



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIERÍA
INDUSTRIAL VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA PARA DETERMINAR LA SUPERFICIE DEL FRENTE DE LLAMA EN UN MEP A PARTIR DE LA PRESIÓN EN EL CILINDRO

AUTOR: Alex Ferri Sirvent

TUTOR: José Javier López Sánchez

Curso Académico: 2019-20



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**



Resumen

El mundo del motor, más concretamente los motores de automoción, lleva muchísimos años en desarrollo y en constante evolución y optimización, no solo para reducir los contaminantes sino también para reducir el consumo y hacer de los motores unas máquinas más eficientes. Pero no solo estas mejoras se consideran avances en este mundillo, el hecho de conocer a la perfección cómo se va a comportar el motor en cada caso y predecir lo que va a pasar (como van a ser las presiones, que T^ºs vamos a tener...) son grandes avances también.

Entonces partimos de esta idea, ser capaces de llegar a predecir lo que ocurrirá en nuestro motor si pisamos más o menos el acelerador.

El Dr. J. Javier López partiendo de unas investigaciones previas realizadas por el Dr. Jorge Valero Marco me propuso, con la ayuda del estudiante de doctorado Vitor Vielmo Cogo, el crear una herramienta (utilizando líneas de código en Matlab) capaz de caracterizar el área del frente de llama turbulento para un motor de encendido provocado 4T, pues como se verá, esta variable se puede considerar independiente de todas (o casi todas) las variables del motor y su evolución constante para cada motor.

Para conseguir esto, necesitaremos hacer un análisis ciclo a ciclo de cómo es la combustión para obtener más detalles sobre esta. Partiendo de las señales de presión en el cilindro, utilizando el análisis de la combustión clásico, en el que se aplica el primer principio de la termodinámica al cilindro, previa evaluación de las pérdidas de calor hacia las paredes de la cámara, obtendremos tanto la ley de combustión (HRL) como la tasa de calor liberado (HRR). Luego, a partir de la ley de liberación de calor asociada a la combustión del combustible que atraviesa el frente de llama, se puede determinar la superficie del mismo.

Posteriormente pasaremos a ver que influencia tienen el porcentaje de masa quemada y el ángulo del cigüeñal en esta área, pues este último tiene bastante importancia y deberá ser tenido en cuenta, como veremos más adelante.

Como conclusión, tendremos una herramienta capaz de caracterizar la evolución del área del frente de llama en función del porcentaje de masa quemada, y también capaz de obtener un mapa (una topografía) que nos indicará que valor de área de frente de llama tenemos para cada porcentaje de masa quemada y para cada ángulo de cigüeñal. Con la finalidad de encontrar una evolución patrón de esta área, para cada motor estudiado, la cual se podrá utilizar en un futuro para hacer el proceso inverso y conseguir predecir cuáles serán las señales de presión en el cilindro para tal motor.



Resum

El món del motor, més concretament motors d'automoció, ha estat en desenvolupament i en constant evolució i optimització des de fa molts anys, no només per reduir contaminants sinó també per reduir el consum i fer dels motors unes màquines més eficients. Però, no només aquestes millores es consideren avanços en aquest món, el fet d'arribar a conèixer a la perfecció com va a comportar-se el motor en cada cas i predir que passarà (com van a ser les pressions, quines T°s anem a tindre...) són grans avanços també.

Doncs partim d'aquesta idea, ser capaços d'arribar a predir el que passarà al nostre motor si xafem més o menys l'accelerador.

El Dr. J. Javier López partint d'unes investigacions prèvies realitzades per el Dr. Jorge Valero Marco em va proposar, amb l'ajuda del estudiant de doctorat Vitor Vielmo Cogo, el crear una ferramenta (utilitzant línies de codi en Matlab) que fora capaç de caracteritzar l'àrea del front de flama turbulent per a un motor de combustió interna 4T, doncs com es vorà, aquesta variable es pot considerar independent de totes (o quasi totes) les variables del motor i la seva evolució constant per a cada motor.

Per aconseguir-ho, necessitarem fer un anàlisi cicle a cicle de com es la combustió per tal d'obtenir més detalls sobre aquesta. Partint de les senyals de pressió al cilindre, utilitzant un anàlisi de la combustió clàssic, en el que s'aplica el primer principi de la termodinàmica al cilindre, després d'avaluar les pèrdues de calor cap a les parets de la cambra, obtindrem tant la llei de combustió (HRL) com la taxa de calor alliberat (HRR). Després, a partir de la llei d'alliberació de calor associada a la combustió del combustible que travessa el front de flama, es pot determinar la superfície d'aquesta.

Posteriorment passarem a veure quina influència tenen el percentatge de massa cremada i l'angle del cigonyal en aquesta àrea, doncs aquest últim té bastant importància que caldrà tenir en compte, com vorem més avant.

Com a conclusió, tindrem una ferramenta capaç de caracteritzar l'evolució del àrea del front de flama en funció del percentatge de massa cremada, i també capaç d'obtenir un mapa (una topografia) que ens indicarà quin valor d'àrea de front de flama tenim per a cada percentatge de massa cremada i per a cada angle del cigonyal. Amb la finalitat de trobar una evolució patró d'aquesta àrea, per a cada motor estudiat, que es podrà utilitzar en un futur per a fer el procés invers i aconseguir predir quines seran les senyals de pressió en el cilindre per a tal motor.



Abstract

The engine world, more specifically automotive engines, has been in development and constantly evolving and optimizing for many years, not only to reduce pollutants but also to reduce consumption and make engines more efficient machines. But not only these improvements are considered advances in this world, the fact that we know perfectly how the engine will behave in each case and predict what will happen (as the pressures are going to be, temperatures we will have...) are great advances as well.

Therefore, we start from this idea, to be able to predict what will happen in our engine if we step on the throttle more or less.

Dr. J. Javier López, based on previous research carried out by Dr. Jorge Valero Marco proposed to me, with the help of PhD student Vitor Vielmo Cogo, to create a tool (using lines of code in Matlab) capable of characterizing the area of the turbulent flame front for a 4T provoked ignition engine, because as you will see, this variable can be considered independent of all (or almost all) engine variables and its evolution constant for each engine.

