

Antes de indagar en el funcionamiento del modelo es necesario tener claro el tipo de motor con el que trabajaremos, su funcionamiento y sus características. También es necesario conocer los conceptos fundamentales que intervienen y condicionan el proceso de la combustión.

3.1 El motor de encendido provocado (MEP) de cuatro tiempos (4T)

Los MCIAs se componen de un conjunto de elementos mecánicos que mediante el desplazamiento lineal de un émbolo permiten obtener energía mecánica (trabajo) a partir de la energía térmica que posee un fluido que circula por él, en este caso la gasolina, energía térmica que ha sido obtenida mediante un proceso de combustión interna, que al explosionar libera calor [3]. Véase la figura 3.1

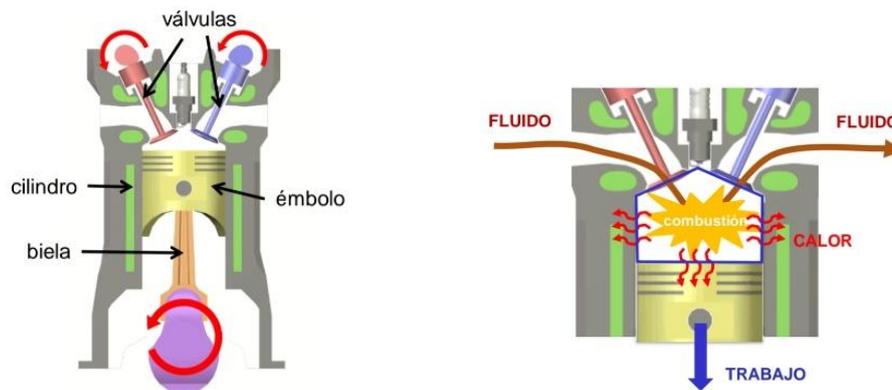


Figura 3.1. Elementos fundamentales y funcionamiento de un MEP. Fuente [4].

Los motores alternativos de cuatro tiempos (4T) son aquellos en los que un único ciclo de trabajo se completa en dos vueltas de cigüeñal, o en otras palabras, en cuatro carreras de émbolo, de aquí proviene la denominación de este tipo de motores.

Las fases de funcionamiento de un MCIAs de 4T son. Véase la figura 3.2:

- Admisión (1ª carrera): en esta fase las válvulas de admisión se encuentran abiertas mientras que las de escape están cerradas, desplazándose el émbolo desde el punto muerto superior (PMS) hacia el punto muerto inferior (PMI). Generando en el interior del cilindro una depresión suficiente que permite la aspiración de gases a través del conducto de admisión. Siendo estos gases una mezcla de aire, combustible y EGR si lo requiere la situación. El EGR consiste en la recirculación de los gases de escape a la admisión con el fin de disminuir las emisiones contaminantes. Cuando el émbolo llega al PMI se cierran las válvulas de admisión e inicia la siguiente fase [5].

- Compresión (2ª carrera): al encontrarse las válvulas de admisión y escape cerradas el émbolo se desplaza desde el PMI hasta el PMS, comprimiendo a su paso la mezcla contenida en la cámara. Al acercarse al PMS se produce el salto de la chispa ocasionándose así la combustión [5].
- Combustión-Expansión (3ª carrera): en esta carrera es donde se obtiene el trabajo, esto se debe a un aumento de la presión de los gases contenidos en el cilindro que empujan al émbolo desde el PMS hasta el PMI [5].
- Escape (4ª carrera): al llegar al PMI se abre la válvula de escape y el émbolo empieza a desplazarse hacia el PMS, expulsando a su paso los gases quemados hacia el exterior del pistón. Al llegar al PMS se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión iniciándose así un ciclo nuevo [5].

Las fases de admisión y escape constituyen la renovación de la carga, consumiendo energía, encontrándose dentro del ciclo de bombeo en el diagrama PV (presión-volumen). Mientras que la compresión y la combustión se encuentran dentro del área que encierra el bucle de trabajo.

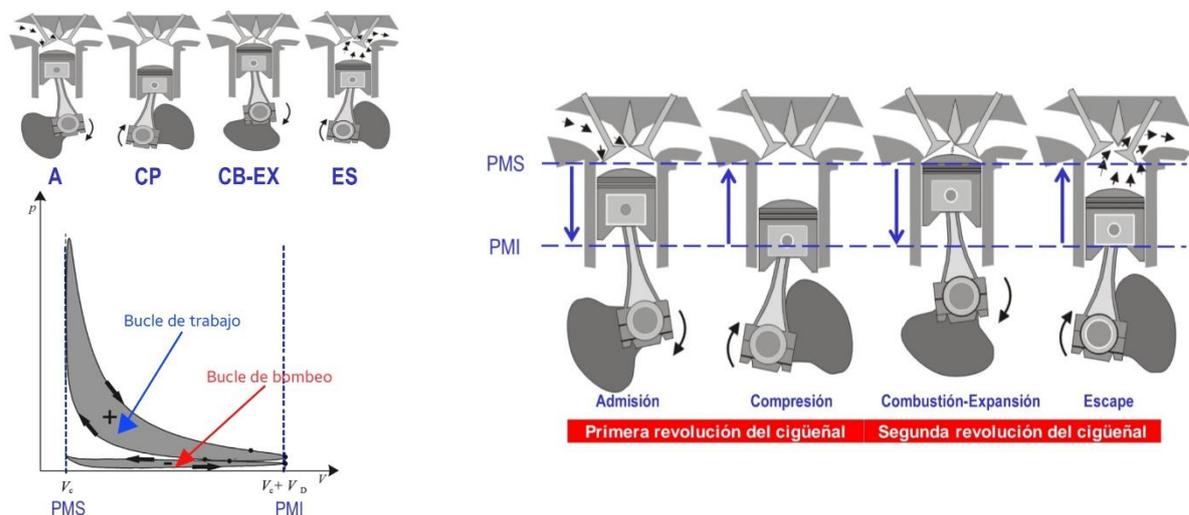


Figura 3.2. Fases de la combustión y Diagrama PV. Fuente [4].

Al estar hablando de motores de encendido provocado esta combustión se produce mediante el aporte de energía externa al ciclo termodinámico, en los motores modernos se consigue al hacer saltar una chispa entre los electrodos de una bujía. El instante en el que se haga saltar la chispa determinará la eficiencia de la combustión, cuanto más adecuado sea este el proceso de combustión será lo más eficiente posible, maximizando el trabajo producido al hacerla saltar antes del final de la carrera de compresión con el objetivo de alcanzar la presión máxima en la cámara de combustión después del PMS [5].

Estos motores y en general los motores de combustión interna alternativos presentan una fuga muy típica denominada *blow-by*, esta se entiende como el volumen de gases que escapan a través de las piezas con movimiento relativo entre ellas. En un motor térmico, estas fugas pueden ocurrir entre los segmentos del pistón y la camisa, o a través de las

guías de válvulas. Esto genera un deterioro en las propiedades del aceite y una pérdida de trabajo útil [6].

Finalmente otro aspecto que cabe mencionar de este tipo de motores es su capacidad de sobrealimentarlos mediante el uso o bien de turbocompresores o compresores, véase la figura 3.3. En estos motores se utiliza uno de estos dos componentes mencionados anteriormente para aumentar la presión de admisión por encima de la atmosférica, forzando así la entrada de gases frescos al cilindro. El objetivo principal es el de aumentar la densidad del aire en el colector de admisión, de forma que se consigue o bien quemar una mayor cantidad de combustible o bien quemar la misma cantidad pero en mejores condiciones. Logrando así un aumento en la potencia del motor o en su rendimiento (mejoras de rendimiento significan disminuciones en el consumo de combustible) [5].

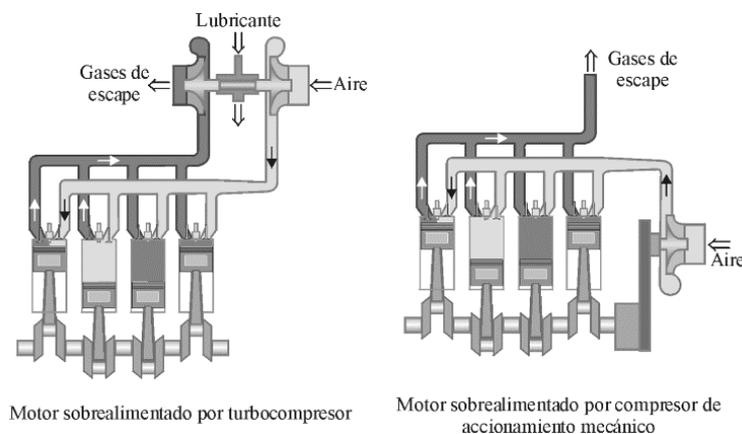


Figura 3.2. Tipos de sobrealimentación en MCI. Fuente [5]

3.2 Combustión dentro del cilindro

Como se ha comentado anteriormente la combustión se produce justo después de saltar la chispa de la bujía, entre el PMS y el PMI. Esta combustión es premezclada, es decir se quema una mezcla de aire y combustible evaporada homogéneamente, ya que sus procesos de formación y combustión están lo suficientemente separados dentro del ciclo. La combustión está sustentada por un frente de llama cuya velocidad de propagación es del orden de la velocidad lineal media del pistón, comparada con la velocidad del sonido esta es muy baja, tratándose por lo tanto de una deflagración. Es por esto que a la hora de modelar la combustión se distinguen dos zonas, la de quemados y no quemados, estando estas dos separadas por el frente de llama. A continuación se explicarán diferentes conceptos teóricos que intervienen en este proceso.

3.2.1 Ley de Liberación de calor

El proceso de combustión se estudia mediante la evolución de la ley de la liberación de calor, aunque esta no entra dentro del estudio de este trabajo, ya que nos la proporciona la herramienta de cálculo CALMEC, es conveniente entender esta parte de la termodinámica. Esta ley es referida como *Heat Release Law* (HRL) y su *derivada Heat*

Release Rate (HRR). Para explicar este concepto nos basaremos en la aplicación del primer principio de la termodinámica en la cámara de combustión. Estableciendo antes las siguientes hipótesis básicas [7]:

- Consideraremos una única zona en la cámara de combustión
- Se considerará que la cámara es un sistema abierto, para tener en cuenta la inyección de combustible y fugas por *blow-by*.
- Se tendrán en cuenta tres especies: aire, *fuel* y productos quemados estequiométricamente.
- Consideraremos el comportamiento de gas ideal.

Partiendo de la hipótesis mencionada anteriormente donde se supone que la cámara es un sistema abierto, a esta se le aplicará el primer principio, quedando así la ecuación:

$$dU_c = -dQ + dW + h_{f,iny} \cdot dm_{f,iny} - h_c \cdot dm_{bb}$$

↓

(3.1)

$$dU_c = -dQ - p \cdot dV + h_{f,iny} \cdot dm_{f,iny} - h_c \cdot dm_{bb}$$

Donde dU_c es la variación de la energía interna de la cámara, dQ la variación de calor transmitida a las paredes, dW el trabajo producido, que este puede ser sustituido por la p que representa la presión dentro de la cámara multiplicada por dV el diferencial de volumen, $h_{f,iny}$ es el término asociado a la entalpía del combustible inyectado multiplicada por $dm_{f,iny}$ que representa el diferencial de masa de este, y finalmente h_c es la entalpía de la cámara de combustión multiplicada por dm_{bb} que es el diferencial de masa de pérdidas por *blow-by*.

A esta ecuación se le puede aplicar una simplificación donde se supone que el proceso de evaporación y calentamiento son instantáneos quedándose la expresión de la siguiente forma:

$$dU_c = -dQ - p \cdot dV + h_{f,iny} \cdot dm_{f,ev} - h_c \cdot dm_{bb}$$
(3.2)

Donde se sustituye la masa inyectada $dm_{f,iny}$ por $dm_{f,ev}$ la masa de combustible evaporada.

Centrándonos en el primer término de la ecuación 3.2, dU_c , la variación de la energía interna total de la cámara puede expresarse como una variación de la energía interna sensible, es decir debido a la variación de la temperatura, y como una variación de la energía interna por cambio en la composición en la cámara. Quedando por lo tanto el término dU_c de la siguiente manera:

$$dU_c = m_c \cdot c_{v,c} \cdot dT + dm_a \cdot u_a + dm_{f,g} \cdot u_{f,g} + dm_q \cdot u_q$$
(3.3)

Siendo m_c la masa dentro de la cámara, $c_{v,c}$ el calor a volumen constante de la cámara, dT la variación de la temperatura, dm_a el diferencial de masa de aire, u_a la velocidad del aire en la cámara, $dm_{f,g}$ el diferencial de masa de fuel, $u_{f,g}$ la velocidad del fuel en la cámara de combustión, dm_q el diferencial de masa quemada y u_q la velocidad de los quemados en el cilindro.

Los diferenciales de las masas de la ecuación 3.3 varían en función de cuanta cantidad se queman de estas dentro de la cámara de combustión y de cuanto se pierden debido a *blow-by*:

$$\begin{aligned} dm_a &= -dm_a - Y_a \cdot dm_{bb} \\ dm_{f,g} &= dm_{f,ev} - dm_{f,q} - Y_{f,g} \cdot dm_{bb} \\ dm_q &= dm_{a,q} + dm_{f,q} - Y_q \cdot dm_{bb} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Siendo Y_a , $Y_{f,g}$, Y_q las fracciones másicas de aire, de fuel y de quemados respectivamente. Al sustituir los términos de las ecuaciones indicadas en 3.4 a la ecuación 3.3 y 3.1 y simplificar, nos permite obtener la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \left[u_q - \frac{u_a + u_{f,g} \cdot F_e}{F_e + 1} \right] \cdot (dm_q + Y_q \cdot dm_{bb}) = \\ -m_c \cdot c_{v,c} \cdot dT - dQ - p \cdot dV + (h_{f,in} - u_{f,g}) dm_{f,ev} - R_c \cdot T_c \cdot dm_{bb} \\ \Downarrow \\ HRL = m_c \cdot c_{v,c} \cdot dT + dQ + p \cdot dV - (h_{f,in} - u_{f,g}) dm_{f,ev} + R_c \cdot T_c \cdot dm_{bb} \\ \Downarrow \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$HRL = \boxed{m_c \cdot c_{v,c} \cdot dT} + \boxed{dQ} + \boxed{p \cdot dV} - \boxed{(h_{f,in} - u_{f,g}) dm_{f,ev}} + \boxed{R_c \cdot T_c \cdot dm_{bb}}$$

↓
↓
↓
↓
↓

Energía interna sensible
Calor transmitido a las paredes
Trabajo
Trabajo de flujo, calentamiento y evaporación
Pérdida por blow-by

Siendo R_c la constante de los gases en la cámara de combustión y T_c la temperatura en la cámara de combustión. Quedando por lo tanto la ley de liberación de calor como una balance entre la energía interna sensible, el calor transmitido a las paredes, el trabajo generado, el trabajo de flujo, calentamiento y evaporación y las pérdidas por *blow-by*.

A partir de esta ley se pueden obtener distintos parámetros como la HRR, las fases de la combustión, entre otros. La HRL depende de distintos factores que afectan a la combustión como el tipo de combustible utilizado, la masa atrapada dentro del cilindro, la temperatura y presión de carga, el dosado, el efecto de la turbulencia, la mezcla de la dilución, el diseño de la cámara de combustión y si la mezcla es homogénea. Todas estas

variables afectan al rendimiento de la combustión, y su caracterización puede ayudar a poder realizar un análisis más completo de la combustión [8].

Cabe remarcar que más adelante volverán a salir las ecuaciones de la HRL y su derivada, pero estas aparecerán expresadas de forma más simplificada gracias a la obtención de los datos mediante la herramienta CALMEC, la cual nos facilitará y simplificará la forma de calcular estas dos variables y poder ajustarlas a una función de Wiebe para poder corregir imprecisiones. Las ecuaciones referentes a estos dos parámetros que saldrán posteriormente serán las ecuaciones utilizadas para el desarrollo del modelo, las que se han estado mencionando en este apartado son meramente explicativas para poder entender el concepto de ley de liberación de calor.

3.2.2 Fases de la combustión

El proceso de combustión puede separarse en 4 fases diferentes, cuyas etapas pueden contabilizarse y medirse mediante la evolución de la HRL y el ángulo del cigüeñal a medida que avanza este proceso. Este avance puede observarse en la figura 3.3, nótese que la HRL se mide en Julios, pero en el gráfico se encuentra representada en tanto por uno, por lo que cuando esta vale la unidad ya se ha liberado todo el calor. A continuación se van a explicar sus fases:

- Fase 1: Se desarrolla entre el salto de la chispa hasta el instante donde la curva de presión empieza a separarse de la evolución que tendría al no producirse la combustión. En esta etapa la combustión es laminar, ya que su frente de llama es pequeño y se va propagando poco a poco hacia el resto de la mezcla sin quemar que lo envuelve. Su ángulo constituye un 10% del total de la combustión, una vez ha transcurrido un determinado tiempo la envergadura de la zona de quemados empieza a ser importante, y el efecto de la combustión empieza a notarse en la presión registrada dentro de la cámara de combustión dando paso a la segunda fase [2] [5].
- Fase 2: En esta fase se quema la mayor parte de la mezcla, sucede desde que la curva de presión diverge de su análoga sin combustión hasta que el frente de llama se acerca a las paredes de la cámara de combustión. En este escenario la combustión es turbulenta debido al efecto combinado de un mayor frente de llama, temperaturas en la mezcla sin quemar y a un incremento en la velocidad de combustión, objeto que da lugar a que la presión crezca de manera muy sensible. Su duración representa el 85% de la duración de la combustión [2] [9] [5].
- Fase 3: Su duración comprende entre el final de la fase anterior hasta el fin de la combustión, aunque es difícil precisar donde termina. En este escenario la combustión es laminar, ya que al acercarse a las paredes del pistón la temperatura es menor, por consiguiente la velocidad del frente también lo es. Supone un 5% de la duración de la combustión [2] [9].

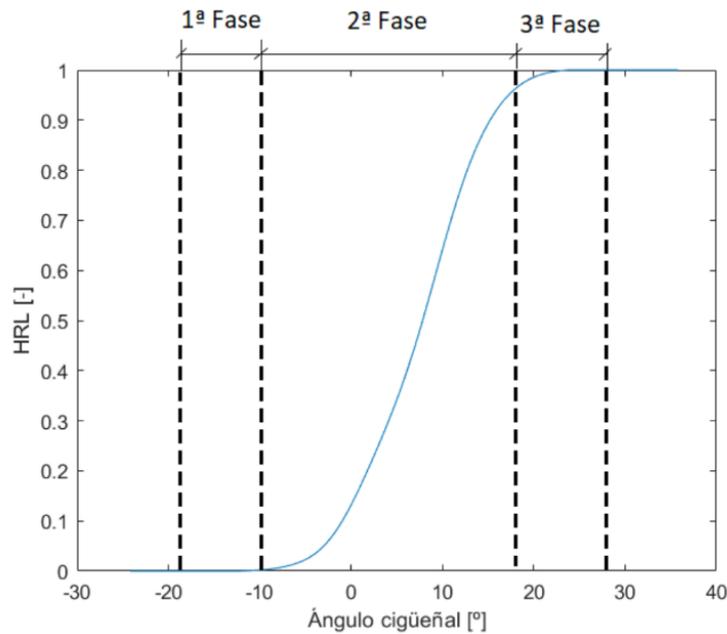


Figura 3.3. Fases de la Combustión. Fuente [9].

3.2.3 Velocidad de combustión

Como se ha visto en el apartado anterior las diferentes fases de la combustión presentan distintas velocidades distinguiendo dos tipos de velocidades en función de la etapa en la que se encuentre esta, laminar o turbulenta.

La velocidad de combustión laminar tiene lugar en aquellas zonas donde la mezcla aire-combustible se halla en reposo o bien con una velocidad pequeña, como ocurre en las fases 1 y 3, con un nivel de turbulencia del frente de llama bajo o nulo. En estas condiciones el frente de llama se desplaza hacia la mezcla fresca a medida que su temperatura también avanza hacia esta, provocando un incremento en la velocidad de reacción debido a la acción conjunta de una mayor temperatura y de la acción de los radicales químicos producidos en la llama. La velocidad de combustión depende principalmente de la difusividad térmica (propiedades de la mezcla sin quemar), la presión (tiene un efecto moderado) y de la velocidad de reacción (esta depende de la temperatura final de la reacción, a mayor temperatura mayor velocidad de reacción). Traduciendo esto a la realidad, para un combustible dado, los parámetros de mayor influencia son la temperatura y la presión. El efecto de la presión es moderado y para la mayoría de combustibles la tendencia es que la velocidad de combustión disminuye al incrementar la presión. A lo referente a la temperatura su efecto tiene mayor peso, puesto que influye tanto en las características del transporte como de la reacción. Otro factor a tener en cuenta es la fracción de gases quemados, es decir la dilución de la mezcla, debido a que la presencia de estos gases provoca una dilución en la carga que reduce la velocidad de combustión. Cabe destacar que la velocidad de combustión laminar es máxima para dosados ligeramente ricos [5]. La velocidad puede estimarse

como hace Valero [8], el cual partió de la propuesta de Metghalchi modificando los exponentes y haciendo que estos sean constantes, consiguiendo que el efecto del dosado relativo y de la dilución de la mezcla sea más flexible y fiable. Quedando por lo tanto la ecuación de la velocidad de combustión laminar como:

$$u_{CL} = u_{Lref} \cdot \left(\frac{T_u}{T_{ref}}\right)^a \cdot \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^b \cdot \left(\frac{Y_{dil}}{0.231}\right)^c \cdot e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{F_r-m}{d}\right)^2} \quad \left[\frac{cm}{s}\right] \quad (3.6)$$

Siendo u_{CL} la velocidad de combustión laminar, T_u la temperatura de los no quemados, p la presión en el cilindro, Y_{dil} la dilución de la mezcla, F_r el dosado relativo y los valores de referencia son 1 cm/s, 298 K y 1 bar.