To achieve this, we will need to do a cycle-by-cycle analysis of what combustion is like to get more details on it. Based on the in-cylinder pressure signals, using the analysis of the classic combustion, in which the first principle of thermodynamics is applied to the cylinder, after evaluating the heat losses to the walls of the chamber, we will obtain both the combustion law (HRL) and the heat rate released (HRR). Then, from the heat release law, associated with the combustion of the fuel that passes through the flame front, the surface of the flame can be determined.

Later we will go to see what influence they have the percentage of burned mass and the angle of the crankshaft in this area, since the latter has enough importance that we will have to take into account, as we will see later.

In conclusion, we will have a tool capable of characterizing the evolution of the flame front area based on the percentage of burned mass, and able to obtain a map (a topography) that will tell us what flame front area value do we have for each percentage of burned mass and for each crankshaft angle. In order to find a standard evolution of this area, for each engine studied, which could be used in the future to make the reverse process and manage to predict what the pressure signals in the cylinder will be for such an engine.



Agradecimientos

Agradecer a todo aquel que en algún momento de mi vida me ha ayudado, directa o indirectamente, a llegar hasta aquí.

En especial agradecer a mi tutor y director de este proyecto, el Dr. José Javier López Sánchez, por haberme dado la oportunidad de realizar este trabajo y poder formar parte de uno de los centros de investigación sobre motores más importantes a nivel internacional, el *CMT-Motores Térmicos*. Por haberme ayudado, desde el primero al último día, con cualquier duda o problema que tuviese, y por ayudarme a crecer, no solo profesionalmente sino también personalmente como futuro ingeniero, pues son muchos los conocimientos adquiridos durante mi estancia en el CMT y durante la realización de este trabajo, a pesar de la excepcional situación vivida durante el comienzo del 2020.

Por supuesto, también agradecer al futuro doctor (si no lo es ya) Vitor Vielmo Cogo, quién también me ha estado guiando y ayudando en todo momento con el mínimo detalle. Darle las gracias, ya que sin su ayuda no hubiese podido sacar adelante este trabajo.



Palabras clave

Motor de encendido provocado, combustión turbulenta, HRL, HRR, ley de liberación de calor, tasa de calor liberado, deflagración turbulenta, área del frente de llama, velocidad laminar, Matlab.

Paraules claus

Motor d'encès provocat, combustió turbulenta, HRL, HRR, llei d'alliberació de calor, taxa de calor alliberat, deflagració turbulenta, àrea del front de flama, velocitat laminar, Matlab.

Key words

Spark ignition engine, turbulent combustion, HRL, HRR, heat release law, heat release rate, turbulent deflagration, flame front area, laminar speed, Matlab.



ÍNDICE DE CONTENIDOS

I Memoria	13
1 Introducción	15
1.1 Objeto del proyecto	15
1.2 Trabajos previos relacionados.....	15
1.3 Estructura de la memoria.....	16
2 Marco teórico.....	17
2.1 El motor de encendido provocado (MEP) vs encendido por compresión (MEC).....	17
2.2 El motor 4T vs 2T	19
2.3 Combustión en un motor MEP 4T	21
3 Herramientas experimentales.....	24
3.1 Datos técnicos del motor	24
3.2 Esquema de los sistemas del motor de estudio.....	26
3.2.1 Bancada	27
3.2.2 Sistema de admisión.....	28
3.2.3 Sistema de escape	29
3.2.4 Sistema de refrigeración	30
3.2.5 Sistema de lubricación.....	31
3.2.6 Sistema de combustible	32
3.2.7 Sistema de EGR.....	33
3.3 Equipos de medida	34
3.4 Procedimiento de ensayos experimentales	36
4 Caracterización del área del frente de llama turbulento	36
4.1 Consideraciones previas al análisis	36
4.1.1 Estudio ciclo a ciclo.....	37
4.1.2 Puntos de operación estudiados	38
4.1.3 Señal de presión en el cilindro	40
4.2 Análisis termodinámico.....	41
4.3 Análisis del área del frente de llama turbulento.....	46



4.4	Resultados	53
5	Conclusiones.....	60
5.1	Mejoras.....	60
5.2	Trabajos futuros	62
6	Bibliografía.....	63

II Presupuesto 65

1	Objeto del presupuesto.....	67
2	Presupuesto ensayos experimentales.....	67
2.1	Mantenimiento y calibración de la instalación	67
2.2	Realización de ensayos.....	68
3	Presupuesto desarrollo del programa de software	68
3.1	Desarrollo del código.....	69
3.2	Reuniones para el seguimiento del proyecto.....	70
4	Resumen del presupuesto.....	70
4.1	Presupuesto parcial del capítulo 1	71
4.2	Presupuesto parcial del capítulo 2	71
4.3	Presupuesto total del proyecto.....	71
4.4	Cuadro de precios descompuestos	72

III Anexos 74

1	Selección de ciclos de combustión	76
2	Cálculo de la transferencia de calor	78
3	Corrección HRL	80
4	Script de Matlab del análisis termodinámico.....	85
5	Script de Matlab para la caracterización del área normalizada del frente de llama $f(HRL)$	92
6	Script de Matlab para la caracterización del área normalizada del frente de llama $f(\alpha, HRL)$..	98