Sin embargo la combustión se desarrolla de manera turbulenta en la mayor parte de su duración, como bien se explica en el apartado anterior en la segunda fase de esta. Por lo que el flujo en la cámara del motor es turbulento, esta turbulencia provoca que la velocidad de propagación del frente de llama incremente de manera significativa, este incremento se cuantifica mediante el *FSR (Flame Speed Ratio)*, definido como el cociente entre u_{CT} la velocidad de combustión turbulenta y u_{CL} la velocidad de combustión laminar [5]:

$$FSR = \frac{u_{CT}}{u_{CL}} \quad (3.7)$$

Los MEP se diseñan para que operen en la región de las llamas plisadas, este tipo de llamas se caracterizan por tener un frente de llama arrugado por torbellinos con escala espacial (este parámetro caracteriza el flujo turbulento mediante el tamaño de los torbellinos) mayor al espesor del frente (δ), y por ser ensanchado por torbellinos de escala espacial menor que δ al introducirse dentro del frente, como bien explica Miguel Monserrat en [2]. En la figura 3.4 se pueden ver ambos efectos:



Figura 3.4. La imagen de la izquierda representa el frente de llama ensanchado por torbellinos de escala espacial menor que δ , y la imagen de la derecha representa el frente de llama arrugado por torbellinos de escala espacial mayor que δ . Fuente [2].

En la figura 3.5 puede verse como es el frente de llama en la realidad dentro de la cámara de combustión, y puede verse como este es arrugado y no liso, debido a los torbellinos que arrugan su frente. Pudiendo diferenciar la zona de los productos quemados de la zona de la mezcla sin quemar.

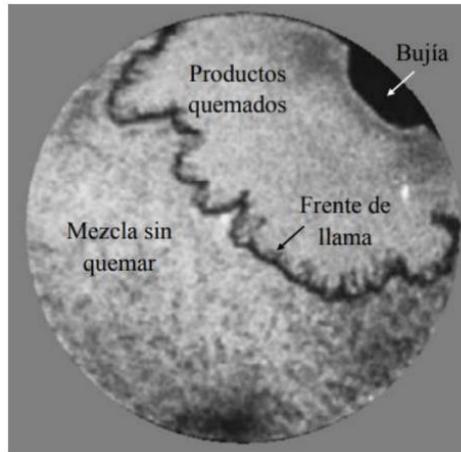


Figura 3.5. Frente de llama en el interior del cilindro de un MEP. Fuente [5].

Por lo que se puede llegar a la conclusión de que el aumento de la velocidad en las llamas plisadas viene fundamentado por el incremento de la superficie del frente de llama causado por los torbellinos, los cuales generan las turbulencias. En este tipo de llamas el FSR se escala con Re , el número de Reynolds, el cual se ha definido para el caso de flujo en una tubería de sección circular:

$$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot u}{\mu} \quad (3.8)$$

Siendo ρ la densidad, D el diámetro de la sección, u la velocidad del fluido y μ la viscosidad dinámica. Re guarda una relación directa con la velocidad del fluido u , al estar hablando de motores, esta velocidad es proporcional a la velocidad media del pistón (c_m), que a su vez también es proporcional al régimen de giro del motor, el cual también se utiliza para escalar el FSR, lo que quiere decir que la velocidad de propagación del frente crece proporcionalmente al régimen de giro. Por lo que el FSR se puede escalar tanto con el régimen de giro como con Re , ya que ambas son directamente proporcionales.

Otro aspecto a tener en cuenta es μ , la viscosidad dinámica, ya que está relacionada con la temperatura, T . Quedando la ecuación de la viscosidad dinámica de la siguiente forma:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^n \quad (3.9)$$

Donde T_0 y μ_0 son la temperatura y la viscosidad de referencia y n tiene un valor para el aire de 0.666.

En resumen, la turbulencia puede influir tanto en la morfología del frente de llama como en la velocidad de propagación del mismo. En el contexto de los motores de encendido provocado (MEP), es principalmente la morfología del frente de llama la que se ve modificada, aumentando su superficie debido a múltiples pliegues. Este efecto resulta en una velocidad de combustión notablemente superior a la laminar [5].

3.2.4 Superficie del frente de llama

En este trabajo como se verá más adelante se ha creado un patrón de la superficie o área del frente de llama para predecir la presión dentro de la cámara de combustión. Existen dos conjeturas que nos permiten analizar las llamas de premezcla turbulentas:

La primera suposición es que el área del frente de llama es la efectiva A_{eff} (es decir, el área real del frente, incluyendo sus arrugas), y que esta se desplaza a velocidad laminar u_{CL} . El área efectiva resulta de un área teórica desarrollada en régimen laminar A_{geo} (sin arrugas, lisa), la cual se distorsiona posteriormente por la turbulencia en el cilindro, siendo representada por el factor FSR (Flame Speed Ratio) [2].

$$A_{eff} \cdot u_{CL} = (A_{geo} \cdot FSR) \cdot u_{CL} \quad (3.10)$$

La segunda hipótesis plantea que el área del frente de llama es la teórica A_{geo} y que se desplaza a una velocidad turbulenta u_{CT} . Esta velocidad es una aceleración de la velocidad laminar u_{CL} debido a la turbulencia en el cilindro. Nuevamente, se utiliza el factor FSR para escalar esta turbulencia [2].

$$A_{geo} \cdot u_{CT} = A_{geo} \cdot (FSR \cdot u_{CL}) \quad (3.11)$$

3.2.5 Parámetros que afectan a la velocidad de combustión

Además del régimen de giro existen otros parámetros que afectan a la velocidad de combustión. Por lo que es conveniente explicar la influencia de estos parámetros, nos centraremos en el grado de carga y el dosado.

En cuanto al grado de carga, si se disminuye la carga en un MEP se genera un aumento en la proporción de gases residuales en el cilindro provenientes del ciclo anterior, esto se debe a que a baja carga se presentan mayores pérdidas por bombeo, lo cual provoca una disminución de la presión en el colector de admisión que genera un retraso en la entrada de gases frescos, provocando así este aumento de gases residuales dentro del cilindro. Este aumento de gases residuales conjuntamente con los posibles gases provenientes de la EGR si los hay, dan lugar a que se reduzca la velocidad de combustión, ya que estos son considerados como inertes y no aportan nada en el proceso de combustión.

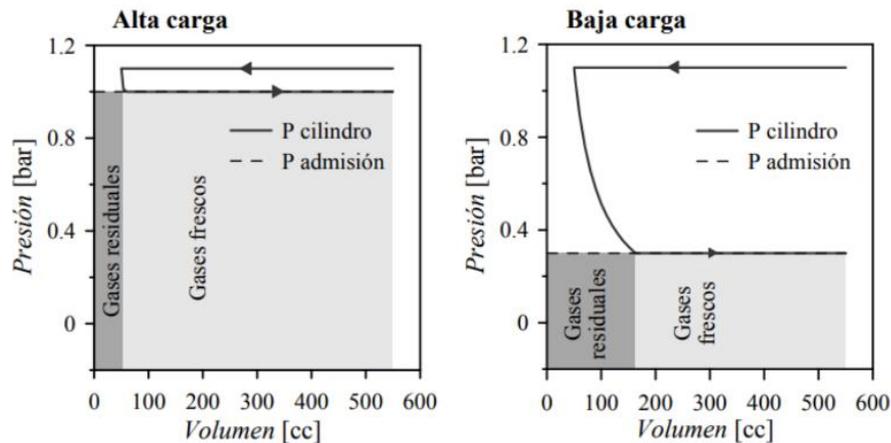


Figura 3.6. Representación gráfica de la comparación entre dos procesos a distinta carga de la cantidad de gases residuales y gases frescos que se hayan dentro del cilindro antes de la combustión. Fuente [5].

A lo referente al dosado, la proporción entre aire y combustible en los MEP suele ser la estequiométrica, es decir con dosado relativo cercano a la unidad ($F_r = 1$). Conviene destacar que la u_{CT} se lleva a su punto más alto con dosados ligeramente ricos, presentando muy poca variación para los dosados ricos habituales (1-1.2) y muy sensible fuera de este rango, donde se alcanzan velocidades inferiores. En la figura 3.7 puede observarse este comportamiento, donde α_c es el ángulo de cigüeñal total que dura la combustión [2].

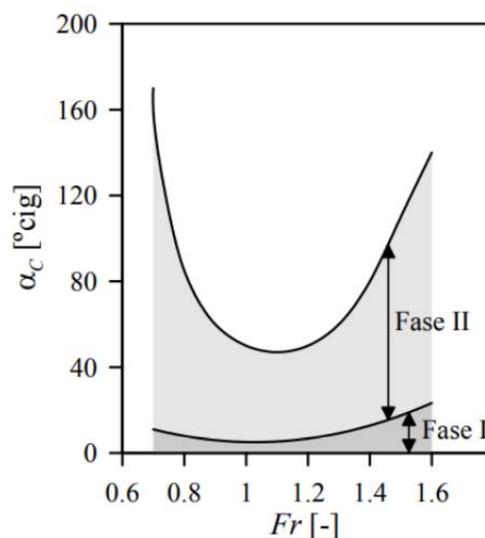


Figura 3.7. Variación del ángulo total de la duración de la combustión al variar el dosado relativo en un MEP. Fuente [5].

3.2.6 Dispersión cíclica

Finalmente, es importante mencionar un problema característico de los MEP, la dispersión cíclica. Este fenómeno se refiere a la variación de la presión y la ley de liberación de calor (HRL) sin cambiar el punto de operación. Su causa se halla en la primera fase de la combustión, que se desarrolla de manera diferente según las condiciones de turbulencia y dosado en las cercanías de la bujía, las cuales pueden variar de un ciclo a otro. Este fenómeno es inversamente proporcional a u_{CL} , de manera que aumenta cuando la mezcla está más diluida, es decir, con menor carga y/o mayor EGR [2]. El efecto de la dispersión cíclica puede observarse en las figuras 3.8, 3.9 y 3.10:

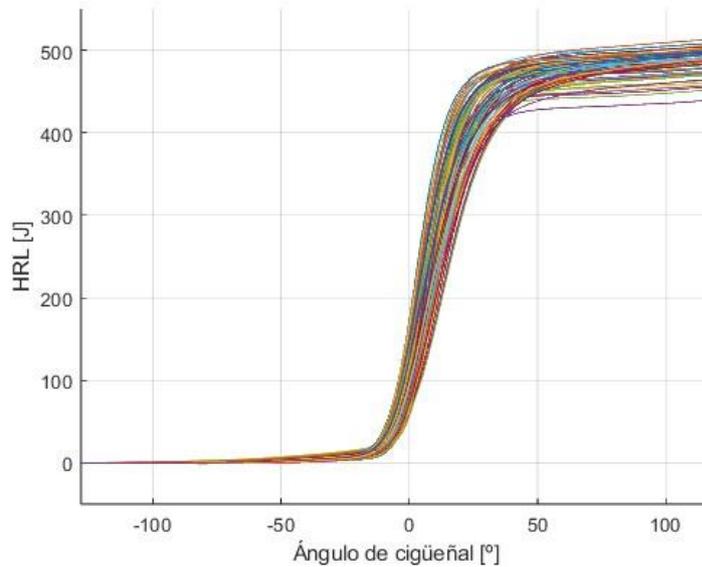


Figura 3.8. Dispersión cíclica de la HRL (Ley de liberación de calor).

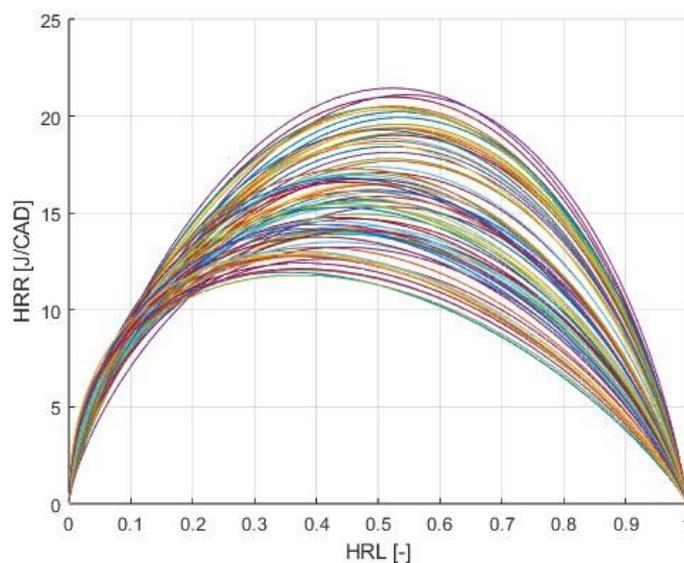


Figura 3.9. Dispersión cíclica de la HRR (Tasa de liberación de calor).

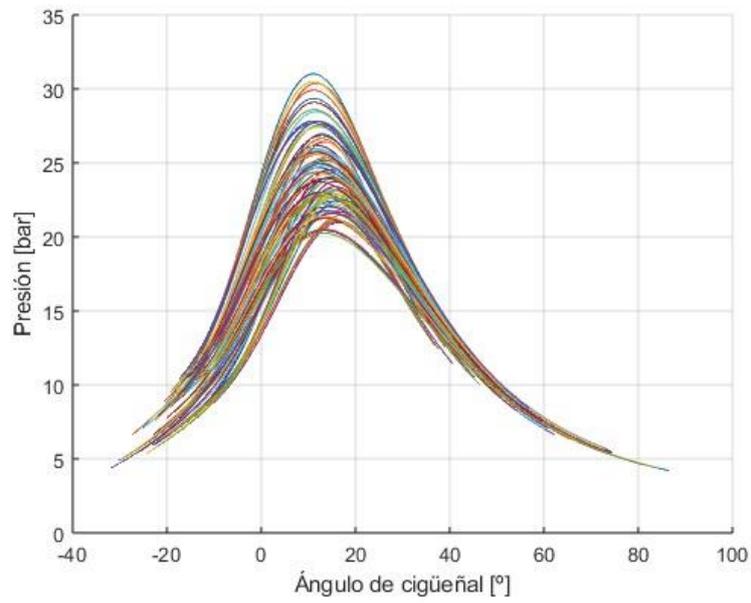


Figura 3.10. Dispersión cíclica de la presión.

4. Herramientas utilizadas

El desarrollo de este modelo predictivo de combustión ha sido posible gracias a los datos obtenidos mediante los ensayos realizados a un motor mono cilíndrico y a su posterior procesado mediante la herramienta de diagnóstico CALMEC, que permite fundamentalmente obtener la ley de liberación de calor (HRL). A continuación se explicaran con más detalle estas dos herramientas utilizadas.

4.1 Herramienta CALMEC

CALMEC es un software informático que a partir de los valores de presión procedentes de ensayos con motores obtiene el gasto de fuga por *blow-by* mediante la utilización de un modelo físico. Este *software* a partir de la señal de presión en cámara permite el análisis de la combustión y del Balance Global de Energía en motores de combustión interna alternativos [10]. En este trabajo se ha utilizado principalmente para obtener la ley de liberación de calor, la temperatura y la masa al cierre de la válvula de admisión, entre otros parámetros. Además, los datos de ciclos instantáneos y medios que se han usado en este trabajo han sido o bien filtrados o calculados por este modelo.

Esta herramienta es muy compleja y aunque sus resultados se hayan utilizado en este TFG, su uso no forma parte de este. Cabe mencionar que los efectos de las oscilaciones de presión no estacionarias en los sistemas de admisión y escape esta herramienta no los tiene en cuenta, por lo que hay algo de error en la estimación de residuales y masa atrapada no evacuadas en el proceso de renovación de carga.

4.2 Datos Técnicos del motor utilizado

El motor utilizado para la recolección de datos es un motor de encendido provocado (MEP) de 4 tiempos, de inyección dual (directa e indirecta) capaz de realizar múltiples inyecciones combinando las inyecciones directas junto a las inyecciones en el colector de admisión, dotado de un sistema de distribución variable de válvulas (VTT), pudiendo funcionar con gas natural comprimido (GNC) o gasolina, realizándose los ensayos utilizados en este trabajo con este último tipo de carburante, y estando dotado de sistemas de sobrealimentación y de recirculación de gases de escape (EGR).

A continuación se expone la *Tabla 4.1* con las especificaciones técnicas más relevantes de este motor.

Número de cilindros	1
Diámetro del cilindro	82 mm
Desfase del bulón	0.50 mm
Carrera del pistón	86 mm
Cilindrada	454 cm ³
Longitud de biela	144 mm ± 0.02 mm
Sistema de combustión	Cámara de combustión Ciclo de Otto pent-roof
Combustible	Gasolina min 95 RON Calidad: EN228
Sistema de inyección	Inyección directa Inyección indirecta Solo 1 inyector (en puerto de admisión)
Sistema de encendido	Bobina y cable
Régimen de giro al ralentí	700 rpm
Régimen de giro máximo	6400 rpm
Presión de sobrealimentación máxima	3 bar (abs.)
Contrapresión de escape máxima	3.5 bar (abs.)
Relación de compresión	11.5 : 1 (Al medirlo experimentalmente mediante ensayos de arrastre el valor real de este parámetro resultó ser 10.8:1)
Válvulas por cilindro	4
Tipo de tren de válvulas	Dos árboles de levas sobre la culata

Tabla 4.1. Especificaciones técnicas del motor ensayado. Fuente [2]

5. Metodología y desarrollo del modelo

La metodología utilizada en este proyecto, y la cual se irá explicando en más detalle a lo largo de este apartado ha sido la siguiente:

- En primer lugar, se han procesado todos los datos para eliminar todos aquellos ensayos donde la dilución es muy elevada (bien por un λ demasiado pobre, bien por una tasa de EGR demasiado elevada). A continuación se ha procedido al ajuste de la ley de liberación de calor (apartado 5.3), donde se ha ajustado esta a una función de Wiebe con el fin de eliminar imprecisiones, incongruencias y parametrizarla. Además se han vuelto a filtrar los ensayos para eliminar todos los que divergen de la función simplex, que es un algoritmo usado para realizar el ajuste a la función de Wiebe.
- En segundo lugar una vez se ha ajustado la ley de liberación de calor a la función de Wiebe se ha procedido al cálculo de la presión teórica (apartado 5.5), la cual nos servirá de referencia para validar la presión que prediciremos posteriormente. Esto se hace porque, en esta primera fase del trabajo, se va a operar con un modelo simplificado, en el que no se tiene en cuenta la transmisión de calor ni las pérdidas por *blow-by*. De esta manera, la presión que se validará, se hará con una presión de referencia obtenida con las mismas simplificaciones, siendo por tanto lícita la comparación.
- En tercer lugar, pasaremos al cálculo del área efectiva del frente de llama (apartado 5.6) con el fin de poder sacar una media de esta que nos pueda servir de patrón.
- No obstante, en cuarto lugar, antes de poder sacar la media deberemos de ajustar las diferentes áreas obtenidas en cada ensayo (apartado 5.7), ya que como se verá más adelante, estas divergirán bastante entre ellas, por lo que será necesario ajustarlas para que concuerden entre sí y de esta manera poder calcular el patrón del área efectiva.
- Finalmente en quinto lugar se procederá al cálculo de la predicción de la presión mediante el patrón del área (apartado 5.8) que se ha comentado anteriormente y se comparará con la presión teórica para ver el error y la validez de la presión obtenida.

5.1 Antecedentes

Antes de empezar con la explicación del desarrollo del programa es importante explicar que este modelo parte de la base que se explica en el artículo: “*Characterization of the turbulent flame front surface in spark ignition engines during spark ignition operation to identify controlled auto-ignition and abnormal combustion*” [8], donde se propone una metodología para poder analizar la ley de liberación de calor en los nuevos motores de combustión interna alternativos, los cuales pueden operar con diferentes modos de combustión. Estos modos son o bien combustión por encendido de chispa o mediante una autoignición controlada. Mediante los pasos propuestos por esta metodología y un

paso más propuesto por Alex Ferri [9], Miguel Monserrat [2] los utilizó para calcular el área efectiva del frente de llama, y a partir de este crear un patrón que pudiese predecir la presión para cualquier punto de operación. A pesar de conseguir desarrollar y validar un modelo que era capaz de predecir la presión este poseía bastante error debido al uso de datos imprecisos provenientes en la herramienta CALMEC y a errores dentro de la propia programación los cuales han sido corregidos. Por lo que este trabajo parte del modelo realizado por Miguel, el cual se ha seguido desarrollando, optimizando y mejorando.

5.2 Simplificaciones y conceptos previos

Es necesario explicar todas las simplificaciones que se han asumido a la hora de calcular el volumen, presiones, temperaturas, entre otras variables importantes dentro de la cámara de combustión. El uso de estas simplificaciones es necesario para poder comprobar el funcionamiento del simulador sin tener que volver a calcular los complejos datos obtenidos con la herramienta CALMEC.

Para saber si nuestro modelo es válido en primer lugar se calculará una presión teórica a partir de la HRL obtenida con CALMEC. Esta es distinta de la presión obtenida dentro de la cámara por el sensor, debido a que está sujeta a las simplificaciones que se han aludido anteriormente. Posteriormente se calculará la presión predicha mediante el patrón del área efectiva y se comparará con esta presión teórica. Ambas presiones se han calculado siguiendo las siguientes premisas establecidas por Miguel Monserrat [2]:

- Todos los gases obedecen a la ley de los gases ideales $p \cdot v = m \cdot R \cdot T$
- El espesor del frente de llama es despreciable y pueden diferenciarse dos zonas: la zona de gases quemados y la zona de mezcla sin quemar.
- La presión en la cámara de combustión es uniforme, es decir, ambas zonas mencionadas en el punto anterior se encuentran a la misma presión.
- Cada estado termodinámico es un sistema homogéneo en cuanto a composición, presión y temperatura.
- Se conserva la masa en el cilindro, por lo que no se consideran las pérdidas por *blow-by*.
- La biela no sufre deformaciones, por lo que el volumen en cada instante depende de la posición del cigüeñal.
- Si el dosado relativo es $F_r < 1$, se considera que se quema todo el combustible, y si es $F_r > 1$, se asume que se quema todo el aire.
- No se tienen en cuenta las pérdidas de calor por las diferentes paredes del pistón y de la cámara de combustión. Esto no le quita ningún tipo de veracidad al modelo, ya que no se tienen en cuenta ni para calcular la presión teórica ni para calcular la predicción de la presión, por lo que su influencia podría tenerse en cuenta para trabajos futuros.