ÍNDICE DE FIGURAS

I Memoria	13
<i>Figura 2.1: Área geométrica del frente de llama para distintos test a distintas velocidades. (Fuente: (Marco, 2020))</i>	16
<i>Figura 2.1: Bujía de un MEP. (Fuente: (Térmicas, 2020))</i>	17
<i>Figura 2.2: Dispersión cíclica en la señal de presión dentro del cilindro. (Fuente: (Térmicas, 2020))</i>	18
<i>Figura 2.3: Combustión por difusión en un MEC. (Fuente: (Térmicas, 2020))</i>	19
<i>Figura 2.4: Ciclo de trabajo motor 4T. (Fuente: (Térmicas, 2019))</i>	19
<i>Figura 2.5: Ciclo de trabajo motor 2T. (Fuente: (Térmicas, 2019))</i>	20
<i>Figura 2.6: Esquema de un ciclo Otto de 4T. (Fuente: (Wikipedia, 2020))</i>	20
<i>Figura 2.7: Evolución porcentaje de masa quemada.</i>	22
<i>Figura 2.8: Evolución frente de llama turbulento. (Fuente: (Heywood, 1988))</i>	22
<i>Figura 2.9: Proceso de expansión en un MEP 4T. (Fuente: (Heywood, 1988))</i>	24
<i>Figura 3.1: Fotografía del motor MEP 4T de AVL. (Fuente: (Fernández, 2019))</i>	26
<i>Figura 3.2: Esquema de los sistemas de la sala de ensayos. (Fuente: (Fernández, 2019))</i>	27
<i>Figura 3.3: Bancada con todos los sistemas montados. (Fuente: (Fernández, 2019))</i>	28
<i>Figura 3.4: Esquema del sistema de admisión. (Fuente: (Fernández, 2019))</i>	29
<i>Figura 3.5: Esquema del sistema de escape. (Fuente: (Fernández, 2019))</i>	30
<i>Figura 3.6: Esquema del sistema de refrigeración. (Fuente: (Fernández, 2019))</i>	31
<i>Figura 3.7: Esquema del sistema de lubricación. (Fuente: (Fernández, 2019))</i>	31
<i>Figura 3.8: Esquema del sistema de combustible. (Fuente: (Fernández, 2019))</i>	32
<i>Figura 3.9: Esquema del sistema de EGR. (Fuente: (Fernández, 2019))</i>	33
<i>Figura 4.1: Señales de presión para el punto de operación 2000@6, a la izquierda la presión media y a la derecha las presiones para cada ciclo.</i>	37
<i>Figura 4.2: Para el punto de operación 2000@6, a la izquierda valor de la HRL ciclo a ciclo, y a la derecha valor del HRR ciclo a ciclo.</i>	38
<i>Figura 4.3: Distribución de los puntos de operación seleccionados para llevar a cabo el estudio.</i>	39
<i>Figura 4.4: A la izquierda señal de presión en el cilindro para el punto 5000@4 con $Fr=0.714$, y a la derecha la ley de combustión (HRL) para el mismo punto.</i>	40
<i>Figura 4.5: Para el punto de operación 2000@6, a la izquierda las señales de presión (relativas) medidas en el cilindro, y a la derecha las señales de presión (absolutas) en el cilindro después de añadirles el offset.</i>	41
<i>Figura 4.6: Ejemplo de T^as medias para el punto 2000@6. La línea azul representa la T^a media, la verde la T^a de no quemados y la roja la T^a de quemados.</i>	43

<i>Figura 4.7: Curvas de HRR y HRL en función del grado de avance del cigüeñal para el punto 2000@6.</i>	<i>44</i>
<i>Figura 4.8: Curvas de HRL y HRR originales vs refinadas. Punto de operación 5000@4 (Fr=0.83).</i>	<i>45</i>
<i>Figura 4.9: Curva HRR frente a HRL. A la izquierda mala estimación del final de la combustión, y a la derecha corrección de este problema. Punto de operación 3000@6.</i>	<i>45</i>
<i>Figura 4.10: Normalización de la curva de HRL para el punto 2000@6.</i>	<i>46</i>
<i>Figura 4.11: Comparación entre las curvas de HRR y FSRA para tres puntos de operación con mismo régimen de giro.</i>	<i>51</i>
<i>Figura 4.12: Corrección del efecto de la velocidad de giro. A la izquierda, curvas de FSRA con el efecto de la velocidad. A la derecha, las mismas curvas tras eliminar el factor N de velocidad.</i>	<i>52</i>
<i>Figura 4.13: Calculo del parámetro A *para el punto 2000@6 siguiendo los pasos descritos anteriormente.</i>	<i>52</i>
<i>Figura 4.14: Evolución del área del frente de llama en función del porcentaje de masa quemada.</i>	<i>53</i>
<i>Figura 4.15: : Evolución del área del frente de llama en función del porcentaje de masa quemada eliminando el efecto de la geometría del cilindro.</i>	<i>55</i>
<i>Figura 4.16: Evolución de la combustión en función del ángulo del cigüeñal.</i>	<i>56</i>
<i>Figura 4.17: División en cuadrículas del plano XY, donde el eje X corresponde a la HRL y el eje Y al ángulo del cigüeñal.</i>	<i>56</i>
<i>Figura 4.18: Evolución del área del frente de llama como función del grado de avance del cigüeñal y del porcentaje de masa quemada (HRL).</i>	<i>57</i>
<i>Figura 4.19: Evolución del área del frente de llama como función del grado de avance del cigüeñal y del porcentaje de masa quemada (HRL) eliminando el efecto de la geometría del cilindro.</i>	<i>59</i>
<i>Figura 5.1: De izquierda a derecha, partes inicial y final. Y de arriba abajo, curvas HRL y HRR, para el punto de operación 5000@4 con Fr = 1.</i>	<i>61</i>

III Anexos

74

<i>Figura 1.1: Para el punto de operación 2000@6, a la izquierda la señal de HRR frente a HRL para todos los ciclos. Y a la derecha la misma señal, pero aplicando la selección de ciclos.</i>	<i>77</i>
<i>Figura 3.1: Curva HRL original.</i>	<i>80</i>
<i>Figura 3.2: Búsqueda de la pendiente a eliminar en la parte inicial de la HRL.</i>	<i>81</i>
<i>Figura 3.3: HRL con la pendiente inicial eliminada.</i>	<i>81</i>
<i>Figura 3.4: Inclinación extra de la HRL para encontrar el SOC. En este caso se ha exagerado la pendiente para clarificar el método.</i>	<i>82</i>
<i>Figura 3.5: HRL con la parte inicial corregida.</i>	<i>82</i>
<i>Figura 3.6: Estimación retardada del EOC.</i>	<i>83</i>
<i>Figura 3.7: Correcta estimación del EOC.</i>	<i>83</i>
<i>Figura 3.8: Estimación prematura del EOC.</i>	<i>84</i>



ÍNDICE DE TABLAS

I Memoria	13
<i>Tabla 3.1: Datos técnicos del motor MEP 4T.</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 4.1: Definición de k1 y k2 para isoctano y gasolina (Metghalchi & Keck, 1982) (Rhodes & Keck, 1985). ...</i>	<i>49</i>
II Presupuesto	65
<i>Tabla 2.1: Costes de mantenimiento y calibración de la instalación.</i>	<i>68</i>
<i>Tabla 2.2: Costes de la realización de ensayos en el laboratorio del grupo CMT-Motores Térmicos.</i>	<i>68</i>
<i>Tabla 3.1: Costes de desarrollo del código de software.</i>	<i>69</i>
<i>Tabla 3.2: Costes del seguimiento del código.</i>	<i>70</i>
<i>Tabla 4.1: Presupuesto parcial de los ensayos experimentales.</i>	<i>71</i>
<i>Tabla 4.2: Presupuesto parcial del desarrollo del programa de software.</i>	<i>71</i>
<i>Tabla 4.3: Presupuesto total del proyecto.</i>	<i>71</i>
<i>Tabla 4.4: Cuadro de precios descompuestos.</i>	<i>72</i>



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**

Documento I

Memoria



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**

1 INTRODUCCIÓN

1.1 OBJETO DEL PROYECTO

El presente trabajo tiene un objetivo claro y definido: conseguir crear una herramienta de software capaz de, a partir de la señal de presión en el cilindro, caracterizar el área del frente de llama turbulento en función del grado de avance de la combustión (cuantificada por la HRL “Heat Release Law”, es decir, la ley de liberación de calor) y del ángulo del cigüeñal (es decir, la posición en la que se encuentra el pistón, lo cual define el volumen de la cámara de combustión en la que dicho frente se propaga) para cualquier motor de encendido provocado 4T. Con dicha caracterización se pretende conocer cuál es la evolución del área del frente de llama turbulento función de la HRL y de la posición angular del cigüeñal, la cual se podrá utilizar, en primer lugar, para hacerse una idea de cómo es la evolución de esta área en cada momento de la combustión, y, en segundo lugar, en un futuro, como punto de partida para realizar el proceso inverso, consiguiendo así las señales de presión en el cilindro y prediciendo cómo se va a comportar.

También ha sido objeto de este proyecto el ver cómo de influyente es el parámetro **ángulo** en esta evolución del frente de llama, pues el parámetro **HRL** tiene una influencia directa ya que sin combustión no hay frente de llama. En cambio, aunque su influencia no sea tan directa, el hecho de que la combustión se retrase en algunos ciclos unos cuantos grados de cigüeñal sí que influye (como se verá más tarde) en la evolución del frente de llama, como también lo hace el cambio de geometría que experimenta la cámara de combustión, pues el volumen del cilindro aumenta con el grado de avance del cigüeñal.

1.2 TRABAJOS PREVIOS RELACIONADOS

Esta idea de crear un software para caracterizar el frente de llama no viene sino fundamentada por las investigaciones previas realizadas por el Dr. Jorge Valero en su tesis doctoral (Marco, 2020).

En estas investigaciones, Jorge ideó una metodología para extraer la información de la superficie del frente de llama a partir de la HRR (“Heat Release Rate”, la tasa de liberación de calor; es decir, la derivada temporal de la HRL) basándose en las leyes de combustión clásicas. Aunque sus investigaciones se centran en un motor MEP de 2T, esta misma idea y esta misma metodología se puede extrapolar a un motor MEP 4T, pues cualquier motor de combustión interna alternativo de encendido provocado opera bajo la misma fenomenología de combustión.

Una de las conclusiones que se pueden sacar del trabajo de Jorge y que ayudó a que este proyecto fuese prometedor, es que se afirmó (como era de esperar) una evolución del área geométrica del frente de llama constante para distintos puntos de operación del motor.

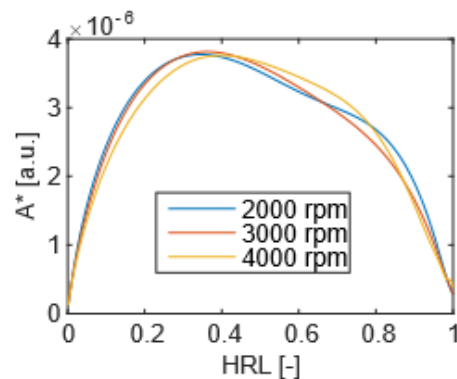


Figura 2.1: Área geométrica del frente de llama para distintos test a distintas velocidades.
(Fuente: (Marco, 2020))

Como se observa en la Figura 2.1, se confirma que la evolución del área del frente de llama (en este caso referida como A^*) tiende a ser constante. Hay que remarcar que los test utilizados en esta figura simplemente tienen una variación en la velocidad de giro, por lo que cualquier efecto derivado de lo que podría ser un cambio en el dosado relativo, por ejemplo, no se puede observar. A pesar de esta limitación, este resultado sirve para ilustrar la idea que se va a perseguir en este trabajo, ya que a partir de esto se puede buscar un patrón que defina la evolución del área geométrica. Y aunque Jorge lo caracterizó en función del HRL sólo, como se verá más adelante, también tiene sentido caracterizar el área en función tanto del HRL como del ángulo del cigüeñal.

1.3 ESTRUCTURA DE LA MEMORIA

El presente documento se estructura de la siguiente manera, tras la introducción ya realizada, primero se va a proceder a establecer el marco teórico que encuadra el proyecto, necesario para entender los conceptos que en éste se van a tratar, como por ejemplo el concepto de frente de llama turbulento. Se continuará con una descripción de los detalles técnicos del motor a estudiar, así como del procedimiento seguido en la realización de los ensayos experimentales y de los instrumentos de medida utilizados en los mismos. Posteriormente se enumerarán los pasos seguidos durante el desarrollo de la herramienta para caracterizar el área del frente de llama, y se mostrarán los resultados que proporciona dicha herramienta. Con los resultados obtenidos, se sacarán las conclusiones pertinentes y se propondrán una serie de cambios, aplicables en un futuro, para la mejora de la herramienta.