Para poder hallar el patrón del área efectiva del frente de llama se han utilizado tres puntos de operación nominales. Estos puntos operan a diferentes regímenes de giro y presiones medias indicadas, siendo estos 3000 revoluciones a 4 bares, 3000

revoluciones a 11 bares y 5000 revoluciones a 11 bares. También se han representado estos puntos de operación en la figura 3.11:

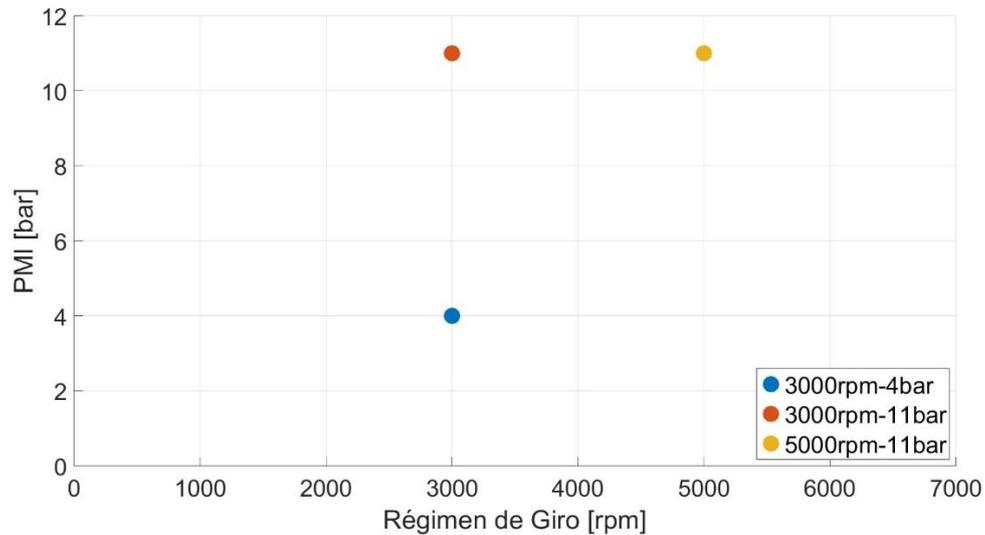


Figura 5.1. Puntos de operación utilizados en los ensayos para obtener el patrón del área efectiva.

Sobre estos puntos de operación nominales, se han introducido múltiples variaciones en dosado, tasa de EGR, avance de encendido, etc. Para enriquecer significativamente la base de datos experimental.

5.3 Ajuste de la ley de liberación de calor

Empezando con la explicación del modelado, el primer paso que se lleva a cabo es el filtrado y ajuste de los ensayos de los diferentes puntos de operación. Excluyendo en primer lugar aquellos que tengan una lambda muy pobre o una tasa de EGR muy elevada; en segundo lugar eliminando aquellos que no se ajusten al algoritmo Simplex y, finalmente, ajustando aquellos ciclos que sí que cumplan con las imposiciones a una función de Wiebe. Para poder llevar a cabo este paso primero hay que entender por qué es necesario el ajuste de la ley de la liberación de calor a una función de Wiebe.

Al obtener las curvas de HRL estas presentan unas pendientes irreales tanto antes como después de la combustión. Estas pendientes no deberían ni disminuir ni aumentar antes de la combustión, puesto que significaría que hay una absorción o liberación de calor antes de producirse la combustión, ni pueden aumentar una vez terminada la combustión debido a que es imposible desprender más calor una vez ha terminado este proceso. Estos errores pueden observarse en la figura 5.2, aunque no sea apreciable al principio de la figura hay una pequeña absorción de calor:

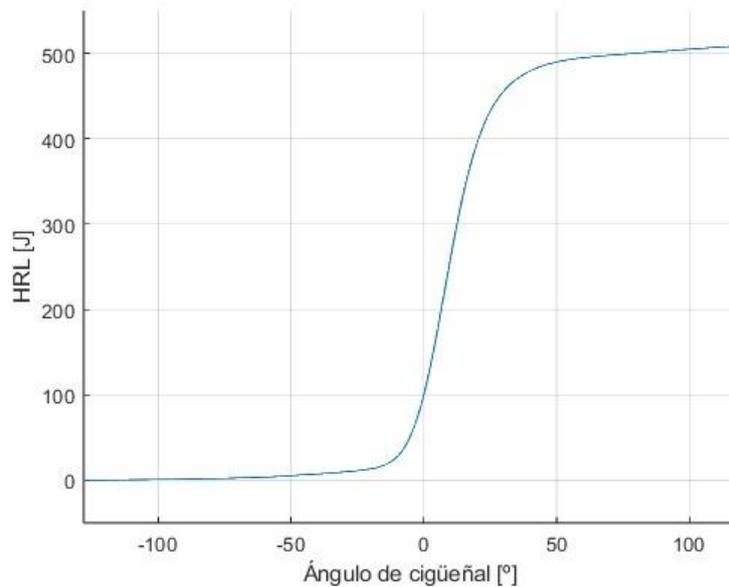


Figura 5.2. Error presente en la HRL de un ensayo trabajando en el punto de operación 3000 rpm a 4 bar.

Estos errores se deben a las imprecisiones que presenta la herramienta CALMEC. Como explicó Miguel Monserrat [2] estas inexactitudes se encuentran en:

- El cálculo de la masa atrapada, los gases residuales no evacuados en el proceso de renovación de la carga y de fugas por *blow-by* no se han estimado bien, por lo que ha dado lugar a cálculos erróneos en la masa atrapada.
- La estimación de las pérdidas de calor presentes en las paredes de la cámara de combustión y el pistón.
- La referencia del sensor de presión piezoeléctrico en el cilindro, necesaria para convertir la presión relativa en presión absoluta.
- La relación de compresión (RC) utilizada, considerando la deformación de la biela y el retraso en el cierre de admisión.
- La calibración del codificador angular.

Con el fin de corregir estas pendientes se ajustan las curvas de HRL a una función de Wiebe:

$$HRL = \left[1 - \exp\left(-6.908 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta_{comb}}\right)^m\right) \right] \cdot scal \cdot Q_{comb} \cdot \eta_{comb} \quad [J] \quad (5.1)$$

Donde α es el ángulo de cigüeñal instantáneo, α_0 es el ángulo de cigüeñal donde se inicia la combustión, Δ_{comb} es la duración angular de la combustión y m es el parámetro de forma utilizado para definir la pendiente del tramo central. La HRL se encuentra en tanto por uno, finalizando la combustión cuando esta vale la unidad, sin embargo al multiplicarla por $scal$ el factor de escala, Q_{comb} el calor total que desprende el combustible y η_{comb} el rendimiento de la combustión obtenemos la ley en Julios.

El calor desprendido por el combustible se define como el producto de m_f la masa de combustible por el PCI poder calorífico inferior de este:

$$Q_{comb} = m_f \cdot PCI \quad (5.2)$$

Y el rendimiento de la combustión queda definido por \dot{m}_f el caudal másico de combustible, HCF el caudal de emisión de hidrocarburos HCF y el caudal de CO_2 (ambos productos de la combustión incompleta). En la expresión se tiene en cuenta que los HC son, esencialmente, combustible sin quemar (con su mismo poder calorífico), mientras que el CO tiene un poder calorífico que es una cuarta parte del correspondiente al combustible.

$$\eta_{comb} = 1 - \frac{HCF + CO_f/4}{\dot{m}_f} \quad (5.3)$$

Al derivar la HRL respecto al ángulo del cigüeñal se obtiene la HRR en J/CAD:

$$HRR = scal \cdot Q_{comb} \cdot \eta_{comb} \cdot 6.908 \cdot m \cdot \exp\left(-6.908 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta_{comb}}\right)^m\right) \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta_{comb}}\right)^{m-1} \cdot \frac{1}{\Delta_{comb}} \quad (5.4)$$

Una vez ajustados los ciclos a la ley de Wiebe estos quedarán como el ciclo representado en la figura 5.3:

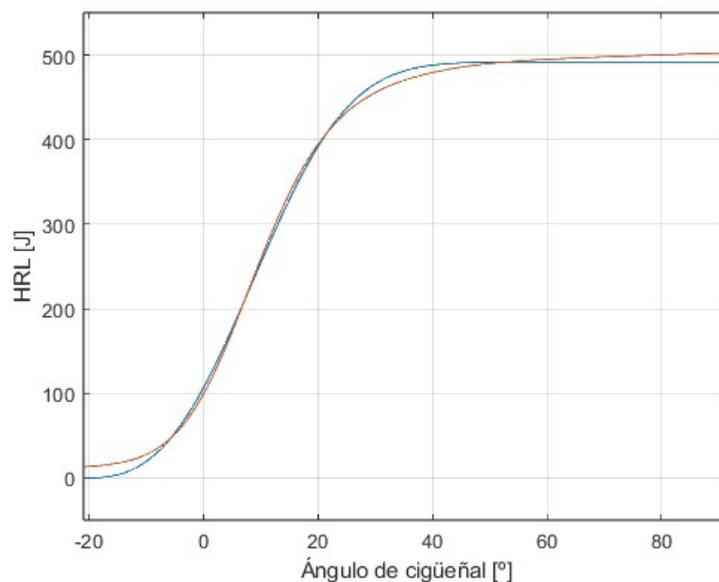


Figura 5.3. Comparación entre la HRL de un mismo ciclo antes y después de ajustarse a la función de Wiebe, siendo la azul la ajustada.

Una vez tenemos ajustados los ciclos pasaremos a parametrizar los valores de interés. Es decir recortaremos estos valores para que el primero coincida con el inicio de la combustión (*SOC*)(Start Of Combustion) y el último con el fin de esta (*EOC*)(End Of Combustion). Como Wiebe solo nos calcula el inicio y la duración de la combustión (*DUR*)(Duration) tendremos que sumar estos dos valores para encontrar *EOC*:

$$EOC = DUR + SOC \quad (5.5)$$

5.4 Aspectos termodinámicos y geométricos

Antes de empezar con la explicación de los siguientes pasos primero es conveniente explicar el cálculo de ciertos aspectos termodinámicos y geométricos.

La temperatura media dentro de la cámara de combustión T se define mediante la aplicación de la ley de los gases ideales:

$$T = \frac{p \cdot V}{R \cdot m} \quad (5.6)$$

Siendo p la presión dentro del cilindro, V el volumen instantáneo, R la constante de la carga dentro de la cámara de combustión (esta es particular, no es universal, en la ecuación 5.9 se define como se calcula esta) y m es la masa de la carga.

Como se explicó en el apartado 5.2 cuando el dosado es pobre ($F_r < 1$) se estima que se quema todo el combustible, por lo que el aire que se quema depende de la cantidad de combustible. Mientras que cuando este es rico ($F_r > 1$) se asume que se quema todo el aire, es decir que el combustible que se quema depende de la cantidad de aire. Estas estimaciones nos servirán para calcular tanto la masa de aire como la de combustible quemados, para hacer que estas sean instantáneas se multiplicarán por la HRL en tanto por uno, quedando sus ecuaciones como:

$$\begin{aligned} \text{Para } F_r < 1: \\ ma_b &= \frac{m_f}{F} \cdot HRL \\ mf_b &= m_f \cdot HRL \end{aligned} \quad (5.7)$$

$$\begin{aligned} \text{Para } F_r > 1: \\ ma_b &= m_a \cdot HRL \\ mf_b &= m_a \cdot F \cdot HRL \end{aligned} \quad (5.8)$$

Donde ma_b y mf_b son las masas de aire y combustible quemadas, m_f y m_a son las masas de aire y combustible sin quemar y F es el dosado que sale de dividir m_f/m_a .

La constante de los gases ideales de la mezcla sin quemar se define como:

$$R_{ub} = \frac{(R_a \cdot Y_a + R_f \cdot Y_f)}{(Y_a + Y_f)} \quad (5.9)$$

Siendo R_a y R_f las constantes del aire y del combustible y Y_a y Y_f las fracciones de aire y de combustible respectivamente.

La constante del gas ideal media se calcula como el sumatorio de las constantes multiplicadas por sus respectivas fracciones másicas:

$$R = R_a \cdot Y_a + R_b \cdot Y_b + R_f \cdot Y_f \quad (5.10)$$

R_b y Y_b son la constante de los gases quemados y la fracción másica de quemados respectivamente.

El calor específico a volumen constante de la mezcla sin quemar Cv_{ub} se calcula igual que R_{ub} , con la diferencia que en este caso se utilizan los calores a volumen constante del aire Cv_a y del combustible Cv_f :

$$Cv_{ub} = \frac{(Cv_a \cdot Y_a + Cv_f \cdot Y_f)}{(Y_a + Y_f)} \quad (5.11)$$

Mediante el uso de Cv_{ub} y R_{ub} podemos calcular el coeficiente adiabático del cilindro γ_{cyl} , el cual utilizaremos posteriormente para el cálculo de la temperatura de los no quemados:

$$\gamma_{cyl} = \frac{R_{ub}}{Cv_{ub}} + 1 \quad (5.12)$$

Para el cálculo de la temperatura de la zona de los no quemados T_{ub} nos basaremos en el ángulo del cigüeñal, ya que este nos indicará si se ha iniciado o no la combustión. Por lo que si α el ángulo del cigüeñal instantáneo es menor que el SOC la temperatura de los no quemados será igual que la temperatura media del cilindro T , pero si α es mayor que el SOC se calculará mediante la fórmula de un proceso adiabático. Por lo que para los dos casos expuestos la T_{ub} se define de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \text{si } \alpha < SOC = \alpha_0 &\rightarrow T_{ub} = T \\ \text{si } \alpha > SOC = \alpha_0 &\rightarrow T_{ub}(i) = T_{ub}(i-1) \cdot \left(\frac{p(i)}{p(i-1)} \right)^{\frac{\gamma_{cyl}-1}{\gamma_{cyl}}} \end{aligned} \quad (5.13)$$

Donde i es el instante actual y α_0 es el ángulo del cigüeñal donde se inicia la combustión.

A lo referente a la densidad de la mezcla sin quemar ρ_u , esta se calcula utilizando también la ley de los gases ideales:

$$\rho_u = \frac{p}{R_{ub} \cdot T_{ub}} \quad (5.14)$$

Ahora bien para calcular V el volumen dentro de la cámara de combustión este se calcula a partir de la geometría formada por el pistón, la biela y el cigüeñal, sin tener en cuenta las deformaciones elásticas que sufre la biela. A partir de esta geometría calcularemos s la posición del pistón dentro de la cámara de combustión como:

$$S = \frac{st}{2} \cdot (1 - \cos(\alpha)) + l \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{st^2}{2 \cdot l} \right) \cdot \text{sen}^2(\alpha) \right)^{0.5} \quad (5.15)$$

Siendo st la carrera del pistón y l la longitud de la biela.

A partir de S calcularemos V , quedando la expresión como:

$$V = V_c + A_p \cdot S \quad (5.16)$$

V_c es el volumen en el punto muerto superior. Este viene definido por A_p el área del pistón, st y CR la relación de compresión:

$$V_c = \frac{A_p \cdot st}{(CR - 1)} \quad (5.17)$$

Y finalmente A_p se calcula como:

$$A_p = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (5.18)$$

D es el diámetro del pistón. Inicialmente Miguel programó π de forma numérica como 3.1416, pero esto ha sido cambiado porque puede dar lugar a imprecisiones. De esta forma se programó que el área del pistón se calculase mediante la función implícita dentro de Matlab π . Consiguiendo así la máxima precisión y disminuyendo la aparición de posibles errores de cálculo.

5.5 Cálculo de la presión teórica

Una vez se tienen claros los aspectos termodinámicos y geométricos del apartado anterior, podemos pasar a la explicación del segundo paso del modelo, la explicación del cálculo de la presión teórica. Como se ha ido explicando anteriormente, esta presión es la que nos permitirá validar la presión que prediremos posteriormente con el patrón, por eso es importante que su cálculo se realice correctamente, es decir es la que utilizaremos como referencia para validar el modelo. Como se comentó en el apartado 5.2, se han tenido en cuenta una serie de simplificaciones, afectando principalmente en el cálculo de esta el despreciar las pérdidas por blow-by ($dm_{bb} = 0$) y las de transferencia de calor a través de las paredes del cilindro ($dQ = 0$). De esta forma el balance de energía en la cámara de combustión del modelo CALMEC queda simplificado de la siguiente manera:

$$HRL = m \cdot C_v \cdot dT + dQ + p \cdot dV + R \cdot T \cdot dm_{bb}$$

↓

(5.19)

$$HRL = m \cdot C_v \cdot dT + p \cdot dV$$

Descomponiendo la temperatura media de la ecuación 5.6 y sustituyéndola en la ecuación 5.17, al despejar la presión obtendremos la presión teórica como:

$$p_{ref}(i) = \frac{dHRL + \frac{p(i-1) \cdot C_v(i) \cdot V(i-1)}{R(i-1)}}{\frac{C_v(i) \cdot V(i)}{R(i)} + dV}$$

(5.20)

Una de las mejoras que se han implementado en esta parte del código ha sido en la forma de calcular el diferencial de HRL ($dHRL$), como lo había programado inicialmente Miguel [2] era mediante el uso de la derivada de la HRL, la HRR. El uso de esta variable puede dar lugar a imprecisiones en el cálculo, por lo que aumentaba el error en el cálculo de la presión teórica. Con el fin de mitigar este efecto se modificó la forma de calcular el $dHRL$, quedando de la siguiente manera:

Versión Antigua:

$$dHRL = \frac{(HRR(i) + HRR(i-1))}{2} \cdot (\alpha(i) - \alpha(i-1))$$

↓

(5.21)

Versión Nueva:

$$dHRL = (HRL(i) - HRL(i-1)) \cdot scal \cdot Q_{comb} \cdot \eta_{comb}$$

Otra mejora implementada en esta parte del programa ha sido la nueva forma de calcular el error de la presión. Por ende este cambio también afecta a la parte del código que se encarga de calcular la predicción de la presión, ya que no tendría sentido calcular de formas distintas el error de dos variables iguales. La forma en la que procedía el programa con el fin de disminuir este error era mediante la comparación del error actual (errori) versus el error antiguo (errorold):

```
errori=p(i,1)-pt(i,1);
if abs(errori-errorold)>0.01
    if abs(errori)>abs(errorold)
        dp=-dp/2;
    end
else
    END=1;
end
```

Al realizar esta resta cabía la posibilidad de que ambos errores fueran muy parecidos por lo que si este caso llegaba a darse el error en cambio de disminuir se mantendría dando lugar al cálculo de una presión errónea. Con el fin de eliminar esta posibilidad se ha recalculado el error de tal forma que este en primer lugar esté en valor absoluto, y en segundo lugar no dependa del error anterior, sino que su reducción dependa de un valor dado por nosotros (ZERO), asegurando así siempre su reducción. De esta forma el programa queda de la siguiente manera:

```
errori=p(w,1)-pt(w,1);
error=errori/p(w,1);
if abs(error)>ZERO
    if abs(error)>abs(errorold)
        dp=-dp/2;
    end
else
    END=1;
    ppredsave(1:length(p),i)=p;
end
```

Este valor ZERO es el grado de precisión que consigue el modelo a la hora de calcular ambas presiones, tanto la teórica como la predicha. Por lo que después de realizar distintas pruebas se determinó que el valor más adecuado para este es de ZERO=0.00001, puesto que es el que mayor optimización presenta a la hora de conseguir la mayor precisión en el menor tiempo de cálculo posible, aun así si se desease obtener un cálculo aún más detallado el usuario tendría la potestad de poner un valor aún más bajo para el error, el único inconveniente sería que el tiempo de cálculo se vería afectado aumentando este. El error que presentaría el cálculo de las presiones traducido en términos de porcentajes es de un 0,001%.

5.6 Cálculo del área efectiva

Con los demás parámetros que se han ido exponiendo en los apartados 5.3, 5.4, 5.5 y sobre todo a partir de la HRR se calculará el área efectiva del frente de llama, eliminando los diferentes efectos que influyen en la liberación de calor, para poder normalizarla y convertirla en un patrón que sea capaz de predecir para cualquier punto de operación la HRL, y a partir de esta la presión en el cilindro.

Para el cálculo del área, esta se basó en los pasos que explicó Miguel [2], los cuales salían de [8], [9] y [2]. Sin embargo algunos han sido modificados con el fin de simplificar los cálculos, unificando diversos pasos y añadiendo un paso final para eliminar la influencia de las características geométricas del motor, con el fin de que el modelo pueda utilizarse para cualquier motor independientemente de su cilindrada, tamaño de pistón, etc. Los pasos seguidos son:

1^{er} Paso. Se elimina el efecto del combustible sobre la HRR. De esta forma obtenemos el flujo másico de combustible quemado en cada instante.

$$HRRmf = \frac{HRR}{PCI} \quad [kg/s] \quad (5.22)$$

2º Paso. Se Determina el gasto másico de la mezcla sin quemar a partir de $HRRmf$, es decir se calcula el gasto de todos los gases que atraviesan el frente de llama.

$$HRRmsq = HRRmf \cdot \left(1 + \frac{1}{F}\right) \quad [kg/s] \quad (5.23)$$

3ª Paso. Al dividir el gasto másico de la mezcla sin quemar $HRRmsq$ entre su densidad ρ_u , se obtiene AS el caudal volumétrico de los gases no quemados que atraviesan el frente de llama. La densidad de la mezcla sin quemar ρ_u se obtiene a partir de la ecuación 5.14.

$$AS = \frac{HRRmsq}{\rho_u} \quad [m^3/s] \quad (5.24)$$

4º Paso. Con el fin conseguir que el área del frente de llama sea independiente del grado de carga del motor se utilizará la primera hipótesis expuesta en el apartado 3.2.4, es decir la ecuación 3.10.

$$A_{eff} = \frac{(A_{geo} \cdot FSR) \cdot u_{CL}}{u_{CL}} = \frac{AS[m^3/s]}{u_{CL} [m/s]} \quad [m^2] \quad (5.25)$$

5º Paso. Para que el patrón del área del frente de llama sea aplicable a cualquier punto de operación, es necesario eliminar el efecto de la turbulencia en el área del frente de llama, para lo cual se ha de dividir por el número de Re (puesto que la turbulencia es proporcional a dicho número si se está en el régimen de llamas plisadas o arrugadas, que es lo habitual). El número de Re depende del régimen de giro N , la densidad de los gases no quemados ρ_u y de la viscosidad dinámica μ . Todos estos efectos fueron tenidos más o menos en cuenta, de modo separado, por Miguel Monserrat. Aquí lo que se ha hecho ahora es sistematizar mejor esta corrección.

$$Re = \frac{\rho_u \cdot D \cdot N^f}{T_u^{0.666}} = \frac{\rho_u \cdot D \cdot N^f}{\mu} \quad (5.26)$$

$$\downarrow$$

$$A^* = \frac{A_{eff}}{Re} \quad [a.u]$$

Como puede observarse, esta expresión difiere ligeramente de la ecuación 3.8, especialmente en lo que respecta a la velocidad del fluido. Dado que u se escala con la velocidad del pistón, y esta es proporcional al régimen de giro N , podemos utilizar esta última variable. El exponente f representa la proporción entre el grado de turbulencia en el cilindro y el régimen, y su valor para llamas plisadas es de 1. Otro aspecto a considerar es que en el cálculo de la viscosidad no se han tenido en cuenta las variables de referencia. Finalmente, otro punto a destacar en este paso es que al considerar el diámetro del pistón D , eliminamos parcialmente la dependencia de las características constructivas del motor utilizado en los ensayos.