2 MARCO TEÓRICO

Antes de proceder con el análisis es necesario hacer un repaso de cuáles son las características típicas y las diferencias de los MCI, como también explicar cómo es el proceso de combustión en el motor con el que se va a trabajar (un motor de encendido provocado de 4T), y así poder asentar una base teórica en cualquier lector que posea un mínimo de conocimiento sobre los motores de combustión interna alternativos, para poder entender de lo que se va a hablar en esta memoria.

2.1 EL MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP) VS ENCENDIDO POR COMPRESIÓN (MEC)

Para empezar con esta base teórica, nombraremos cuáles son las principales diferencias entre los motores de encendido provocado (MEP) y los de encendido por compresión (MEC).

La **diferencia** entre los MEP y los MEC se basa en el **proceso de encendido**, en cómo se inicia el proceso de combustión dentro de la cámara de combustión. En los MEP el proceso de encendido de la mezcla se realiza mediante una chispa creada por un dispositivo eléctrico. Este dispositivo es la bujía (ver Figura 2.1), se encuentra situada en la parte superior de la cámara de combustión, y es capaz de producir una chispa de alto voltaje con la suficiente energía para producir el encendido del combustible junto con el comburente.



Figura 2.1: Bujía de un MEP. (Fuente: (Térmicas, 2020))

En este tipo de motores, el correcto funcionamiento de este elemento es crucial para conseguir una buena combustión. De otra manera tendría lugar una excesiva **dispersión cíclica**. El fenómeno de la dispersión cíclica (ver Figura 2.2) es una característica propia de los MEP, debida a diferencias en el proceso de combustión de un ciclo a otro (flujo másico de fuel, cantidad de gases recirculados, T^s de los gases recirculados...). Pero un exceso de dispersión debido a un mal funcionamiento de la bujía puede llegar a producir fallos de encendido (ciclos que no queman), cosa que es inadmisibles para el buen funcionamiento del motor. En este tipo de motores también puede aparecer el fenómeno de *picado*¹, o “knok” en inglés. Éste se puede dar por varias causas, pero la más usual es por un

¹ El picado de biela es un fenómeno que se produce cuando la combustión se produce demasiado pronto y la fuerza de la expansión empieza a empujar el pistón hacia abajo antes de que llegue al final de su carrera. Esto somete a unos esfuerzos tremendos al propio pistón, pero sobre todo a la biela y al cigüeñal y los casquillos y puede hacer que el motor salte en pedazos.

autoencendido de la mezcla producto de las altas T^{a} s de la mezcla sin quemar, situada en la zona más alejada de la bujía, y por tanto la zona que tiene que esperar más tiempo hasta ser alcanzada por el frente de llama. Este fenómeno es muy importante, y hay que evitarlo a toda costa, pues puede causar graves daños al motor.

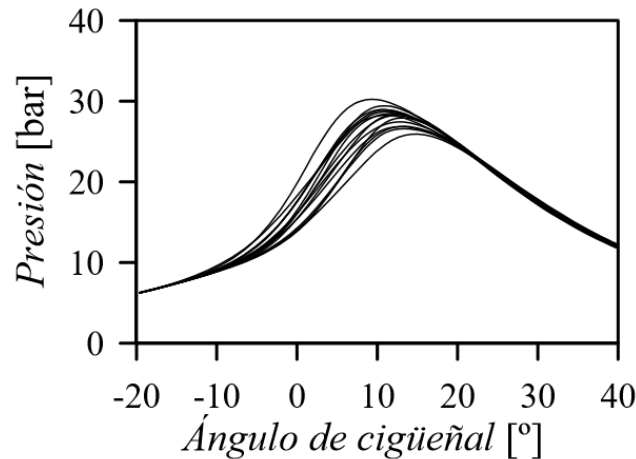


Figura 2.2: Dispersión cíclica en la señal de presión dentro del cilindro. (Fuente: (Térmicas, 2020))

Y, por otra parte, en los motores de encendido por compresión la combustión se produce por autoencendido de la mezcla debido a las altas presiones que se alcanzan en el cilindro (la relación de compresión en los MEC es mucho mayor que en los MEP). Seguidamente, esta se desarrolla por **difusión**, es decir, se produce a medida que se va inyectando, vaporizando y mezclando el combustible con el aire (ver Figura 2.3). Al ser el proceso de mezcla por inyección, los parámetros de inyección del fuel están más que controlados (presión, T^{a} y flujo másico) y es un proceso muy repetitivo (automático), lo que resulta que todos los ciclos salgan prácticamente idénticos, con lo que se evita la dispersión cíclica. Pero este aumento de las presiones tiene también un efecto negativo, pues provoca más vibraciones en el motor (y más ruido), y pone en mayor riesgo la integridad del bloque motor.

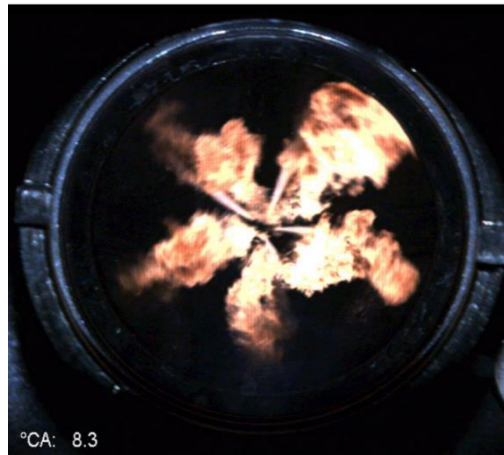


Figura 2.3: Combustión por difusión en un MEC. (Fuente: (Térmicas, 2020))

2.2 EL MOTOR 4T VS 2T

No solo los MCI se pueden clasificar por su proceso de combustión, sino que también se pueden clasificar por cómo es su **ciclo de trabajo**. Aquí diferenciamos dos posibles casos, 2 y 4 tiempos (o 2T y 4T, de forma abreviada).

Como se ha dicho, la única diferencia es cómo realizan su ciclo de trabajo, es decir, cómo es el proceso de admisión, renovación de la carga, combustión-expansión y expulsión.

Empezando por el motor 4T, como su propio nombre indica, un ciclo de trabajo se realiza en 4 tiempos, cada uno correspondiente a cada una de las fases de un ciclo. Según se puede ver en la Figura 2.4.

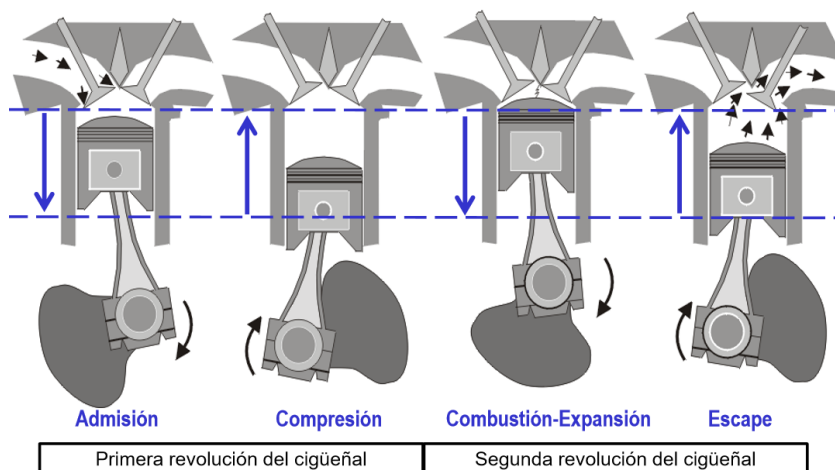


Figura 2.4: Ciclo de trabajo motor 4T. (Fuente: (Térmicas, 2019))

Cada ciclo de trabajo se corresponde con dos vueltas completas del cigüeñal, y además solo en el proceso de combustión-expansión se produce trabajo.

En cambio, en los motores 2T sólo se necesita una vuelta de cigüeñal para realizar un ciclo de trabajo. También se realiza trabajo solo en un proceso, en este caso el de expansión-escape, pero al necesitar solo una vuelta de cigüeñal se obtiene el doble de potencia para un mismo régimen de giro.

En este tipo de motores el proceso de admisión se alarga hasta el proceso de combustión. Y no existen válvulas como en los 4T, sino que tiene lumbreras que se abren o se cierran dependiendo de la posición del pistón (ver Figura 2.5).

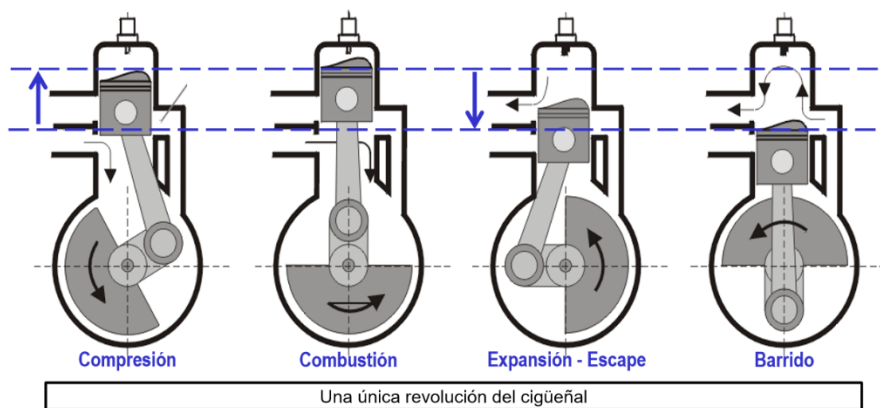


Figura 2.5: Ciclo de trabajo motor 2T. (Fuente: (Térmicas, 2019))

Originalmente, la idea de crear un motor de combustión interna fue concebida para un proceso de cuatro fases (donde cada fase se asociaba a una carrera del pistón), que se correspondían con las 4 fases del ciclo Otto (el ciclo que siguen los MEP, Figura 2.6): admisión, compresión, combustión-expansión y expulsión.

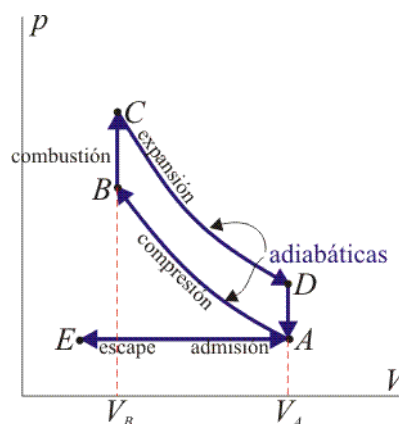


Figura 2.6: Esquema de un ciclo Otto de 4T. (Fuente: (Wikipedia, 2020))

Más tarde se buscó simplificar este ciclo de Otto y dio lugar a la aparición del motor de dos tiempos. En estos motores, como se ha comentado antes, se simplificó el proceso de renovación de la carga, pero esto provocó un aumento de la complejidad de su funcionamiento y de conocer con precisión la composición de la carga en el cilindro.

Este es el problema al que se tuvo que enfrentar Jorge en sus investigaciones. Al ser el motor de este proyecto un 4T, nos evitamos parte de este problema, pues el proceso es más sencillo, y las composiciones de aire y fuel son más fáciles de estimar y controlar.

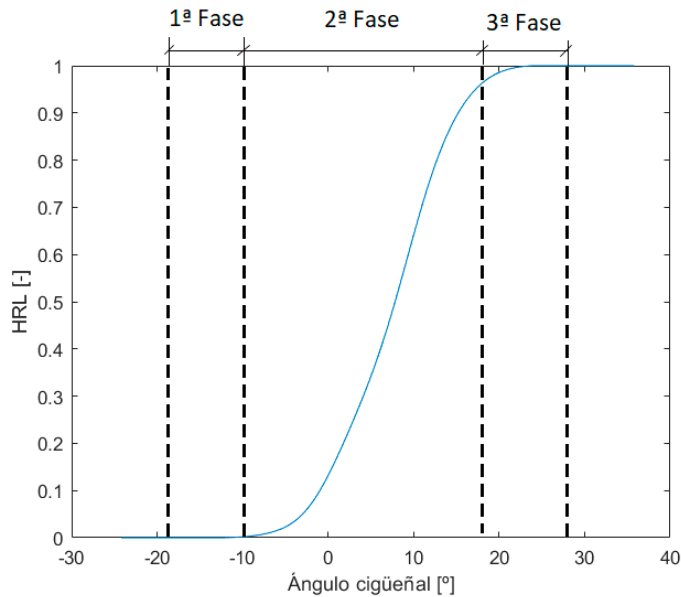
2.3 COMBUSTIÓN EN UN MOTOR MEP 4T

Una vez hecha esta introducción teórica a los tipos de MCI, se va a proceder a explicar con más detalle cómo es la combustión en un motor MEP de 4T, que ayudará a entender los conceptos teóricos utilizados en el desarrollo de la herramienta, y con ello los pasos seguidos en este trabajo, empezando desde el momento en que se produce la chispa hasta que el frente de llama se desvanece al llegar a las paredes, pasando por qué forma tiene y como se propaga dicho frente de llama.