6º Paso. Buscando eliminar la influencia del momento de encendido en el patrón, se divide A^* por el cociente entre el A_v área equivalente de la pared del cilindro para el volumen encerrado y el A_0 área correspondiente en el PMS. De esta manera se tiene en cuenta el efecto que tiene en el área del frente de llama el hecho de que el pistón se encuentre en una posición diferente al PMS. El resultado es una curva patrón A^{**} que es independiente de la posición del pistón al comenzar la combustión [2] [9].

$$A^{**} = \frac{A^*}{\frac{A_v}{A_0}} \quad [a.u.] \quad (5.27)$$

7º Paso. En último lugar, para conseguir acabar de eliminar la dependencia geométrica que tiene el modelo respecto del motor del cual se han obtenido los ensayos, se divide A^{**} entre A_p el área del pistón, para así normalizar al máximo el valor de dicha área de frente de llama.

$$A^{***} = \frac{A^{**}}{A_p} \quad [a.u.] \quad (5.28)$$

De esta forma al comparar la parte final del código de Miguel con la nueva versión podemos ver notables diferencias:

Código de Miguel Monserrat:	Versión nueva del código:
<pre> FSRA = AS./sL; % [m2] Aeff = FSRA./(rpm^f); % [a.u.] Aeff = Aeff./(Av/Ao); %[a.u.] Aeff=Aeff./((dub./1.225).^f); %d ref 1.225kg/m3 Aeff=Aeff.*((Tu./273).^0.666); %T ref 0C (273K) end </pre>	<pre> visc=(Tu.^0.666); Re=((dub.^f).*bo.*rpm^f)./visc; FSRA=AS./sL;% [m2] Aeff=FSRA./Re; Aeff=Aeff./(Av/Ao); Aeff=Aeff./Ap; end </pre>

En primer lugar puede observarse a simple vista como con la nueva versión tanto el cálculo de la viscosidad dinámica como el cálculo de Reynolds, ahora están programados de forma explícita. Esto por una parte ayuda a que el programa sea más fácil de entender y unifica diversos cálculos, y por otra parte presenta dos mejoras; la primera es la eliminación de los valores de referencia, simplificando así los cálculos, ya que estos valores al no tenerlos en cuenta para el cálculo del área efectiva tampoco será necesario tenerlos en cuenta para el cálculo de la predicción de la presión, por lo que por esta razón los resultados no se verán afectados. Y la segunda mejora es la eliminación del efecto que tiene el diámetro del pistón (b_0), que se consigue al dividir el *Flame Speed Ratio* · *Area* (FSRA) entre Reynolds (Re). Con la eliminación del diámetro conseguimos adimensionalizar parcialmente el modelo. No obstante, este aún sigue dependiendo de la geometría del motor. Para eliminar esta última dependencia, como puede observarse en la última línea del código se sigue el séptimo paso expuesto anteriormente, el área efectiva se divide entre el área del pistón (A_p). De esta forma conseguimos eliminar

cualquier tipo de dependencia geométrica que pueda tener el modelo con el motor de prueba del cual hemos obtenido los ensayos. Con esto conseguimos que el simulador pueda predecir la presión no solo para el motor de estudio sino para cualquier tipo de motor MEP. Únicamente el usuario tendrá que introducir las características geométricas del motor que quiera examinar y podrá obtener las predicciones de las presiones.

5.7 Ajuste del área efectiva y cálculo del patrón

Una vez se tienen claros los pasos seguidos para el cálculo del área efectiva del frente de llama, se puede pasar al estudio de las áreas de cada uno de los ensayos en los que opera el motor para los distintos puntos de operación. El procedimiento utilizado para el ajuste de estas ha sido estudiar un punto de operación, conseguir ajustarlo y utilizar ese método de corrección para corregir los demás puntos. Por lo que en este proyecto se estudió el punto que operaba a 3000 revoluciones y 4 Bares, y a partir de este se ajustaron los demás.

Para el punto que se encuentra a 3000 rpm y 4 Bar, se observa en una primera instancia (*Figura 5.4*) que las áreas efectivas se encuentran muy dispersas del área efectiva media de este punto de operación, indicada de forma discontinua y en color amarillo, que se ha calculado a partir de la media de todas estas.

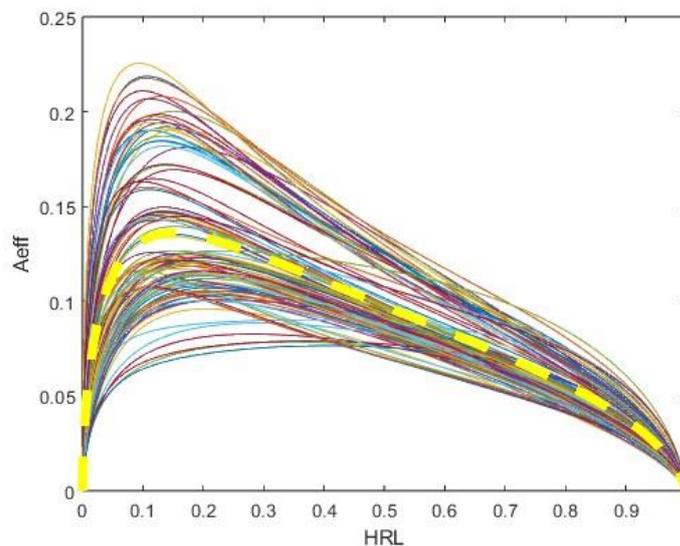


Figura 5.4. Áreas efectivas y área efectiva media para los 107 ensayos correspondientes al punto de operación a 4 Bar y 3000 revoluciones.

Para disminuir esta dispersión se han eliminado todos los casos donde la herramienta Simplex divergía quedando el cómputo de las áreas efectivas como se indica en la figura

5.5. (Simplex es un algoritmo utilizado en este trabajo para minimizar el error entre la HRL ajustada y la obtenida de los ensayos).

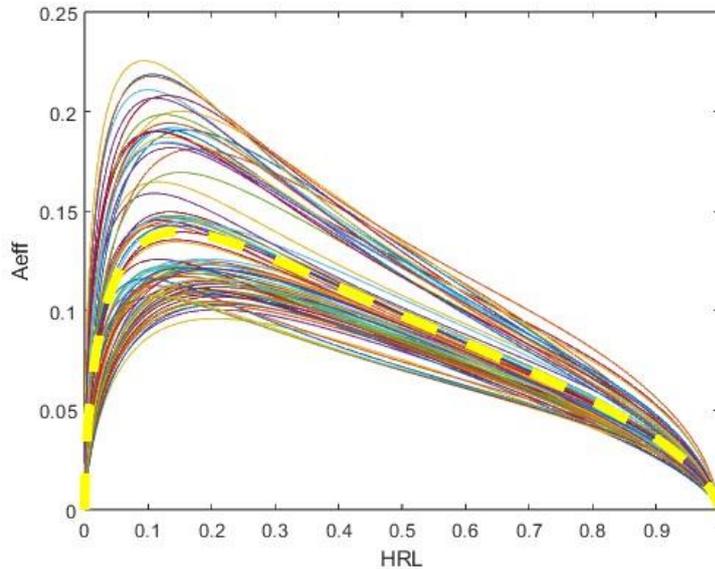


Figura 5.5. Áreas efectivas y área efectiva media para los 107 ensayos correspondientes al punto de operación a 4 Bar y 3000 revoluciones sin todas las áreas donde Simplex diverge.

Con esta eliminación se puede observar cierta mejoría pero las áreas efectivas siguen estando demasiado dispersas. Como punto de referencia se toma esta última área efectiva media calculada en la figura 5.5, para hacer que los diferentes ensayos restantes converjan a esta. Para conseguir que estas se acerquen a la media *MediaAeff*, Miguel Monserrat [2] explica que pequeñas variaciones en tanto por uno, que denominaremos ajuste $\Delta\%$, en la temperatura al cierre de la válvula de admisión T_{IVC} provocan cambios en la masa al cierre de la válvula de admisión m_{IVC} de forma inversa a ese porcentaje. Que estos a su vez provocan cambios tanto en la HRR y la HRL en un factor escalado a un $-0,28$ del porcentaje aplicado inicialmente como bien explica Jaime Martín [11], lo que provoca que varíe el parámetro CALMEC PC . Al variar la HRR se consigue variar el área efectiva *Aeff*.

$$\begin{aligned}
 T_{IVC} \times \Delta\% &\rightarrow \frac{m_{IVC}}{\Delta\%} \rightarrow \frac{HRR}{1 + (\Delta\% \times 0,28)} \rightarrow Aeff \\
 &\downarrow \\
 &\frac{HRL}{1 + (\Delta\% \times 0,28)} \quad (5.29) \\
 &\downarrow \\
 &PC
 \end{aligned}$$

Siguiendo estas directrices se ha descubierto que para aquellos casos donde el área es inferior a la media del área efectiva la disminución del ajuste provoca un aumento en el área efectiva. Y lo mismo pasa pero inversamente para aquellos casos donde el área efectiva es mayor que la media del área efectiva, el aumento del ajuste provoca una disminución en el área efectiva.

Aeff < MediaAeff → ↓Δ% → ↑Aeff

Aeff > MediaAeff → ↑Δ% → ↓Aeff

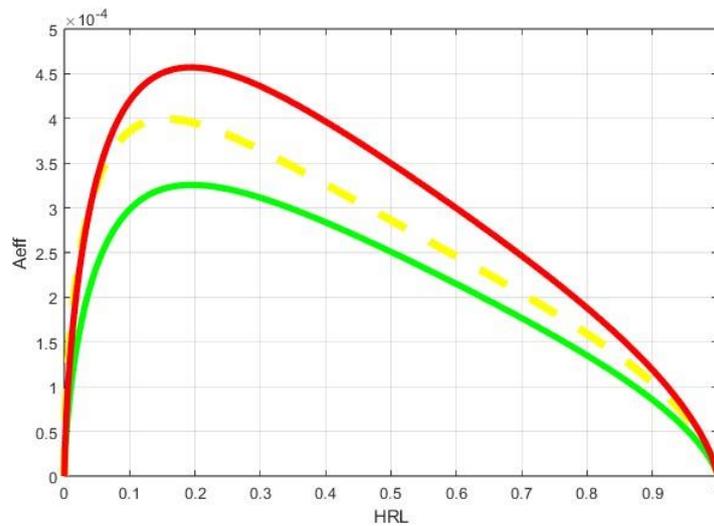


Figura 5.6. Diferentes casos donde las áreas efectivas no convergen con la media.

De esta forma con este descubrimiento se ha conseguido automatizar el proceso de ajuste de las áreas, quedando para el caso 3000 revoluciones a 4 bar un ajuste de las áreas como el que se indica en la figura 5.7.

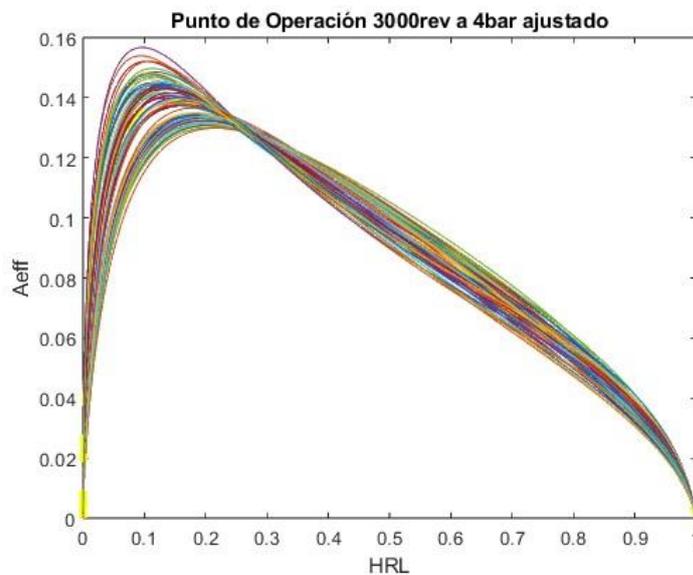


Figura 5.7. Áreas efectivas ajustadas entre HRL=0,1-0,8 para el caso 3000rpm a 4Bar.

Cabe remarcar que este ajuste se ha conseguido recortando el vector error para que este solamente se calcule entre una $HRL=0,1$ hasta una $HRL=0,8$, porque es aquí donde se encuentra la mayor parte del error y permite que el ajuste de las áreas efectivas se asemejen lo máximo posible a la media que hemos tomado como referencia. Si se corrigiese todo el espectro de la HRL el ajuste del área efectiva no resultaría tan preciso, ya que tanto al inicio como al final de la combustión presentan bastante menos error que el presente durante la combustión, esto puede verse en la figura 5.8.

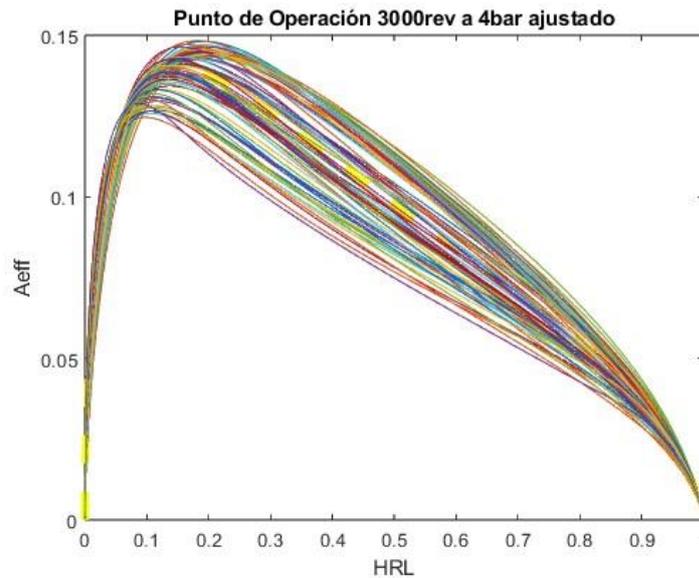


Figura 5.8. Áreas efectivas ajustadas en todo el espectro del HRL para el caso 3000rpm a 4 Bar.

Viendo que se obtienen mejores resultados a la hora de ajustar el área recortando la HRL todos los puntos de operación se han ajustado de esta forma quedando estos así:

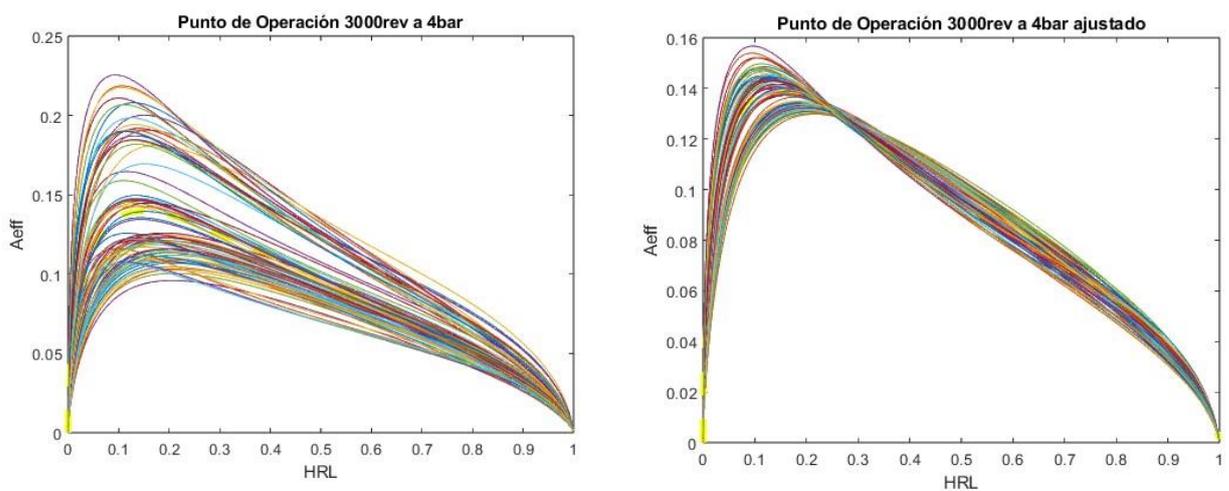


Figura 5.9. Comparación del punto de operación 3000rpm a 4Bar, a la izquierda el punto sin ajustar y a la derecha el punto ajustado.

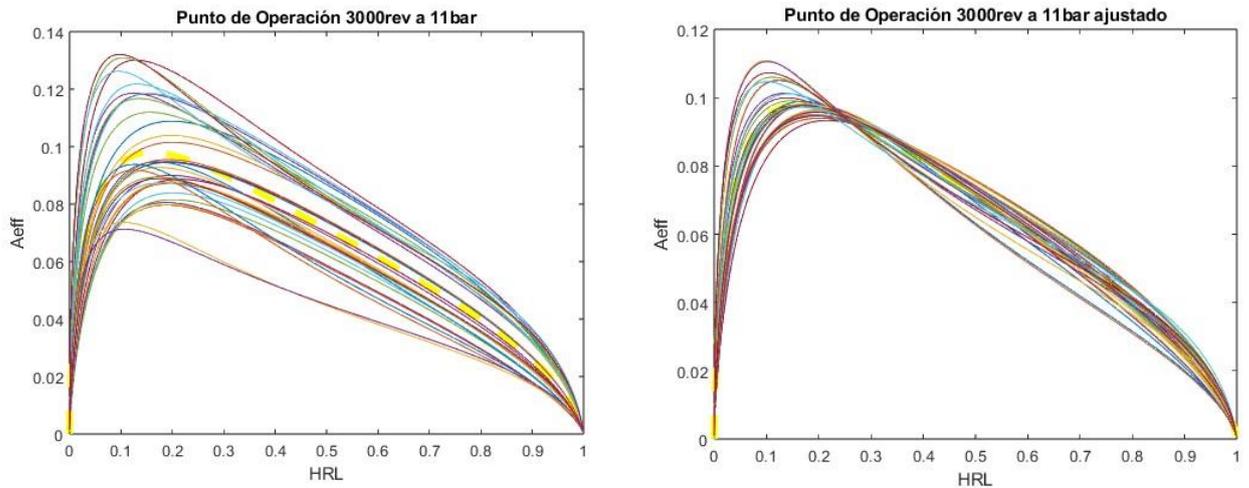


Figura 5.10. Comparación del punto de operación 3000rpm a 11Bar, a la izquierda el punto sin ajustar y a la derecha el punto ajustado.

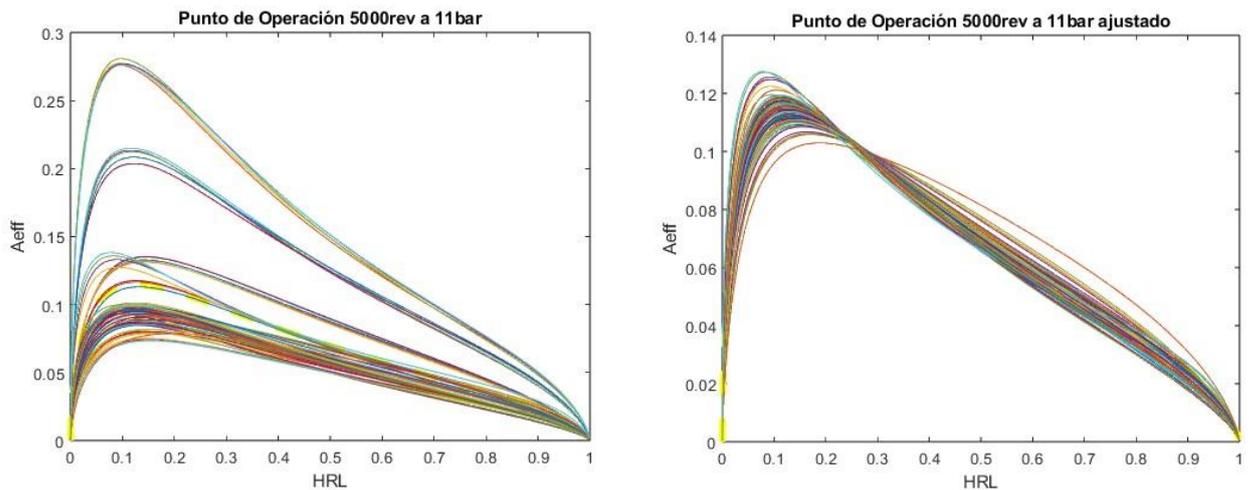


Figura 5.11. Comparación del punto de operación 5000rpm a 11Bar, a la izquierda el punto sin ajustar y a la derecha el punto ajustado.

El uso del área efectiva media de cada punto de operación para ajustar las áreas de cada ensayo se debe a que inicialmente estas se intentaron ajustar mediante el parámetro CALMEC. Como se explica en el trabajo de Miguel Monserrat [2] se consideran correctos aquellos ciclos en los que el valor del PC , parámetro CALMEC, vale 1 o está dentro del rango de aceptabilidad, el cual no dista mucho de 1. No obstante, al intentar ajustar las áreas para que sus PC valiesen 1 o similar, se observó que al ajustarlas a ese valor las áreas de un mismo punto no convergían entre sí, sino que presentaban una dispersión muy similar a la que presentaban estas antes de ajustarlas y después de haber eliminado los casos donde Simplex divergía. Por lo que al ver este resultado se optó por el procedimiento que se ha explicado en este apartado. Al intentar estudiar cómo han variado los parámetros CALMECS y las T_{IVC} después de haber ajustado las áreas a el

área efectiva media del frente de llama no se ha podido llegar a ninguna conclusión por la aleatoriedad de los resultados como pueden verse en las figuras 5.12 y 5.13. Los puntos que valen 0 son todos aquellos que se han desestimado por que Simplex divergía.