En este tipo de motores la combustión es premezclada (el combustible y el comburente se mezclan antes de ser quemados) y se produce por deflagración, es decir, es una combustión localizada que se inicia por una fuente externa (bujía) y donde existe un frente de llama que se propaga a lo largo de la cámara de combustión con una velocidad u_c hasta llegar a las paredes. En el caso de deflagración: $u_c \ll a$ (donde a se corresponde con la velocidad del sonido).

La mezcla aire-combustible suele tener una composición próxima a la estequiométrica (dosado relativo rondando la unidad), y la combustión del aire con el combustible premezclados, junto con gases residuales (EGR), se inicia al final del proceso de compresión con la ayuda de una descarga eléctrica producida por la bujía. Esto crea una llama turbulenta que se va propagando y transforma la mezcla de fuel, aire y gases residuales sin quemar en gases quemados que aportan la energía necesaria para producir trabajo en el motor, hasta que alcanza las paredes y desaparece.

La combustión se puede dividir en 4 fases según *John B. Heywood* (Heywood, 1988), como se observa en la Figura 2.7, donde la HRL se corresponde con la fracción de masa quemada fruto de la propagación del frente.



-Fase 0: encendido por chispa eléctrica.

-Fase 1: desde la chispa hasta que la presión en el cilindro es mayor a la presión de compresión. Combustión laminar.

-Fase 2: dónde se quema la mayor parte de la mezcla, finaliza cuando el frente de llama se acerca a las paredes de la cámara de combustión y se trata de una combustión turbulenta.

-Fase 3: es la fase final, se quema la mezcla cercana a las paredes y es laminar. Es difícil precisar dónde termina.

-Fase 4: extinción de la llama.

Figura 2.7: Evolución porcentaje de masa quemada.

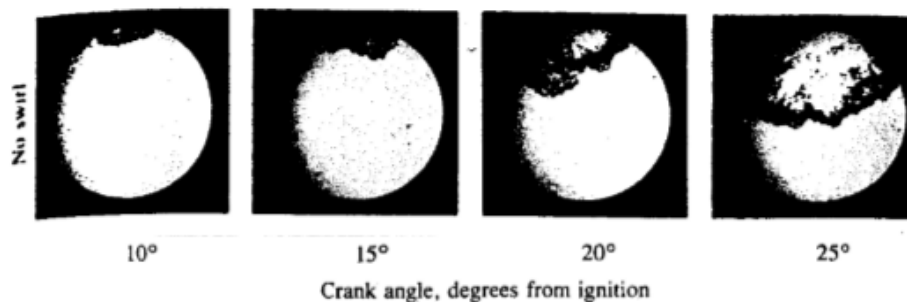


Figura 2.8: Evolución frente de llama turbulento. (Fuente: (Heywood, 1988))

La Figura 2.8 se corresponde con una secuencia de fotogramas de sombra láser ("laser shadowgraph" en inglés) tomada de un motor mono cilíndrico con la culata transparente y sin movimiento de *swirl*² en la carga. Se observa cómo la llama crece de forma aproximadamente esférica. Además, el efecto de la turbulencia es visible en la forma arrugada que tiene la superficie de ésta. El volumen de quemados detrás del frente continúa creciendo de forma esférica y arrugada hasta que toca con las paredes.

Hay muchos factores que influyen en el tamaño, forma y velocidad de propagación de este frente de llama.

² El efecto *swirl* es un efecto aerodinámico producido en el interior del cilindro de un motor térmico. Se trata de un movimiento de rotación del aire alrededor del eje del cilindro, es decir, circular sobre el plano horizontal con una componente perpendicular. Este efecto optimiza el llenado y evacuación de los cilindros, y las piezas que influyen en él están diseñadas para ello.

Algunos de ellos pueden ser:

-La geometría de la cámara de combustión y la localización de la bujía: Poner la bujía en el centro de la cámara favorece el crear un frente mucho más grande y que se propaga más rápido. Cuanto mayor sea el área del frente, mayor cantidad de mezcla fresca podrá atravesar el frente de llama, y lo hará por todos los lados por igual.

-Aumentar la velocidad de los gases en el interior: El hecho de aumentar la velocidad de giro del motor incrementa también la velocidad de los gases en el interior del cilindro. Además, introducir a esos gases un efecto de turbulencia (tipo *swirl*, *tumble* o *squish*) produce un aumento del área del frente de llama, con lo que se consigue una tasa de combustión mayor.

-Composición mezcla inicial: Tanto el ratio fuel/aire como la cantidad de gases recirculados en el interior del cilindro afectan a la velocidad de propagación: una mezcla más pobre (es decir, diluida con aire), al igual que recircular una mayor cantidad de gases de escape, hará más lenta la propagación del frente.

Con el concepto de frente de llama turbulento aparece la distinción de dos zonas, o regiones, claramente diferenciadas en el proceso de combustión: gases sin quemar (“unburned gas”, subíndice *u*) y gases quemados (“burned gas”, subíndice *b*), las cuales cumplen la ley de conservación de masas que se presentan en las ecuaciones 2.1 y 2.2.

$$x_b + x_u = 1 \quad (2.1)$$

$$\rho = \rho_b \cdot x_b + \rho_u \cdot x_u \quad (2.2)$$

La frontera entre ambas regiones es el frente de llama que se va propagando a una velocidad llamada **velocidad del frente de llama (S_L o también u_c)**. Esta velocidad se define como la velocidad a la que los gases no quemados atraviesan el frente y se transforman en gases quemados. Sobre esta velocidad se hablará más detalladamente en el capítulo 4, dedicado a la caracterización del área del frente de llama.