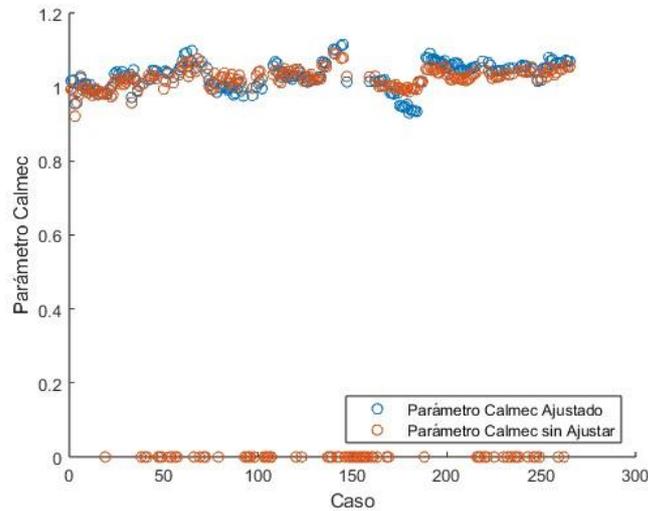


Figura 5.12. Comparación entre los valores del parámetro CALMEC antes y después de ajustar las áreas efectivas del frente de llama.

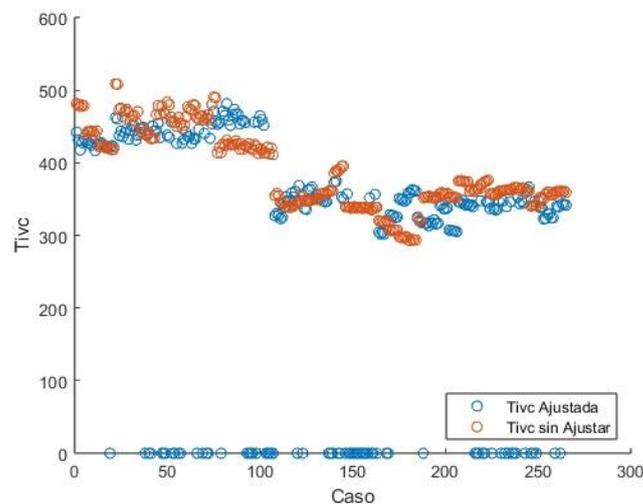


Figura 5.13. Comparación entre los valores de la temperatura al cierre de la válvula de admisión antes y después de ajustar las áreas efectivas del frente de llama.

A la vista de esta última figura 5.13, puede observarse que con una variación relativamente pequeña en Tivc, la cual es más que admisible (achacable a incertidumbres en el proceso de calmequización), se mejoran sustancialmente los resultados, como se observa al comparar los gráficos de la izquierda y la derecha de las figuras 5.9, 5.10 y 5.11

Finalmente el cálculo del patrón del área efectiva del frente de llama se ha obtenido a partir de realizar el promedio de las áreas efectivas medias de los distintos puntos de operación en los que se ha ensayado el motor. De esta forma puede observarse gráficamente en la figura 5.14 el valor que tiene el patrón en comparación de las medias de las áreas efectivas del frente de llama de los distintos puntos de operación.

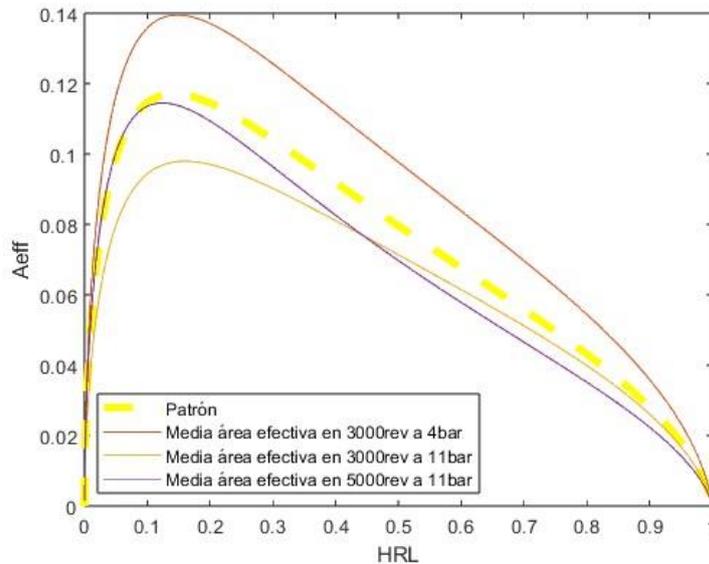


Figura 5.14. Valor del patrón en comparación de las medias de las áreas efectivas del frente de llama de los distintos puntos de operación.

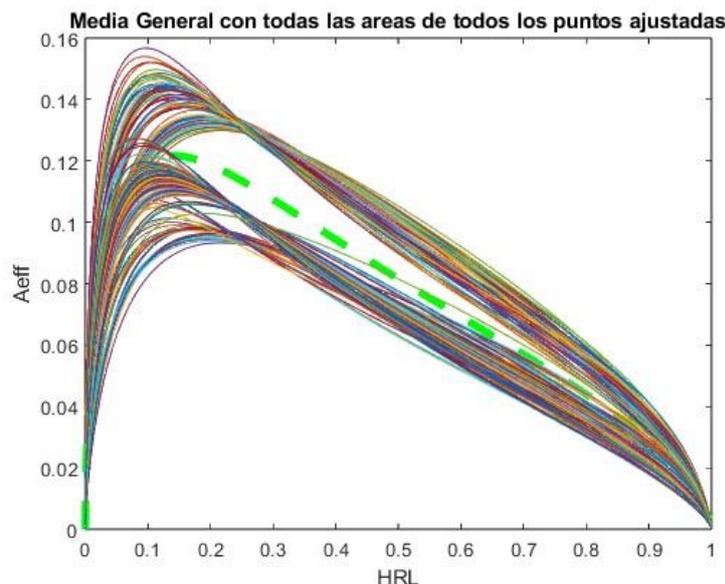


Figura 5.15. Valor del patrón (verde) en comparación de todas las áreas efectivas del frente de llama de los distintos puntos de operación.

5.8 Cálculo de la predicción de la presión

El último paso que presenta el modelo es el cálculo de la predicción de la presión mediante el uso del área efectiva patrón. El cálculo de la presión se realiza igual que el del área efectiva pero de manera “inversa”, ya que es a partir de esta área la que utilizamos para predecir la HRL, y mediante el desglose de la HRL se obtiene la presión. A continuación se exponen los distintos pasos a seguir para obtener la presión predicha:

1^{er} Paso. Se interpola la HRL obtenida de los datos ajustados por Wiebe y el área efectiva patrón en función de una HRL inicial, la cual tiene un valor muy pequeño diferente de cero, con el fin de que el programa vaya prediciendo la HRL (*patternad*).

2^o Paso. Para que esta HRL vuelva a tener los efectos de la turbulencia, la viscosidad dinámica, la influencia del instante de encendido y las características constructivas del motor, a *patternad* se la multiplica por Re , $\frac{A_v}{A_0}$ y A_p

$$A_{eff} = patternad \cdot Re \cdot \frac{A_v}{A_0} \cdot A_p \quad (5.30)$$

3^{er} Paso. La dependencia al grado de carga del motor se vuelve a conseguir al multiplicar el área efectiva por la velocidad de combustión laminar.

$$AS = A_{eff} \cdot u_{CL} \quad (5.31)$$

4^o Paso. El flujo másico de mezcla sin quemar se obtiene al multiplicar AS el caudal volumétrico de los gases no quemados por la densidad ρ_u .

$$HRRmsq = AS \cdot \rho_u \quad (5.32)$$

5^o Paso. Para obtener el efecto que tiene el combustible sobre la HRR, y por ende el gasto másico de carburante que se quema en cada instante, este se calcula de la siguiente manera:

$$HRRmf = \frac{HRRmsq}{\left(1 + \frac{1}{F}\right)} \quad (5.33)$$

6^o Paso. La HRR la obtendremos al multiplicar la $HRRmf$ por PCI el poder calorífico inferior del combustible. Y a partir de esta calcularemos el diferencial de la HRL.

$$HRR = HRRmf \cdot PCI$$

$$\downarrow$$

$$dHRL = \frac{(HRR(i) + HRR(i-1))}{2} \cdot d\alpha \quad (5.34)$$

7º Paso. Se calcula la presión predicha mediante la ecuación 5.20.

$$p(i) = \frac{dHRL + \frac{p(i-1) \cdot Cv(i) \cdot V(i-1)}{R(i-1)}}{\frac{Cv(i) \cdot V(i)}{R(i)} + dV} \quad (5.35)$$

Todos estos pasos se encuentra programados dentro de un bucle *while* al que se le ha añadido antes del cálculo de la presión un parámetro denominado *FMQ* que se encarga de calcular y guarda el valor de la HRL en tanto por uno en cada instante, o dicho de otra forma calcula la fracción de masa quemada.

$$FMQ = \frac{HRL(i)}{\max(HRL)} \quad (5.36)$$

Esta adición se ha realizado con el fin de actualizar el valor de la HRL que se utiliza para predecir la presión en cada instante, agilizando de esta forma los cálculos y evitando posibles errores. No hay que confundir *FMQ* con Y_q , ya que la primera variable solo contabiliza lo que se quema durante un ciclo, mientras que la segunda además de tener esto en cuenta también incluye los gases residuales presentes en el cilindro antes de iniciarse la combustión. Estos gases pueden aparecer por una renovación de la carga imperfecta y/o por el uso de EGR [2]. Por último, cabe añadir que el cálculo encargado de minimizar el error que presenta la presión predicha es igual que el que se explica en el apartado 5.5.

5.9 Resultados

El resultado que obtenemos es un modelo capaz de predecir la presión de los distintos puntos de operación estudiados a partir del área efectiva del frente de llama patrón que hemos calculado. En las figuras 5.16, 5.17 y 5.18 podemos ver las presiones que ha predicho el programa para los tres puntos de operación utilizados para su desarrollo.

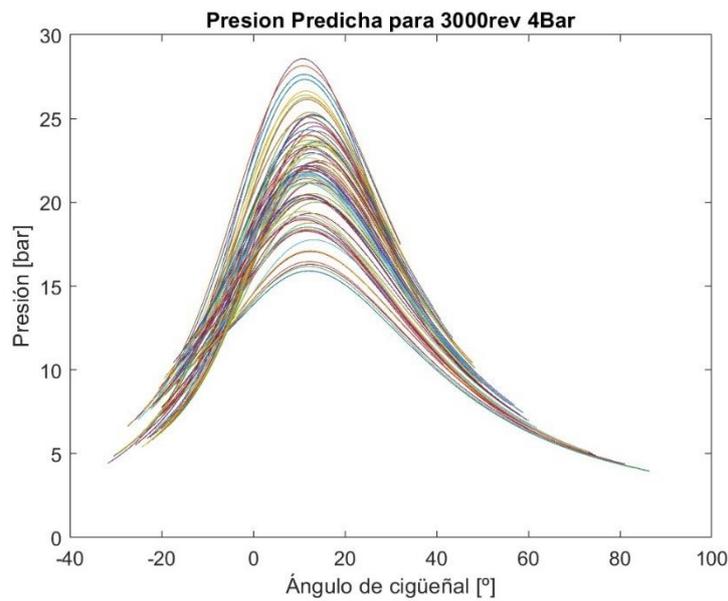


Figura 5.16. Presiones predichas para 3000rev a 4Bar

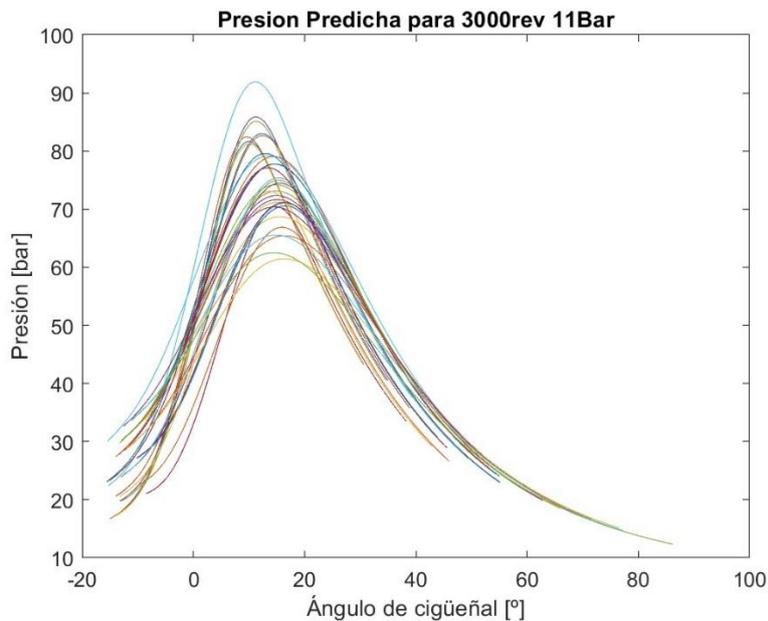


Figura 5.17. Presiones predichas para 3000rev a 11Bar

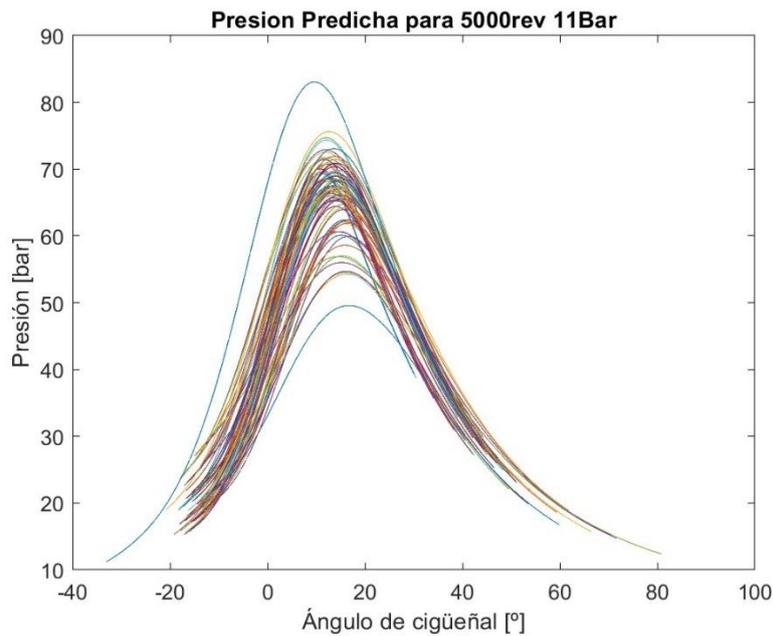


Figura 5.18. Presiones predichas para 5000rev a 11Bar

Para ver mejor la efectividad del modelo compararemos la presión predicha de un ciclo con su presión teórica. Al ser esta última presión la que se asemeja más a la realidad podremos ver con que exactitud consigue predecir nuestro modelo.

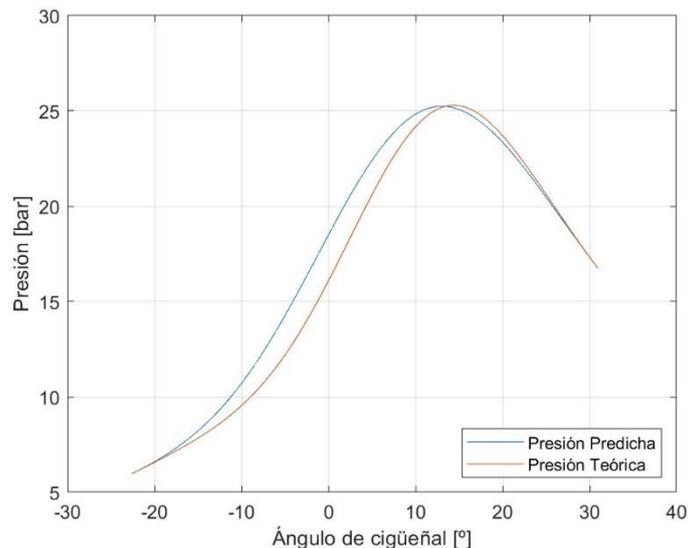


Figura 5.19. Comparación entre la presión predicha y la teórica.

No obstante no todas las predicciones presentan tanta precisión, hay otras que presentan una menor exactitud debido a la diversidad de incertidumbres experimentales presentes a la hora de obtener los datos en el banco de ensayos y al cálculo de la masa atrapada. En la figura 5.20 puede observarse un ciclo con menor precisión.

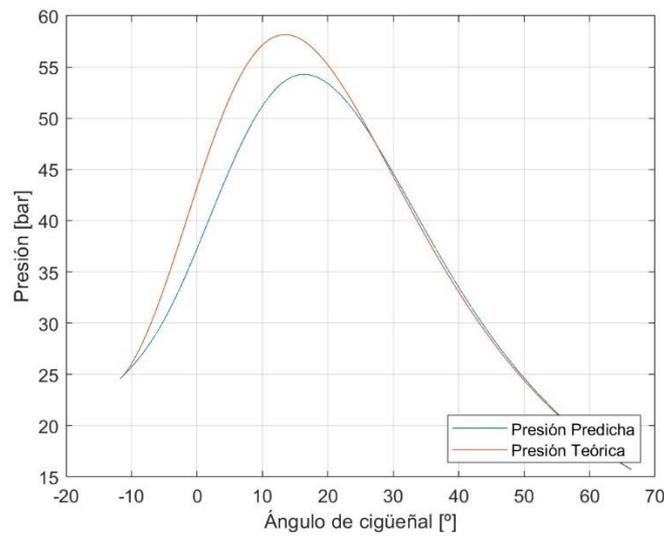


Figura 5.20. Comparación entre la presión predicha y la teórica con menor precisión.

Este error se ha calculado para cada ciclo y puede verse representado en la figura 5.21.

$$Error(i)\% = \frac{\sum |(p_{predicha}(i) - p_{teórica}(i))|}{p_{teórica}(i)} \quad (5.37)$$

$$Error(i)[Pa] = |(p_{predicha}(i) - p_{teórica}(i))| \quad (5.38)$$

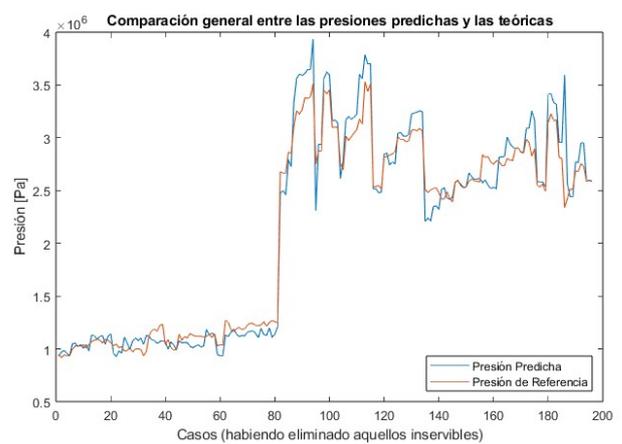
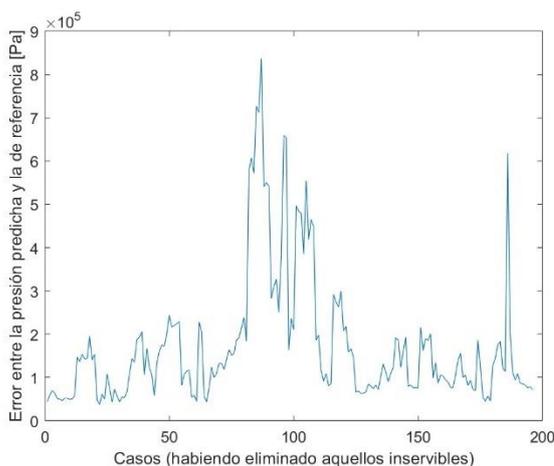


Figura 5.21. Error presente en la predicción, a la izquierda en Pascales y a la derecha la comparación general entre las presiones predichas y las teóricas.

5.10 Problemas afrontados en el desarrollo del modelo

El principal problema y el que costó más tiempo de solucionar apareció al principio del trabajo, antes de conseguir obtener el patrón del área efectiva, ya que lo primero que se realizó fue ver si el código de Miguel Monserrat se adaptaba bien a los nuevos parámetros de CALMEC. Por lo que se modificó el código para que este utilizase los nuevos datos. Se observó que entre el proceso de cálculo de la presión teórica y el cálculo de la predicción de la presión divergían considerablemente. Esta divergencia de presiones como puede observarse en la figura 5.22 no debía producirse, dado que se trataba de un proceso donde se utilizaban los mismos datos para el cálculo de ambas presiones.

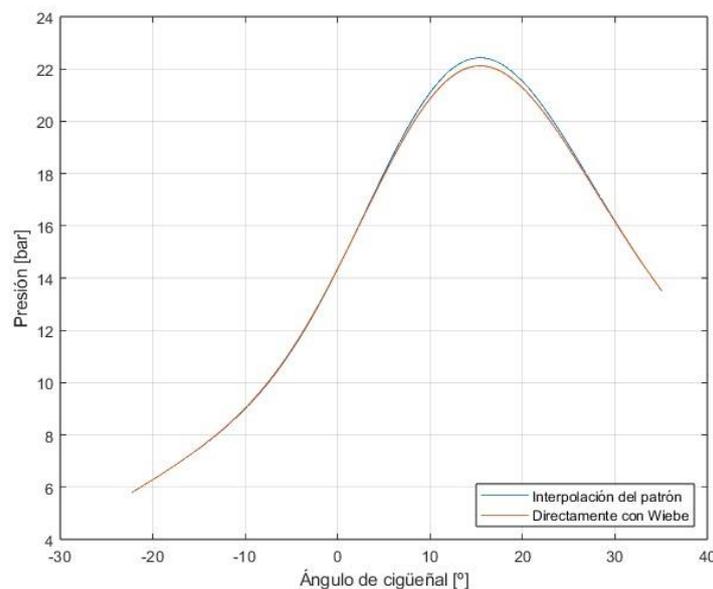


Figura 5.22. Divergencia de presiones entre la presión teórica y la presión predicha.

Al analizar detenidamente el programa se descubrió que el error provenía del tramo donde se calcula la predicción de la presión. El fallo en cuestión era el uso del primer valor de la temperatura y de la temperatura de los inquemados para empezar la predicción. Erróneamente se utilizaba para ambas el primer valor obtenido por CALMEC, el uso de esta temperatura era incorrecto, puesto que al ser el experimental no tenía en cuenta ninguna de las simplificaciones utilizadas para el cálculo de la presión teórica, haciendo que este primer valor fuera superior a la temperatura utilizada para el cálculo de esa presión. Provocando así una acumulación del error que hacía que ambas presiones no saliesen iguales. De esta forma se modificó el código para que el cálculo del primer valor de la temperatura fuese igual para ambos casos. Consiguiendo minimizar al máximo el error y haciendo que ambas curvas de presión sean los más parecidas posibles, como bien se observa en la figura 5.23.

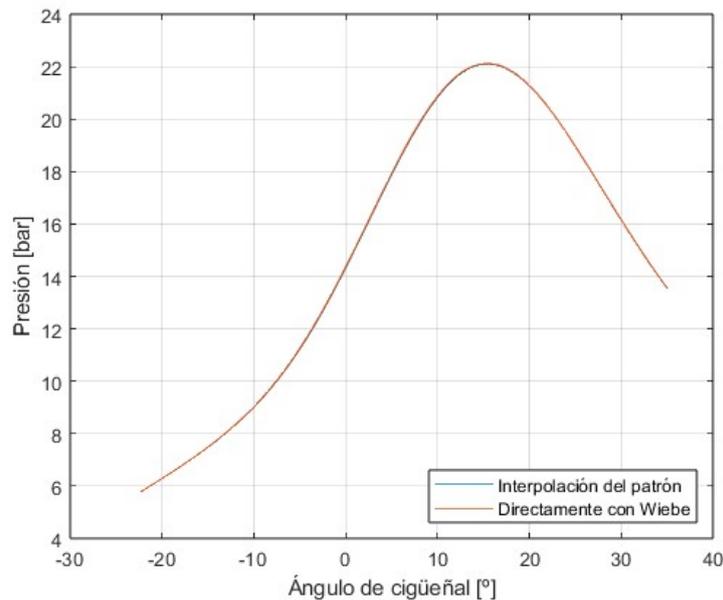


Figura 5.23. Corrección de las presiones.

6. Conclusiones

Se ha logrado desarrollar, corregir, mejorar, simplificar y validar un modelo capaz de predecir la presión dentro del cilindro durante la combustión para cualquiera de los puntos de operación ensayados. Además, se han eliminado las influencias de las características geométricas del motor, lo que ha permitido normalizar aún más el modelo, haciéndolo utilizable para cualquier tamaño de motor de encendido provocado. Se ha conseguido desarrollar una metodología que permite ajustar la dispersión de las áreas efectivas mediante el ajuste de la temperatura al cierre de la válvula de admisión y, en consecuencia, todos los parámetros que dependen de esta. De este modo, finalmente se ha obtenido un promedio representativo del área efectiva, que se ha utilizado como patrón para predecir la presión con la mayor exactitud posible, a pesar de la diversidad de incertidumbres experimentales presentes en los datos provenientes de los ensayos, y al haber mejorado el cálculo del error de la presión eliminando la posibilidad de que este no se redujese.

7. Trabajos futuros

El siguiente paso para finalizar este programa consiste en trasladar el código de Matlab a DEV C++ con el propósito de crear una aplicación con una interfaz usable. Además, se buscará integrar y unificar este programa con otros trabajos que están llevando a cabo compañeros en sus trabajos de fin de grado, donde evalúan el posible autoencendido del motor y las emisiones contaminantes.

8. Bibliografía

- [1] J. Martínez Escondrillas, «Desarrollo de un modelo de valores medios y de un modelo físico de un motor diésel industrial con Simcenter AMESIM». Universidad Politècnica de Cartagena, 2020.
- [2] M. Monserrat Díaz, «Desarrollo y validación de un nuevo modelo de combustión para motores de encendido provocado basado en el cálculo de un patrón representativo de la evolución del área del frente de llama. Aplicación a un motor monocilíndrico de 454cc». Universitat Politècnica de València, 2023.
- [3] A. Gil Megías, «Tema 7. Motores de Combustión Interna Alternativos (MCIA)». Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [4] F. J. Salvador Rubio, «Tema 4. Características fundamentales de los MCIA». Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
- [5] F. Payri y J. M. Desantes, «MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS».
- [6] I. Garijo Fernández, «Definición del mantenimiento e instrumentación de una sala de ensayos de un motor monocilíndrico de investigación», nov. 2019, Accedido: 20 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://riunet.upv.es/handle/10251/130528>
- [7] J. Martín Díaz, «Cálculo de la ley de liberación de calor en un motor diesel de inyección directa». Universitat Politècnica de València, 2010.
- [8] V. Macián, J. J. López, J. Martín, y J. Valero-Marco, «Characterization of the turbulent flame front surface in spark ignition engines during spark ignition operation to identify controlled auto-ignition and abnormal combustion», *Int. J. Engine Res.*, vol. 22, n.º 7, pp. 2149-2168, 2021, doi: 10.1177/1468087420933780.
- [9] À. Ferri Sirvent, «Desarrollo de una herramienta para determinar la superficie del frente de llama en un MEP a partir de la presión en el cilindro», Universitat Politècnica de València, 2020. Accedido: 5 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10251/156591>
- [10] «Explora I+D+i de la Universitat Politècnica de València». Accedido: 1 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: https://aplicat.upv.es/exploraupv/ficha-tecnologia/patente_software/33902
- [11] J. Martín Díaz, «Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa», Universitat Politècnica de València, 2020.



II Presupuesto

1. Presupuesto

El presupuesto de este proyecto está dividido en dos partes. Por una parte encontramos los costes que ha tenido el trabajo en lo que respecta al desarrollo del código, y por otra parte los costes asociados a las reuniones que se han realizado para el seguimiento del proyecto. Unificándose ambas al final de este apartado en el presupuesto total.

Este Trabajo de Fin de Grado (TFG), ha tenido una duración de 3 meses, desarrollándose desde abril hasta junio y se ha realizado en colaboración con el CMT.

1.1 Desarrollo del código

A lo referente al desarrollo del código este ha sido escrito por un ingeniero junior, el cual ha cobrado 15 €/h, trabajando 8 horas al día, 6 días a la semana, dando un total de 624 horas durante los tres meses. Este ha utilizado un ordenador Asus que posee un procesador Ryzen 7, 1 terabyte de almacenamiento SSD y 16 gigabytes de memoria RAM. Su precio es de 1200€, y a este se le ha aplicado en el presupuesto una amortización lineal de una duración de 3 meses, lo que ha durado el proyecto. Además el ingeniero junior ha requerido de una licencia de Matlab para poder desarrollar el trabajo y de un despacho para poder trabajar y reunirse con el tutor, estos han costado respectivamente 75 y 250 euros al mes.

Concepto	Unidades	Precio Unitario	Importe
Ingeniero Junior	624 h	15 €/h	9360 €
Ordenador Asus	3 meses	400 €/mes	1200 €
Licencia Matlab	3 meses	75 €/mes	225 €
Despacho	3 meses	250 €/mes	750 €
Total			11535 €

1.2 Reuniones para el seguimiento del proyecto

La realización de reuniones ha sido imprescindible para asegurar el correcto desarrollo del programa. En estas reuniones se han resuelto dudas, solucionado errores y se ha revisado el programa para asegurar su correcto funcionamiento. Estas sesiones se han dado a lo largo de los 3 meses que ha durado el proyecto y solo se han contado los costes en recursos humanos de las partes implicadas, el ingeniero junior y el director del proyecto.

Concepto	Unidades	Precio Unitario	Importe
Ingeniero Junior	24 h	32 €/h	768 €
Director del Proyecto	24 h	50,7 €/h	1216,8 €
Total			1984,8 €



1.3 Presupuesto total

Finalmente se han agrupado los costes de las distintas partes del presupuesto y a estas se les ha aplicado el 21% de IVA.

Concepto	Importe
Desarrollo del Código	11535 €
Reuniones de seguimiento del proyecto	1984,8 €
IVA (21%)	2839,16 €
Presupuesto Total	16358,96 €



III Anexos

1. Anexo 1

Rutina principal de Matlab encargada del cálculo de la predicción de la presión:

```
clear;
clc;
close all;

% Read data
path_name='C:\Users\sergi\Desktop\Ensayos TFG';
Sheet='Data';
AVG_file_name='Avg_Data_ALL_3.xlsx';
[num1,txt1,row1]=xlsread(AVG_file_name,Sheet);

load('Fus1.mat');
load('mediapatron.mat');
load('TivcAjustsave.mat');
load('vHRRsave.mat');
load('vHRLsave.mat');
load('mressave.mat');

lcd=0;
egrcd=0;
PCI=42399000;
nensayos=265;
for i=1:size(row1,1)-4

    clear vAng5 vAngd vvAng vAng vAng0 Ang;

    cdivi=0;
    % We remove 2, since there are two initial lines in the file that are
    % the headers, and 2 rows of NaNs, so 4 in total.
    fprintf('Ensayo %d /265\n',i);
    % We take the name of the Excel file with the instantaneous data (from
    % the AVG file, 1st column)
    file_name=row1{i+2,1};
    % We take the number of point
    point=row1{i+2,129};
    if point==0 || point==1
        Folder='3000_4';
    end
    if point==2
        Folder='3000_11';
    end
    if point==3
        Folder='5000_4';
    end
    if point==4
        Folder='5000_11';
    end

    CombEff=num1(i,129);
    rpm1=num1(i,1);
    lambda=num1(i,33);
    egrrec=num1(i,19)/100;
    ss1=num1(i,23); %Start Spark
```



```
ma1=(num1(i,17)*2/60/rpm1);
mf1=(num1(i,18)*2/60/rpm1);
mivc1=num1(i,122)/1000;
megr1=(num1(i,130)*2/60/rpm1);

mressave265=mressave(i,1);
vHRLsave265=vHRLsave(:,i);
vHRRsave265=vHRRsave(:,i);
TivcAjustsave265=TivcAjustsave(i,1);

mres1=mivc1-megr1-ma1;
HRLend_teo=(mf1*2/(rpm1*60))*PCI;

if lambda>1.60
    lcd=lcd+1;
    fprintf('Lambda too poor\n');
    continue;
end

%The avg cycle is also taken
name=[path_name '\\' Folder '\\' file_name '.xlsx' ];
Sheet='FCALMEC_cil_1';
[num5,txt5,row5]=xlsread(name,Sheet);
vAng5=num5(:,1);
vHRL5=num5(:,18);
vHRR5=num5(:,15);
Yam=num5(:,6);
Yqm=num5(:,5);
Yfm=num5(:,4);
Vm=num5(:,3);
Tm5=num5(:,8);
p=num5(:,2).*10^5;
R=num5(:,7);
gammam=num5(:,20);
mass=num5(:,11); %Intake mass

Yfini=num5(1,4);
Yfend=num5(1251,4);
Yqini=num5(1,5);
Yqend=num5(1251,5);
Yaini=num5(1,6);
Yfinj=Yfini-Yfend*Yqini/Yqend;
Yt=(Yfini-Yfinj)+Yqini+Yaini;
Yqnf=Yqini/Yt;
egr=Yqnf/Yqend;

if (egr-egrrec)<0
    egrcd=egrcd+1;
    fprintf('EGR too low\n');
    continue;
end

% Ajuste de la ley de liberación de calor /// Wiebe adjustment

vvrpm(i,1)=rpm1;
vvmf(i,1)=mf1;
vvma(i,1)=ma1;
```



```
vvss(i,1)=ss1;
vvmegr(i,1)=megr1;
vvmres(i,1)=mres1;
vvAng(1:length(vAng5),i)=vAng5;
vvHRL(1:length(vHRL5),i)=vHRL5;
vvpm(1:length(p),i)=p;
vvHRR(1:length(vHRR5),i)=vHRR5;
vvTm(1:length(Tm5),i)=Tm5;
vvRm(1:length(R),i)=R;

rpm=vvrpm(i,1);
mf=vvmf(i,1);
ma=vvma(i,1);
ss=vvss(i,1);
megr=vvmegr(i,1);
mres=mressave265;
vAng=vvAng(:,i);
vHRL=vHRLsave265;
pm=vvpm(:,i);
vHRR=vHRRsave265;
Tm=vvTm(:,i);
Rb5=vvRm(:,i);

for k=2:length(vHRL)
    dHRL(k,1)=vHRL(k,1)-vHRL(k-1,1);
end
dHRL(1,1)=dHRL(2,1);
HRLend_teo=mf*PCI;
F=mf/(ma+megr);
Fr=F/(1/14.6);
afr=ma/mf;
lambda=afr/14.6;
vAng0=vAng;
micalc=ma+mf+megr+mres;
vvmi(i,1)=micalc;
mi=vvmi(i,1);
egr=(megr+mres)/mi;

if vHRL(1,1)==0
    fprintf('Simplex diverge\n');
    continue;
end

% Now the experimental curve is fitted to a Wiebe function
[SOC,DUR,SCAL,mp,vHRLsim,vHRRsim,vHRLsim_norm,vHRLsim_normP,div,Length,Ang]=F
it_Wiebe_V5(vAng,vHRL,vHRR,HRLend_teo,CombEff,ss);
if div==1 && Length>1.4
    fprintf('Simplex diverge\n');
    continue;
end
HRLmax=mf*PCI*CombEff*SCAL;
vHRLmax(i,1)=HRLmax;

%SOC and DUR calculus and vectors cutting
EOC=DUR+SOC;
imin1 = find(Ang>=SOC,1,'first');
imin2 = find(vHRLsim_normP==0,1,'last');
```



```
imin=max([imin1,imin2]);
imax = find(Ang<=EOC,1,'last');
Ang=Ang(imin:imax,1);
Angsave(1:length(Ang),i)=Ang;
vHRRsim=vHRRsim(imin:imax,1);
vHRRsim(1,1)=0;
vHRLsim_norm=vHRLsim_norm(imin:imax,1);
vHRLsim_norm(1,1)=0;
vHRLsim_normP=vHRLsim_normP(imin:imax,1);
vHRLsim_normP(1,1)=0;

imin = find(vAng0>=SOC,1,'first');
imax = find(vAng0<=EOC,1,'last');
vAng=vAng(imin:imax,1);
pm=pm(imin:imax,1);
pmsave(1:length(pm),i)=pm;
Tm=Tm(imin:imax,1);
Tm5save(1:length(Tm),i)=Tm;

% Cálculo de la presión teórica /// Pattern calculus
xb=vHRLsim_normP;
if Fr<1
    mab = mf/F.*xb;
    mfb = mf.*xb;
else
    mab = ma.*xb;
    mfb = ma*F.*xb;
end
mau = ma-mab; %Unburned air mass
mfu = mf-mfb; %Unburned fuel mass
mb = mi-mau-mfu; %Burned mass
Ya = mau./mi;
Yf = mfu./mi;
Yq = mb./mi;
Ru = 8314;
Ra = Ru/28.97;
Rf = Ru/104.5;
Rb = Ru/28.97;
Rub = (Ra*Ya + Rf*Yf)./(Ya+Yf);
Rref = Ra.*Ya + Rb.*Yq + Rf.*Yf;
Rrefsave(1:length(Rref),i) = Rref;

st = 0.086; bo = 0.082; l = 0.144; CR = 10.9;
sref = st/2.*(1-cosd(Ang))+l.*(1-(1-(st/2/l)^2.*sind(Ang).^2).^0.5); %Piston
displacement
Ap = pi*bo^2/4;
Vc = Ap*st/(CR-1);
Vref = Vc+Ap.*sref; % In-cylinder calculated volume
for j=2:length(Ang)
    dvref(j,1)=Vref(j,1)-Vref(j-1,1);
    vdHRL(j,1)=(vHRLsim_normP(j,1)-vHRLsim_normP(j-1,1))*SCAL*CombEff*HRLend_teo;
end
dvref(1,1)=dvref(2,1);
vdHRL(1,1)=0;
```



```
[pref]=pressure_vnew9(pm,Vref,mi,Rref,Ang,Ya,Yf,Yq,vdHRL,dvref); %presión que
obtenemos ajustando la HRR con wiebbe
prefsave(1:length(pref),i)=pref;
```

```
T=pref.*Vref./(mi.*Rref);
```

```
cv=0; cva=0; cvf=0; cvq=0;
```

```
for k=1:length(T)
```

```
    [cv(k,1),cva(k,1),cvf(k,1),cvq(k,1)] =
```

```
    C_v(T(k,1),Ya(k,1),Yf(k,1),Yq(k,1),1,1,0);
```

```
end
```

```
cvu=(cva.*Ya + cvf.*Yf)./(Ya+Yf);
```

```
gammau=Rub./cvu+1;
```

```
% Cálculo del área efectiva /// Calculate effective area
```

```
[Aeff,FSRA] =
```

```
Aeff_calc_vnew9(Ang,vHRRsim,Vref,rpm,Fr,F,SOC,gammau,T,pref,Rref,Rub,egr,ma,m
```

```
f,megr);
```

```
med=Aeff;
```

```
vXmed=xb;
```

```
Aeffsave(:,i)=Aeff;
```

```
%% Cálculo de la predicción de la presión /// Pressure calculus
```

```
% Inputs
```

```
rpm=vvrpm(i,1);
```

```
mf=vvmf(i,1);
```

```
ma=vvma(i,1);
```

```
megr=vvmegr(i,1);
```

```
mi=vvmi(i,1);
```

```
HRLmax=vHRLmax(i,1);
```

```
Rm=Rrefsave(:,i);
```

```
pm=pmsave(:,i);
```

```
Ang=Angsave(:,i);
```

```
dAng=0.001; % Paso de cálculo [CAD]
```

```
r=1;
```

```
vAngd(r,1)=Ang(1,1);
```

```
while vAngd(r,1)<Ang(length(Ang),1)
```

```
    r=r+1;
```

```
    vAngd(r,1)=vAngd(r-1,1)+dAng;
```

```
end
```

```
st = 0.086; bo = 0.082; l = 0.144; CR = 10.9;
```

```
s = st/2.*(1-cosd(vAngd))+l.*(1-(1-(st/2/l)^2.*sind(vAngd).^2).^0.5); %
```

```
Piston displacement
```

```
Ap = pi*bo^2/4;
```

```
Vc = Ap*st/(CR-1); %CR=(Vd+Vcc)/Vcc
```

```
V = Vc+Ap.*s; % In-cylinder calculated volume
```

```
for j=2:length(vAngd)
```

```
    dv(j,1)=V(j,1)-V(j-1,1);
```

```
end
```

```
dv(1,1)=dv(2,1);
```

```
p=pm(1,1);
```



```
HRL=0; HRR=0;
HRL(1,1)=HRLmax*10^-25;
HRR(1,1)=0;
xb=HRL(1,1)/HRLmax;

T(1,1)=p(1,1)*V(1,1)/(mi*Rm(1,1));
Tu=T(1,1);
T=T(1,1);
R=Rm(1,1);
f=1;
Av = V.*4./bo;           % Equivalent cylinder wall area [m2]
Ao = min(V)*4/bo;       % Equivalent cylinder wall area in TDC [m2]
ZERO=0.00001;

pm=pm(pm ~= 0);

Aeff2=interp1(Ang,Aeff,vAngd,'linear','extrap');
pm2=interp1(vAng,pm,vAngd,'linear','extrap');
Rref2=interp1(Ang,Rref,vAngd,"linear","extrap");
Ya2=interp1(Ang,Ya,vAngd,"linear","extrap");
Yf2=interp1(Ang,Yf,vAngd,"linear","extrap");
Yq2=interp1(Ang,Yq,vAngd,"linear","extrap");
vHRLsim_normP2=interp1(Ang,vHRLsim_normP,vAngd,"linear","extrap");
vdHRL2(1,1)=0;
for w=2:length(vAngd)
    vdHRL2(w,1)=vHRLsim_normP2(w,1)-vHRLsim_normP2(w-1,1);
    vdHRL2(w,1)=vdHRL2(w,1)*SCAL*CombEff*HRLend_teo;
end
[vpref2]=pressure_vnew9(pm2,V,mi,Rref2,vAngd,Ya2,Yf2,Yq2,vdHRL2,dv);
prefsaveacurated(1:length(vpref2),i)=vpref2;

for w=2:length(vAngd)
    dp=1000;
    pt(w,1)=p(w-1,1);
    HRL(w,1)=HRL(w-1,1);
    xb(w,1)=HRL(w,1)/HRLmax;
    END=0;
    error=0;
    while END==0
        errorold=error;
        pt(w,1)=pt(w,1)+dp;
        if Fr<1
            mab = mf/F*xb(w,1);
            mfb = mf*xb(w,1);
        else
            mab = ma*xb(w,1);
            mfb = ma*F*xb(w,1);
        end
        mau = ma-mab; %Unburned air mass
        mfu = mf-mfb; %Unburned fuel mass
        mb = mi-mau-mfu; %Burned mass
        Ru = 8314; %[J/kmol K]
        Ra = Ru/28.97; %[J/kg K]
        Rb = Ru/28.97; %[J/kg K]
        Rf = Ru/104.5; %[J/kg K]
        Ya = mau/mi;
        vYa(w,1)=Ya;
```

```

Yq = mb/mi;
vYq(w,1)=Yq;
Yf = mfu/mi;
vYf(w,1)=Yf;
Rub = (Ra*Ya + Rf*Yf)./(Ya+Yf);
R(w,1) = Ra*Ya + Rb*Yq + Rf*Yf;  %[J/kg K]
T(w,1)=pt(w,1)*V(w,1)/(mi*R(w,1));
[cv,cva,cvfc,cvq] = C_v(T(w,1),Ya,Yf,Yq,1,1,0);
cvu=(cva*Ya + cvfc*Yf)/(Ya+Yf);
gammau=Rub./cvu+1;
Tu(w,1)=Tu(w-1,1)*(pt(w,1)/p(w-1,1))^(gammau-1/gammau);
Frn=(Fr-(0.5+1.2)/2)/((1.2-0.5)/2);
egrn=(egr-(0+0.35)/2)/((0.35-0)/2);
Tun=(Tu(w,1)-(550+1200)/2)/((1200-550)/2);
ptn=(pt(w,1)*10^-6-(0.2+8)/2)/((8-0.2)/2);
[sL]=Fusl(Tun,ptn,Frn,egrn);  %[m/s]  %Laminar combustion speed
sLsave(w,1)=sL;
den(w,1)=pt(w,1)/(Rub*Tu(w,1));  %[kg/m3]
patternad(w,1)=interp1(vXmed,mediapatron,xb(w,1),'spline');
visc(w,1)=(Tu(w,1)^0.666);
Re(w,1)=((den(w,1)^f)*bo*rpm^f)/visc(w,1);
FSRA(w,1)=patternad(w,1)*(Av(w,1)/Ao)*Ap*Re(w,1);  %Flame Speed Ratio

* Area
AS=FSRA(w,1)*sL;  %[m3/s]  %Area*Combustion speed
HRRmub=AS*den(w,1);  %[kg/s]
HRRmf=HRRmub/(1+(1/(mf/(ma+megr))));
HRR(w,1)=HRRmf*PCI;  %[J/s]
HRR(w,1)=HRR(w,1)/rpm/360*60;  %[J/CAD]
dHRL=(HRR(w,1)+HRR(w-1,1))/2*dAng;
HRL(w,1)=HRL(w-1,1)+dHRL;
xb(w,1)=HRL(w,1)/HRLmax;
p(w,1)=(dHRL+p(w-1,1)*cv*V(w-1,1)/R(w-
1,1))/(cv*V(w,1)/R(w,1)+dv(w,1));  %[Pa]

errori=p(w,1)-pt(w,1);
error=errori/p(w,1);
if abs(error)>ZERO
    if abs(error)>abs(errorold)
        dp=-dp/2;
    end
else
    END=1;
    ppredsave(1:length(p),i)=p;
end
end
end
figure(1)
plot(vAngd,p*10^-5);
hold on;
plot(vAngd,vpref2*10^-5);
ylabel('Presión [bar]');
xlabel('Ángulo de cigüeñal [°]');
title('Presión predicha y de referencia de todos los casos');
drawnow;

if point==1
    figure(2)
    plot(vAngd,p*10^-5);

```



```
hold on;
ylabel('Presión [bar]');
xlabel('Ángulo de cigüeñal [°]');
title('Presión predicha para 3000rev 4Bar');
drawnow;
elseif point==2
figure(3)
plot(vAngd,p*10^-5);
hold on;
ylabel('Presión [bar]');
xlabel('Ángulo de cigüeñal [°]');
title('Presión predicha para 3000rev 11Bar');
drawnow;
elseif point==4
figure(4)
plot(vAngd,p*10^-5);
hold on;
ylabel('Presión [bar]');
xlabel('Ángulo de cigüeñal [°]');
title('Presión predicha para 5000rev 11Bar');
drawnow;
end

end

%% Comparision
figure(5);
plot(vAngd,p*10^-5);
hold on;
plot(Ang,pref*10^-5);
plot(vAngd,vpref2*10^-5);
ylabel('Presión [bar]');
xlabel('Ángulo de cigüeñal [°]');
grid on;
legend('Interpolación del patrón','Directamente con Wiebe','Presión
Acurated','Location','southeast');

for i=1:size(raw1,1)-4
mediappred(i,1)=mean(ppredsave(:,i));
mediapref(i,1)=mean(prefsave(:,i));
end

mediappred=mediappred(mediappred ~= 0);
mediapref=mediapref(mediapref ~= 0);

for i=1:size(raw1,1)-4
err=abs(ppredsave(:,i)-prefsaveacurated(:,i));
errorp(i,1)=mean(err);
end

errorp=errorp(errorp ~= 0);
moment=1:length(errorp);

figure(6);
plot(moment,errorp);
ylabel('Error entre la presión predicha y la de referencia [Pa]');
xlabel('Caso (habiendo eliminado aquellos inservibles)');
```



```
vppredsave=ppredsave;  
vprefsaveacurated=prefsaveacurated;  
  
vppredsave= vppredsave(:, ~all(vppredsave == 0));  
vprefsaveacurated= vprefsaveacurated(:, ~all(vprefsaveacurated == 0));  
  
num_columns = min(size(vppredsave, 2), size(vprefsaveacurated, 2));  
  
for i=1:1:num_columns  
    errper=(abs(vppredsave(:,i)-  
vprefsaveacurated(:,i))./vprefsaveacurated(:,i));  
    errorppercnt(i,1)=mean(errper);  
end  
  
%errorppercnt=errorppercnt(errorppercnt ~= 0);  
moment=1:length(errorppercnt);  
  
figure(7);  
plot(moment,errorppercnt);  
ylabel('% de error entre la presión predcida y la de referencia');  
xlabel('Caso (habiendo eliminado aquellos inservibles)');  
  
moment=1:length(mediappred);  
  
figure(8);  
plot(moment,mediappred);  
hold on;  
plot(moment,mediapref);  
title('Comparación general entre las presiones predichas y las de  
referencia');  
ylabel('Presión [Pa]');  
xlabel('Caso (habiendo eliminado aquellos inservibles)');  
legend('Presión predicha','Presión de referencia','Location','southeast');
```

2. Anexo 2

Subrutina de Matlab encargada del cálculo de la presión teórica:

```
% Theoretical Pressure calculus
function [p]=pressure_vnew9(pm,V,m,R,vAng,Ya,Yf,Yq,dHRL,dv)
p(1,1)=pm(1,1);
pt(1,1)=p(1,1);
T(1,1)=p(1,1)*V(1,1)/m/R(1,1);
ZERO=0.00001;

for i=2:length(vAng)    %Loop to save the pressure values and use the
previous one
    END=0;
    error=0;
    dp=1000;
    pt(i,1)=p(i-1,1); %presión anterior
    %    fprintf('Punto %d / %d\n',i,length(vAng));

    while END==0        %Loop to iterate with p value until convergence
        errorold=error;
        pt(i,1)=pt(i,1)+dp;
        T(i,1)=pt(i,1)*V(i,1)/m/R(i,1);
        [cv(i,1),cv_a(i,1),cv_f(i,1),cv_q(i,1)] =
C_v(T(i,1),Ya(i,1),Yf(i,1),Yq(i,1),1,1,0);
        p(i,1)=(dHRL(i,1)+p(i-1,1)*cv(i,1)*V(i-1,1)/R(i-
1,1))/(cv(i,1)*V(i,1)/R(i,1)+dv(i,1));

        errori=p(i,1)-pt(i,1);
        error=errori/p(i,1);
        if abs(error)>ZERO
            if abs(error)>abs(errorold)
                dp=-dp/2;
            end
        else
            END=1;
            err(i)=error;
        end
    end
end
end
```

3. Anexo 3

Subrutina de Matlab encargada del cálculo del área efectiva del frente de llama:

```
function [Aeff,FSRA,Tun,Tu,sL] =  
Aeff_calc_vnew9(vAng,vHRR,V,rpm,Fr,F,SOC,gamma,T,p,R,Rub,egr,ma,mf,megr)  
  
f=1; % Exponent of rpm [-]  
bo = 0.082; % Bore [m]  
Av = V.*4./bo; % Equivalent cylinder wall area [m2]  
Ao = min(V)*4/bo; % Equivalent cylinder wall area in TDC [m2]  
PCI = 42399000; % [J/kg]  
load('Fusl.mat');  
Ap = pi*bo^2/4; %3.1416*bo^2/4;  
  
HRRmf = (vHRR.*360/60*rpm)./PCI; % [kg/s]  
HRRmub = HRRmf.*(1+(1/(mf/(ma+megr))));  
% [kg/s]  
Tu(1,1)=T(1,1);  
for i=2:length(vAng)  
Tu(i,1)=Tu(i-1,1)*(p(i,1)/p(i-1,1))^((gamma(i,1)-1)/gamma(i,1)); % [K]  
end  
dub = p./(Rub.*Tu); % [kg/m3]  
AS = HRRmub./dub; % [m3/s]  
pmpa=p./10^6; %pmpa=p./10^6;  
Frn=(Fr-(0.5+1.2)/2)/((1.2-0.5)/2);  
egrn=(egr-(0+0.35)/2)/((0.35-0)/2);  
for i=1:length(Tu)  
Tun(i,1)=(Tu(i,1)-(550+1200)/2)/((1200-550)/2);  
pmpa(i,1)=(pmpa(i,1)-(0.2+8)/2)/((8-0.2)/2);  
[sL(i,1)]=Fusl(Tun(i,1),pmpa(i,1),Frn,egrn); %[m/s]  
end  
  
%Calculo sin todas las variables de referencia  
visc=(Tu.^0.666);  
Re=((dub.^f).*bo.*rpm^f)./visc;  
FSRA=AS./sL;% [m2]  
Aeff=FSRA./Re;  
Aeff=Aeff./(Av/Ao);  
Aeff=Aeff./Ap;  
  
End
```

4. Anexo 4

Subrutina de Matlab encargada del cálculo de la media de las áreas efectivas de cada punto de operación:

```
function
[MediaAeff,MediaHRL,Aeffsave,HRLsave,ParametroCalmec,Aeffsave1,HRLsave1,Media
Aeff1,MediaHRL1,Aeffsave2,HRLsave2,MediaAeff2,MediaHRL2,Aeffsave4,HRLsave4,MediaAeff4,MediaHRL4]=Calculo_Aeff_Media_V3(path_name,Sheet,AVG_file_name,num1,
txt1,raw1)

load('Fus1.mat');

lcd=0;
egracd=0;
PCI=42399000;
nensayos=265;

for i=1:size(raw1,1)-4

    cdivi=0;
    % We remove 2, since there are two initial lines in the file that are
    % the headers, and 2 rows of NaNs, so 4 in total.
    %fprintf('Ensayo %d /107\n',i);
    % We take the name of the Excel file with the instantaneous data (from
    % the AVG file, 1st column)
    file_name=raw1{i+2,1};
    % We take the number of point
    point=raw1{i+2,129};
    if point==0 || point==1
        Folder='3000_4';
    end
    if point==2
        Folder='3000_11';
    end
    if point==3
        Folder='5000_4';
    end
    if point==4
        Folder='5000_11';
    end

    CombEff=num1(i,129);
    rpm1=num1(i,1);
    lambda=num1(i,33);
    egrrec=num1(i,19)/100;
    ss1=num1(i,23); %Start Spark
    ma1=(num1(i,17)*2/60/rpm1); %Kg/ciclo
    mf1=(num1(i,18)*2/60/rpm1); %Kg/ciclo
    mivc1=num1(i,122)/1000; %Kg/ciclo
    megr1=(num1(i,130)*2/60/rpm1); %Kg/ciclo

    mres1=mivc1-megr1-ma1;
    HRLend_teo=(mf1*2/(rpm1*60))*PCI;
    %Fr=num1(i,32);
    %F=Fr*(1/14.6);
```

```
if lambda>1.60
    lcd=lcd+1;
    %fprintf('Lambda too poor\n');
    continue;
end

% The avg cycle is also taken
name=[path_name '\\' Folder '\\' file_name '.xlsx' ];
Sheet='FCALMEC_cil_1';
[num5,txt5,row5]=xlsread(name,Sheet);
vAng5=num5(:,1);
vHRL5=num5(:,18);
vHRR5=num5(:,15);
Yam=num5(:,6);
Yqm=num5(:,5);
Yfm=num5(:,4);
Vm=num5(:,3);
Tm5=num5(:,8);
p=num5(:,2).*10^5;
R=num5(:,7);
gammam=num5(:,20);
mass=num5(:,11); %Intake mass

Yfini=num5(1,4);
Yfend=num5(1251,4);
Yqini=num5(1,5); %quemados iniciales + egr
Yqend=num5(1251,5);
Yaini=num5(1,6);
Yfinj=Yfini-Yfend*Yqini/Yqend; %Fracción másica de combustible inyectado
Yt=(Yfini-Yfinj)+Yqini+Yaini; %Fracción másica total(Quemados, aire y
combustible residual) menos el combustible
Yqnf=Yqini/Yt; %elimina a los gases residuales(Yqini) del inicio el fuel
inyectado, fracción másica de quemados sobre el total de la mezcla antes de
iniciarse la combustión
egr=Yqnf/Yqend; %porcentaje de egr

if (egr-egrrec)<0 %egrrec=egr experimental
    egrcd=egrcd+1;
    %fprintf('EGR too low\n');
    continue;
end

%% Wiebe adjustment
%Vamos guardando toda la información de todos los ensayos en vectores para
%tenerla toda agrupada en un mismo sitio
vvrpm(i,1)=rpm1;
vvmf(i,1)=mf1;
vvma(i,1)=ma1;
vvss(i,1)=ss1;
vvmegr(i,1)=megr1;
vvmres(i,1)=mres1;
vvAng(1:length(vAng5),i)=vAng5;
vvHRL(1:length(vHRL5),i)=vHRL5;
vvpmp(1:length(p),i)=p;
vvHRR(1:length(vHRR5),i)=vHRR5;
vvTm(1:length(Tm5),i)=Tm5;
vvRm(1:length(R),i)=R;

%Seleccionamos la información correspondiente al ensayo en el que estamos
```



```
rpm=vvrpm(i,1);
mf=vvmf(i,1);
ma=vvma(i,1);
ss=vvss(i,1);
megr=vvmegr(i,1);
mres=vvmres(i,1); %masa gases residuales
vAng=vvAng(:,i);
vHRL=vvHRL(:,i);
pm=vvpm(:,i);
vHRR=vvHRR(:,i);
Tm=vvTm(:,i);
Rb5=vvRm(:,i);

for k=2:length(vHRL)
    dHRL(k,1)=vHRL(k,1)-vHRL(k-1,1);
end
dHRL(1,1)=dHRL(2,1);
HRLend_teo=mf*PCI;
F=mf/(ma+megr);
Fr=F/(1/14.6);
afr=ma/mf;
lambda=afr/14.6;
vAng0=vAng;
micalc=ma+mf+megr+mres;
vvmi(i,1)=micalc;
mi=vvmi(i,1);
egr=(megr+mres)/mi;

% Now the experimental curve is fitted to a Wiebe function
[SOC,DUR,SCAL,mp,vHRLsim,vHRRsim,vHRLsim_norm,vHRLsim_normP,div,Length,Ang]=Fit_Wiebe_V5(vAng,vHRL,vHRR,HRLend_teo,CombEff,ss);
if div==1 && Length>1.4

%[SOC,DUR,SCAL,mp,vHRLsim,vHRRsim,vHRLsim_norm,vHRLsim_normP,Ang]=Fit_Wiebe_V4(vAng,vHRL,vHRR,HRLend_teo,CombEff,ss);
    %fprintf('Simplex diverge\n');
    continue;
end
HRLmax=mf*PCI*CombEff*SCAL;
vHRLmax(i,1)=HRLmax;

%SOC and DUR calculus and vectors cutting
EOC=DUR+SOC;
imin1 = find(Ang>=SOC,1,'first'); %Seccionamos para trabajar solo con [SOC-EOC]
imin2 = find(vHRLsim_normP==0,1,'last');
imin=max([imin1,imin2]);
imax = find(Ang<=EOC,1,'last');
Ang=Ang(imin:imax,1);
Angsave(1:length(Ang),i)=Ang;
vHRRsim=vHRRsim(imin:imax,1);
vHRRsim(1,1)=0;
%vHRLsim=vHRLsim(imin:imax,1);
%vHRLsim(1,1)=0;
vHRLsim_norm=vHRLsim_norm(imin:imax,1);
vHRLsim_norm(1,1)=0;
vHRLsim_normP=vHRLsim_normP(imin:imax,1);
vHRLsim_normP(1,1)=0;
```



```

%Volvemos a calcular imin e imax por que el vector ang que nos devuelve
%wiebbe no tiene el mismo tamaño que el extraemos desde el excel y por lo
%tanto no nos cogería los siguientes valores bien
imin = find(vAng0>=SOC,1,'first'); %Seccionamos para trabajar solo con
[SOC-EOC]
imax = find(vAng0<=EOC,1,'last');
vAng=vAng(imin:imax,1);
pm=pm(imin:imax,1);
pmsave(1:length(pm),i)=pm;
Tm=Tm(imin:imax,1);
Tm5save(1:length(Tm),i)=Tm;

%% Pattern calculus
xb=vHRLsim_normP;
if Fr<1
    mab = mf/F.*xb;
    mfb = mf.*xb;
else
    mab = ma.*xb;
    mfb = ma*F.*xb;
end
mau = ma-mab; %Unburned air mass
mfu = mf-mfb; %Unburned fuel mass
mb = mi-mau-mfu; %Burned mass
Ya = mau./mi;
Yf = mfu./mi;
Yq = mb./mi;
Ru = 8314; %Constante de los gases ideales de la mezcla sin quemar
Ra = Ru/28.97;
Rf = Ru/104.5;
Rb = Ru/28.97; %Constante de los gases quemados///Aproximación ya que estos
no varían demasiado
Rub = (Ra*Ya + Rf*Yf)./(Ya+Yf); %Constante de los gases ideales de la mezcla
quemada
Rref = Ra.*Ya + Rb.*Yq + Rf.*Yf; %Constante del gas ideal media
Rrefsave(1:length(Rref),i) = Rref;

st = 0.086; bo = 0.082; l = 0.144; CR = 10.9; %st=Carrera del piston
bo=Diametro del piston l=Longitud de la biela CR=Relación de Compresión
sref = st/2.*(1-cosd(Ang))+l.*(1-(1-(st/2/l)^2.*sind(Ang).^2).^0.5); %Piston
displacement
Ap = pi*bo^2/4; %3.1416*bo^2/4;
Vc = Ap*st/(CR-1); %Volumen en el punto muerto superior
Vref = Vc+Ap.*sref; % In-cylinder calculated volume
for j=2:length(Ang)
    dvref(j,1)=Vref(j,1)-Vref(j-1,1);
    vdHRL(j,1)=(vHRLsim_normP(j,1)-vHRLsim_normP(j-
1,1))*SCAL*CombEff*HRLend_teo;
end
dvref(1,1)=dvref(2,1);
vdHRL(1,1)=0;

[pref]=pressure_vnew9(pm,Vref,mi,Rref,Ang,Ya,Yf,Yq,vdHRL,dvref);
prefsave(1:length(pref),i)=pref;

T=pref.*Vref./(mi.*Rref);

```

```
cv=0; cva=0; cvf=0; cvq=0;
for k=1:length(T)
    [cv(k,1),cva(k,1),cvf(k,1),cvq(k,1)] =
C_v(T(k,1),Ya(k,1),Yf(k,1),Yq(k,1),1,1,0);
end
cvu=(cva.*Ya + cvf.*Yf)./(Ya+Yf);
gammau=Rub./cvu+1;

% Calculate effective area and pattern
[Aeff,FSRA] =
Aeff_calc_vnew9(Ang,vHRRsim,Vref,rpm,Fr,F,SOC,gammau,T,pref,Rref,Rub,egr,ma,
mf,megr);

Aeffsave(:,i)=Aeff;
HRLsave(:,i)=vHRRsim_normP;

if point==1
    Aeffsave1(:,i)=Aeff;
    HRLsave1(:,i)=vHRRsim_normP;
elseif point==2
    Aeffsave2(:,i)=Aeff;
    HRLsave2(:,i)=vHRRsim_normP;
elseif point==4
    Aeffsave4(:,i)=Aeff;
    HRLsave4(:,i)=vHRRsim_normP;
end

%Cálculo del Parametro Calmec
HRLend=vHRRsim_normP(end,1)*HRLend_teo*CombEff*SCAL;
HRLend_teo=HRLend_teo*CombEff;
ParametroCalmec(i,1)=HRLend/HRLend_teo;
end

%ParametroCalmec=ParametroCalmec(ParametroCalmec ~= 0);

Aeffsave = Aeffsave(:, ~all(Aeffsave == 0));
HRLsave = HRLsave(:, ~all(HRLsave == 0));

Aeffsave1 = Aeffsave1(:, ~all(Aeffsave1 == 0));
HRLsave1 = HRLsave1(:, ~all(HRLsave1 == 0));

Aeffsave2 = Aeffsave2(:, ~all(Aeffsave2 == 0));
HRLsave2 = HRLsave2(:, ~all(HRLsave2 == 0));

Aeffsave4 = Aeffsave4(:, ~all(Aeffsave4 == 0));
HRLsave4 = HRLsave4(:, ~all(HRLsave4 == 0));

for w=1:length(Aeffsave) %Area efectiva media de todos los casos
    Aeffinst=Aeffsave(w,:);
    MediaAeff(w,1)=mean(Aeffinst);
    HRLinst=HRLsave(w,:);
    MediaHRL(w,1)=mean(HRLinst); %Se hace la media para que un vector de
una sola columna y tantas filas como filas tiene la Aeff, la HRL es igual
```



para todas las Aeff pero así conseguimos que HRL sea un vector de una sola columna y tenga el mismo número de filas que la Aeff

end

```
for w=1:length(Aeffsave1)
    Aeffinst1=Aeffsave1(w,:);
    MediaAeff1(w,1)=mean(Aeffinst1);
    HRLinst1=HRLsave1(w,:);
    MediaHRL1(w,1)=mean(HRLinst1);
```

end

```
for w=1:length(Aeffsave2)
    Aeffinst2=Aeffsave2(w,:);
    MediaAeff2(w,1)=mean(Aeffinst2);
    HRLinst2=HRLsave2(w,:);
    MediaHRL2(w,1)=mean(HRLinst2);
```

end

```
for w=1:length(Aeffsave4)
    Aeffinst4=Aeffsave4(w,:);
    MediaAeff4(w,1)=mean(Aeffinst4);
    HRLinst4=HRLsave4(w,:);
    MediaHRL4(w,1)=mean(HRLinst4);
```

end

5. Anexo 5

Rutina principal de Matlab encargada del ajuste de las áreas efectivas del frente de llama y del cálculo del patrón:

```
clear;
clc;
close all;

% Read data
path_name='C:\Users\sergi\Desktop\Ensayos TFG';
Sheet='Data';
AVG_file_name='Avg_Data_ALL_3.xlsx';
[num1,txt1,raw1]=xlsread(AVG_file_name,Sheet);

%-----
-----

%Cálculo de la Área Efectiva sin tocar el parámetro Calmec
[MediaAeff,MediaHRL,vAeffsinmod,vHRLsim_normPsinmod,vParametroCalmecsinmod,Aeffsave1sinmod,HRLsave1sinmod,MediaAeff1sinmod,MediaHRL1sinmod,Aeffsave2sinmod,HRLsave2sinmod,MediaAeff2sinmod,MediaHRL2sinmod,Aeffsave4sinmod,HRLsave4sinmod,MediaAeff4sinmod,MediaHRL4sinmod]=Calculo_Aeff_Media_V3(path_name,Sheet,AVG_file_name,num1,txt1,raw1);

figure(1)
plot(MediaHRL1sinmod,MediaAeff1sinmod,'Color','yellow','LineStyle','--','LineWidth',4);
hold on;
plot(HRLsave1sinmod,Aeffsave1sinmod);
ylabel('Aeff');
xlabel('HRL');
title('Punto de Operación 3000rev a 4bar');

figure(2)
plot(MediaHRL2sinmod,MediaAeff2sinmod,'Color','yellow','LineStyle','--','LineWidth',4);
hold on;
plot(HRLsave2sinmod,Aeffsave2sinmod);
ylabel('Aeff');
xlabel('HRL');
title('Punto de Operación 3000rev a 11bar');

figure(3)
plot(MediaHRL4sinmod,MediaAeff4sinmod,'Color','yellow','LineStyle','--','LineWidth',4);
hold on;
plot(HRLsave4sinmod,Aeffsave4sinmod);
ylabel('Aeff');
xlabel('HRL');
title('Punto de Operación 5000rev a 11bar');

SumadelasmediasdelasAeff=(MediaAeff1sinmod+MediaAeff2sinmod+MediaAeff4sinmod)/3;
%MediadelasmediasdelasAeff=mean(SumadelasmediasdelasAeff);

figure(4)
```



```
plot(MediaHRL,SumadelasmediasdelasAeff,'Color','yellow','LineStyle','--',  
'LineWidth',4);  
hold on;  
plot(MediaHRL,MediaAeff,'Color','green','LineStyle','--','LineWidth',4);  
plot(MediaHRL1sinmod,MediaAeff1sinmod);  
plot(MediaHRL2sinmod,MediaAeff2sinmod);  
plot(MediaHRL4sinmod,MediaAeff4sinmod);  
ylabel('Aeff');  
xlabel('HRL');  
title('Media total de las áreas efectivas');  
legend('Media Total de las áreas efectivas (apartir de las medias)','Media  
Total de las áreas efectivas (Media area por area)'  
'Media área efectiva en 3000rev a 4bar',  
'Media área efectiva en 3000rev a 11bar',  
'Media área efectiva en 5000rev a 11bar',  
'Location','southeast');
```

```
%-----  
-----
```

```
lcd=0;  
egrcd=0;  
PCI=42399000;  
nensayos=265;  
for i=1:size(raw1,1)-4  
  
    cdivi=0;  
    % We remove 2, since there are two initial lines in the file that are  
    % the headers, and 2 rows of NaNs, so 4 in total.  
    fprintf('Ensayo %d /265\n',i);  
    % We take the name of the Excel file with the instantaneous data (from  
    % the AVG file, 1st column)  
    file_name=raw1{i+2,1};  
    % We take the number of point  
    point=raw1{i+2,129};  
    if point==0 || point==1  
        Folder='3000_4';  
    end  
    if point==2  
        Folder='3000_11';  
    end  
    if point==3  
        Folder='5000_4';  
    end  
    if point==4  
        Folder='5000_11';  
    end  
  
    CombEff=num1(i,129);  
    rpm1=num1(i,1);  
    lambda=num1(i,33);  
    egrrec=num1(i,19)/100;  
    ss1=num1(i,23); %Start Spark  
    ma1=(num1(i,17)*2/60/rpm1); %Kg/ciclo  
    mf1=(num1(i,18)*2/60/rpm1); %Kg/ciclo  
    mivc1=num1(i,122)/1000; %Kg/ciclo  
    megr1=(num1(i,130)*2/60/rpm1); %Kg/ciclo
```

```
mres1=mivc1-megr1-ma1; %no tenemos en cuenta la mf1 por que inyectamos el
fue! después///Masa de residuales
HRLend_teo=(mf1*2/(rpm1*60))*PCI;
Tivc1=num1(i,121)+273; %Temperatura al cierre de la válvula de admisión
en K
Pivc1=num1(i,120)*10^5; %Presión al cierre de la válvula de admisión
PCalmec1=num1(i,131); %Parámetro calmec
Tivcsinajust=num1(:,121)+273;

CalmecP1=num1(i,112);

%Fr=num1(i,32);
%F=Fr*(1/14.6);
if lambda>1.60
    lcd=lcd+1; %Acumula caso de lambda excesivamente pobre
    fprintf('Lambda too poor\n');
    continue;
end

% The avg cycle is also taken
name=[path_name '\\' Folder '\\' file_name '.xlsx' ];
Sheet='FCALMEC_cil_1';
[num5,txt5,row5]=xlsread(name,Sheet); %todos son valores instantaneos
experimentales
vAng5=num5(:,1);
vHRL5=num5(:,18);
vHRR5=num5(:,15);
Yam=num5(:,6);
Yqm=num5(:,5);
Yfm=num5(:,4);
Vm=num5(:,3);
Tm5=num5(:,8);
p=num5(:,2).*10^5;
R=num5(:,7);
gammam=num5(:,20);
mass=num5(:,11); %Intake mass

Yfini=num5(1,4);
Yfend=num5(1251,4);
Yqini=num5(1,5); %quemados iniciales + egr
Yqend=num5(1251,5);
Yaini=num5(1,6);
Yfinj=Yfini-Yfend*Yqini/Yqend; %Fracción másica de combustible inyectado
Yt=(Yfini-Yfinj)+Yqini+Yaini; %Fracción másica total(Quemados, aire y
combustible residual) menos el combustible
Yqnf=Yqini/Yt; %elimina a los gases residuales(Yqini) del inicio el fue!
inyectado, fracción másica de quemados sobre el total de la mezcla antes de
iniciarse la combustión
egr=Yqnf/Yqend; %porcentaje de egr

if (egr-egrrec)<0 %egrrec=egr experimental
    egrcd=egrcd+1;
    fprintf('EGR too low\n');
    continue;
end

%% Wiebe adjustment
%Vamos guardando toda la información de todos los ensayos en vectores para
```



```

%tenerla toda agrupada en un mismo sitio
vvrpm(i,1)=rpm1;
vvmf(i,1)=mf1;
vvma(i,1)=ma1;
vvss(i,1)=ss1;
vvmegr(i,1)=megr1;
vvmres(i,1)=mres1;
vvAng(1:length(vAng5),i)=vAng5;
vvHRL(1:length(vHRL5),i)=vHRL5;
vvpm(1:length(p),i)=p;
vvHRR(1:length(vHRR5),i)=vHRR5;
vvTm(1:length(Tm5),i)=Tm5; %Temperatura Instantanea
vvRm(1:length(R),i)=R;

%Seleccionamos la información correspondiente al ensayo en el que estamos
rpm=vvrpm(i,1);
mf=vvmf(i,1);
ma=vvma(i,1);
ss=vvss(i,1);
megr=vvmegr(i,1);
mres=vvmres(i,1); %masa gases residuales
vAng=vvAng(:,i);
vHRL=vvHRL(:,i);
pm=vvpm(:,i);
vHRR=vvHRR(:,i);
Tm=vvTm(:,i);
Rb5=vvRm(:,i); %es la de Rref pero de calmec

%HASTA AQUÍ ES EL AREA EFECTICA SIN MODIFICAR NADA

%-----
%-----
%Busqueda del volumen al cierre de la válvula de admisión
Tivc=0;
indice=0;
while Tivc<Tivc1
    indice=indice+1;
    st = 0.086; bo = 0.082; l = 0.144; CR = 10.9; %st=Carrera del piston
bo=Diametro del piston l=Longitud de la biela CR=Relación de Compresión
    sivc = st/2.*(1-cosd(vAng5(indice,1)))+l.*(1-(1-
(st/2/l)^2.*sind(vAng5(indice,1)).^2).^0.5); %Piston displacement
    Ap = pi*bo^2/4; %3.1416*bo^2/4;
    Vc = Ap*st/(CR-1); %Volumen en el punto muerto superior
    Vivc = Vc+Ap*sivc; % In-cylinder calculated volume
    Tivc=(p(indice,1)*Vivc)/(mivc1*R(indice,1));
end
%fprintf('Se cierra la valvula de admisión en el ángulo %d
\n',vAng5(indice,1));
%fprintf('Se cierra la valvula de admisión en el índice %d \n',indice);

%-----
%-----

%Parametros para ajustar la Aeff a la MediaAeff
FactorEscala=0.28;

```



```
ZERO=1*10^-3;
END=0;
error=10^20;
FirstIteration=1;
Ajuste=1;
dajust=0.01;
HAjuste=0;

while END==0
    vAng=vvAng(:,i);
    vHRL=vvHRL(:,i);
    vHRR=vvHRR(:,i);
    HRLend_teo=(mf1*2/(rpm1*60))*PCI;
    CombEff=num1(i,129);
    ss=vvss(i,1);
    pm=vvpm(:,i);
    Tm=vvTm(:,i);

    if FirstIteration==1
        FirstIteration=0;
    else
        Ajuste=Ajuste+dajust;
    end

    errorold=error;

    if Ajuste>1
        HAjuste=Ajuste-1;
    elseif Ajuste<1
        HAjuste=-(1-Ajuste);
    elseif Ajuste==1
    end

    TivcAjust=Tivc*Ajuste;
    mivc=(p(indice,1)*Vivc)/(R(indice,1)*TivcAjust);
    vHRR=vHRR.*(1/(1+((HAjuste)*FactorEscala)));
    vHRL=vHRL.*(1/(1+((HAjuste)*FactorEscala)));

    mres1=mivc-megr1-ma1;
    vvmres(i,1)=mres1;
    mres=vvmres(i,1);

    for k=2:length(vHRL)
        dHRL(k,1)=vHRL(k,1)-vHRL(k-1,1);
    end
    dHRL(1,1)=dHRL(2,1);
    HRLend_teo=mf*PCI;
    F=mf/(ma+megr);
    Fr=F/(1/14.6);
    afr=ma/mf;
    lambda=afr/14.6;
    vAng0=vAng;
    micalc=ma+mf+megr+mres;
    vvmi(i,1)=micalc;
    mi=vvmi(i,1);
    egr=(megr+mres)/mi;
```

```
% Now the experimental curve is fitted to a Wiebe function

[SOC,DUR,SCAL,mp,vHRLsim,vHRRsim,vHRLsim_norm,vHRLsim_normP,div,Length,Ang]=Fit_Wiebe_V5(vAng,vHRL,vHRR,HRLend_teo,CombEff,ss);
if div==1 && Length>1.4

%[SOC,DUR,SCAL,mp,vHRLsim,vHRRsim,vHRLsim_norm,vHRLsim_normP,Ang]=Fit_Wiebe_V4(vAng,vHRL,vHRR,HRLend_teo,CombEff,ss);
    fprintf('Simplex diverge\n');
    END=1;
    continue;
end
HRLmax=mf*PCI*CombEff*SCAL;
vHRLmax(i,1)=HRLmax;

%SOC and DUR calculus and vectors cutting
EOC=DUR+SOC;
imin1 = find(Ang>=SOC,1,'first'); %Seccionamos para trabajar solo con
[SOC-EOC]
imin2 = find(vHRLsim_normP==0,1,'last');
imin=max([imin1,imin2]);
imax = find(Ang<=EOC,1,'last');
Ang=Ang(imin:imax,1);
Angsave(1:length(Ang),i)=Ang;
vHRRsim=vHRRsim(imin:imax,1); %HRR Simulada
vHRRsim(1,1)=0;
%vHRLsim=vHRLsim(imin:imax,1);
%vHRLsim(1,1)=0;
vHRLsim_norm=vHRLsim_norm(imin:imax,1);
vHRLsim_norm(1,1)=0;
vHRLsim_normP=vHRLsim_normP(imin:imax,1);
vHRLsim_normP(1,1)=0;
%Volvemos a calcular imin e imax por que el vector ang que nos devuelve
%wiebbe no tiene el mismo tamaño que el extraemos desde el excel y por lo
%tanto no nos cogería los siguientes valores bien
imin = find(vAng0>=SOC,1,'first'); %Seccionamos para trabajar solo con
[SOC-EOC]
imax = find(vAng0<=EOC,1,'last');
vAng=vAng(imin:imax,1);
pm=pm(imin:imax,1);
pmsave(1:length(pm),i)=pm;
Tm=Tm(imin:imax,1);
Tm5save(1:length(Tm),i)=Tm;

%% Pattern calculus
xb=vHRLsim_normP;
if Fr<1
    mab = mf/F.*xb;
    mfb = mf.*xb;
else
    mab = ma.*xb;
    mfb = ma*F.*xb;
end
mau = ma-mab; %Unburned air mass
mfu = mf-mfb; %Unburned fuel mass
mb = mi-mau-mfu; %Burned mass
```

```
Ya = mau./mi;
Yf = mfu./mi;
Yq = mb./mi;
Ru = 8314;          %Constante de los gases ideales de la mezcla sin quemar
Ra = Ru/28.97;
Rf = Ru/104.5;
Rb = Ru/28.97;     %Constante de los gases quemados
Rub = (Ra*Ya + Rf*Yf)./(Ya+Yf); %Constante de los gases ideales de la
mezcla quemada
Rref = Ra.*Ya + Rb.*Yq + Rf.*Yf; %Constante del gas ideal media
Rrefsave(1:length(Rref),i) = Rref;

st = 0.086; bo = 0.082; l = 0.144; CR = 10.9; %st=Carrera del piston
bo=Diametro del piston l=Longitud de la biela CR=Relación de Compresión
sref = st/2.*(1-cosd(Ang))+l.*(1-(1-(st/2/l)^2.*sind(Ang).^2).^0.5);
%Piston displacement
Ap = pi*bo^2/4; %3.1416*bo^2/4;
Vc = Ap*st/(CR-1); %Volumen en el punto muerto superior
Vref = Vc+Ap.*sref; % In-cylinder calculated volume
for j=2:length(Ang)
    dvref(j,1)=Vref(j,1)-Vref(j-1,1);
    vdHRL(j,1)=(vHRLsim_normP(j,1)-vHRLsim_normP(j-
1,1))*SCAL*CombEff*HRLend_teo;
end
dvref(1,1)=dvref(2,1);
vdHRL(1,1)=0;

[pref]=pressure_vnew9(pm,Vref,mi,Rref,Ang,Ya,Yf,Yq,vdHRL,dvref);
prefsave(1:length(pref),i)=pref;

T=(pref.*Vref./(mi.*Rref));

cv=0; cva=0; cvf=0; cvq=0;
for k=1:length(T)
    [cv(k,1),cva(k,1),cvf(k,1),cvq(k,1)] =
C_v(T(k,1),Ya(k,1),Yf(k,1),Yq(k,1),1,1,0);
end
cvu=(cva.*Ya + cvf.*Yf)./(Ya+Yf);
gammau=Rub./cvu+1;

% Calculate effective area and pattern

[Aeff,FSRA] =
Aeff_calc_vnew9(Ang,vHRRsim,Vref,rpm,Fr,F,SOC,gammau,T,pref,Rref,Rub,egr,ma,m
f,megr);

HRLerrorstart=find(vHRLsim_normP>=0.1,1,"first");
HRLerrorend=find(vHRLsim_normP<=0.8,1,"last");

if point==1
    for w=HRLerrorstart:HRLerrorend %El error se está midiendo desde el
HRL=0,1 hasta el HRL=0,8
        errori(w,1)=abs(Aeff(w,1)-MediaAeff1sinmod(w,1));
    end
elseif point==2
    for w=HRLerrorstart:HRLerrorend
        errori(w,1)=abs(Aeff(w,1)-MediaAeff2sinmod(w,1));
    end
end
```

```
elseif point==4
    for w=HRLerrorstart:HRLerrorend
        errori(w,1)=abs(Aeff(w,1)-MediaAeff4sinmod(w,1));
    end
end

error=mean(errori);

if abs(dajust)>ZERO
    if error>errorold
        dajust=-(dajust)/2;
    end
else
    END=1;
end

vAeffsave(:,i)=Aeff;
vHRLsim_normPsave(:,i)=vHRLsim_normP;

if point==1
    Aeffsave1(:,i)=Aeff;
    HRLsave1(:,i)=vHRLsim_normP;
elseif point==2
    Aeffsave2(:,i)=Aeff;
    HRLsave2(:,i)=vHRLsim_normP;
elseif point==4
    Aeffsave4(:,i)=Aeff;
    HRLsave4(:,i)=vHRLsim_normP;
end

%Cálculo del Parametro Calmec
HRLend=vHRLsim_normP(end,1)*HRLend_teo*CombEff*SCAL;
HRLend_teo=HRLend_teo*CombEff;
ParametroCalmec(i,1)=HRLend/HRLend_teo;

TivcAjustsave(i,1)=TivcAjust;
vHRRsave(:,i)=vHRR;
vHRLsave(:,i)=vHRL;
mressave(i,1)=mres;
end

end
save('TivcAjustsave.mat', 'TivcAjustsave');
save('vHRRsave.mat', 'vHRRsave');
save('vHRLsave.mat', 'vHRLsave');
save('mressave.mat', 'mressave');

%ParametroCalmec=ParametroCalmec(ParametroCalmec ~= 0);

wAeff= vAeffsave(:, ~all(vAeffsave == 0));
wHRL= vHRLsim_normPsave(:, ~all(vHRLsim_normPsave == 0));

Aeffsave1 = Aeffsave1(:, ~all(Aeffsave1 == 0));
HRLsave1 = HRLsave1(:, ~all(HRLsave1 == 0));

Aeffsave2 = Aeffsave2(:, ~all(Aeffsave2 == 0));
HRLsave2 = HRLsave2(:, ~all(HRLsave2 == 0));
```

```
Aeffsave4 = Aeffsave4(:, ~all(Aeffsave4 == 0));
HRLsave4 = HRLsave4(:, ~all(HRLsave4 == 0));

for w=1:length(Aeffsave1)
    Aeffinst1=Aeffsave1(w,:);
    MediaAeff1(w,1)=mean(Aeffinst1);
    HRLinst1=HRLsave1(w,:);
    MediaHRL1(w,1)=mean(HRLinst1);
end

for w=1:length(Aeffsave2)
    Aeffinst2=Aeffsave2(w,:);
    MediaAeff2(w,1)=mean(Aeffinst2);
    HRLinst2=HRLsave2(w,:);
    MediaHRL2(w,1)=mean(HRLinst2);
end

for w=1:length(Aeffsave4)
    Aeffinst4=Aeffsave4(w,:);
    MediaAeff4(w,1)=mean(Aeffinst4);
    HRLinst4=HRLsave4(w,:);
    MediaHRL4(w,1)=mean(HRLinst4);
end

figure(5)
plot(MediaHRL1sinmod,MediaAeff1sinmod,'Color','yellow','LineStyle','--',
'LineWidth', 4);
hold on;
plot(HRLsave1,Aeffsave1);
ylabel('Aeff');
xlabel('HRL');
title('Punto de Operación 3000rev a 4bar ajustado')

figure(6)
plot(MediaHRL2sinmod,MediaAeff2sinmod,'Color','yellow','LineStyle','--',
'LineWidth', 4);
hold on;
plot(HRLsave2,Aeffsave2);
ylabel('Aeff');
xlabel('HRL');
title('Punto de Operación 3000rev a 11bar ajustado');

figure(7)
plot(MediaHRL4sinmod,MediaAeff4sinmod,'Color','yellow','LineStyle','--',
'LineWidth', 4);
hold on;
plot(HRLsave4,Aeffsave4);
ylabel('Aeff');
xlabel('HRL');
title('Punto de Operación 5000rev a 11bar ajustado');

figure(8)
plot(MediaHRL,SumadelasmediasdelasAeff,'Color','yellow','LineStyle','--',
'LineWidth', 4);
hold on
plot(MediaHRL,MediaAeff,'Color','green','LineStyle','--','LineWidth', 4);
```

```
plot(HRLsave1,Aeffsave1);
plot(HRLsave2,Aeffsave2);
plot(HRLsave4,Aeffsave4);
ylabel('Aeff');
xlabel('HRL');
title('Media General con todas las areas de todos los puntos ajustadas');

caso=1:length(ParametroCalmec);

figure(9)
plot(caso,ParametroCalmec,'Color', 'green');
hold on;
plot(caso,vParametroCalmeccsinmod,'Color', 'red');
ylabel('Parámetro Calmec');
xlabel('Caso');
legend('Parámetro Calmec Ajustado VERDE','Parámetro Calmec sin Ajustar
ROJO','Location','southeast');

figure(10)
scatter(caso,ParametroCalmec);
hold on;
scatter(caso,vParametroCalmeccsinmod);
ylabel('Parámetro Calmec');
xlabel('Caso');
legend('Parámetro Calmec Ajustado','Parámetro Calmec sin
Ajustar','Location','southeast');

caso=1:length(TivcAjutsave);

figure(11)
scatter(caso,TivcAjutsave);
hold on;
scatter(caso,Tivcsinajust);
ylabel('Tivc');
xlabel('Caso');
legend('Tivc Ajustada','Tivc sin Ajustar','Location','southeast');

mediapatron=(MediaAeff1+MediaAeff2+MediaAeff4)/3;
save('mediapatron.mat', 'mediapatron');

figure(12)
plot(vHRLsim_normPsave(:,i),SumadelasmediasdelasAeff,'Color', 'yellow',
'LineStyle', '--','LineWidth', 4);
hold on;
plot(vHRLsim_normPsave(:,i),MediaAeff,'Color', 'green', 'LineStyle', '--',
'LineWidth', 4);
plot(vHRLsim_normPsave(:,i),MediaAeff1sinmod);
plot(vHRLsim_normPsave(:,i),MediaAeff2sinmod);
plot(vHRLsim_normPsave(:,i),MediaAeff4sinmod);
plot(vHRLsim_normPsave(:,i),mediapatron,'Color', 'red', 'LineStyle', '--',
'LineWidth', 4);
ylabel('Aeff');
xlabel('HRL');
title('Media total de las áreas efectivas');
legend('Media Total de las áreas efectivas (apartir de las medias)','Media
Total de las áreas efectivas (Media area por area)','Media área efectiva en
```



3000rev a 4bar', 'Media área efectiva en 3000rev a 11bar', 'Media área efectiva en 5000rev a 11bar', 'mediapatron', 'Location', 'southeast');