A medida que se produce la combustión, la densidad de los gases quemados (ρ_b) desciende, y éstos comprimen a los gases sin quemar que hay en el frente y desplazan los restantes hacia las paredes. Conocer con exactitud cuáles son los porcentajes de gases quemados y no quemados es difícil, pues diferentes porciones de gases no quemados se queman a tiempos distintos creando presiones y temperaturas distintas a lo largo de la frontera entre las dos regiones (el frente de llama). Esto provoca un estado termodinámico y una composición de los gases quemados no uniforme, dificultando su modelado, por lo que se podrá llegar (como máximo) a una aproximación de lo que serían esas composiciones realmente.

Estas composiciones se pueden llegar a cuantificar a partir de la realización de un balance de energía en la cámara de combustión (ecuación 2.3):

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m} \cdot H_c = N_e + \dot{Q}_w \quad (2.3)$$

Dónde \dot{Q}_{ch} se corresponde con el calor capaz de ser generado por el combustible, H_c equivale al poder calorífico del combustible, y N_e e \dot{Q}_w son la potencia efectiva y el calor cedido por convección a las paredes respectivamente.

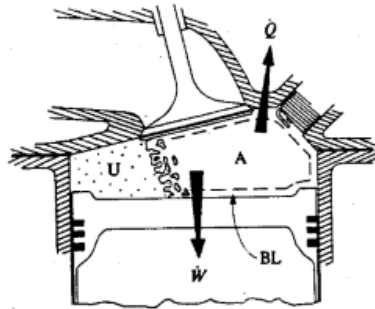


Figura 2.9: Proceso de expansión en un MEP 4T. (Fuente: (Heywood, 1988))

En la Figura 2.9 se puede observar todo el esquema de la combustión del que se ha estado hablando en este capítulo. Por una parte, tenemos dos zonas claramente diferenciadas: zona A (gases quemados) y zona U (gases no quemados). \dot{W} es la potencia efectiva transmitida al pistón, \dot{Q} es el calor transmitido a las paredes y BL es la región cercana a las paredes (capa límite), en la que, entre otras cosas, tiene lugar la transmisión de ese calor \dot{Q} a las paredes.

3 HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES

A continuación, se van a detallar los aspectos técnicos del motor empleado en este proyecto, así como el procedimiento seguido en la realización de los ensayos experimentales (llevados a cabo por técnicos de laboratorio, no formando parte del TFG en sí) y también la instrumentación utilizada en los ensayos para poder cuantificar los parámetros necesarios para el análisis posterior. Este motor se ha utilizado para otros proyectos, por lo que estas cuestiones se hablan con más detalle en (Fernández, 2019).

3.1 DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR

El tipo de motor empleado en este proyecto es un motor de encendido provocado de 4 tiempos, con la posibilidad de utilizar gasolina o gas natural comprimido (GNC), dotado de inyección directa, inyección en el colector de admisión, sistema de distribución variable de válvulas (VVT) y sobrealimentación, creado para la investigación del proceso de combustión y renovación de la carga.

También cuenta con un sistema de inyección capaz de realizar inyecciones múltiples, combinando las inyecciones directas junto a las inyecciones en el colector de admisión. Este tipo de sistemas de inyección permiten optimizar, gracias a las distintas combinaciones de inyección, las emisiones de gases contaminantes.

Al contar solamente con un cilindro, la utilización de sistemas tradicionales en las que es el propio motor el que mueve las bombas de aceite y agua, provocaría en este caso unas pérdidas mecánicas inaceptables, teniendo en cuenta la potencia que entrega el único cilindro disponible. Es por ello por lo que es necesario que la sala de ensayos disponga de todos los equipos auxiliares necesarios para el funcionamiento del motor.

Las características fundamentales del motor son:

Nº de cilindros	1	
Diámetro del cilindro	82 mm	
Carrera del pistón	86 mm	
Volumen desplazado	454 cm ³	
Sistema de combustión	4 válvulas "pent-roof" GDI	Ciclo Otto
Combustible	Gasolina RON98	Calidad: EN228
Sistema de combustible	Inyección directa en un lateral Inyección PFI	Inyector simple
Sistema de encendido	Bobina de encendido + cable	
Sistema de gestión del motor	AVL RPEMS™ GDI	
Velocidad de ralentí	700 rpm	
Variantes del pistón	Opcional para posición central del inyector	
Velocidad nominal	6000 rpm	
Máxima velocidad instantánea	6400 rpm	
"Peak firing pressure" AVL Unidad Básica 5400 AVL celda de potencia (pistón/biela/culata)	Carcasa cigüeñal: 150 bar 120 bar	@diámetro cilindro 95 mm
Sobrepresión máxima de admisión	3 bar abs.	
Presión máxima de escape	3.5 bar abs.	
Relación de compresión	11.5:1 ³	

³ Tras de medir experimentalmente este parámetro, el valor real es de 10.8:1, en lugar de 11.5:1.

Nº de válvulas por cilindro	4	2 admisión, 2 escape
Tipo de árbol de levas	DOHC	"Finger follower"

Tabla 3.1: Datos técnicos del motor MEP 4T.



*Figura 3.1: Fotografía del motor MEP 4T de AVL.
(Fuente: (Fernández, 2019))*

3.2 ESQUEMA DE LOS SISTEMAS DEL MOTOR DE ESTUDIO

Como se ha comentado antes, la potencia generada por el único cilindro no es suficiente para compensar las pérdidas mecánicas provocadas al instalar sistemas de lubricación, refrigeración o un turbogruppo. La posibilidad de montar un sistema propio de lubricación, refrigeración y sobrealimentación es, por tanto, inviable. Es por eso que, la sala de ensayos está equipada con un circuito de refrigeración y otro de lubricación independientes, donde los fluidos de trabajo circulan por circuitos impulsados por bombas eléctricas accionadas de forma independiente del motor, así como los circuitos de admisión, escape y combustible. El esquema completo de la sala de ensayos es el siguiente, explicando cada sistema de forma independiente en los apartados siguientes:

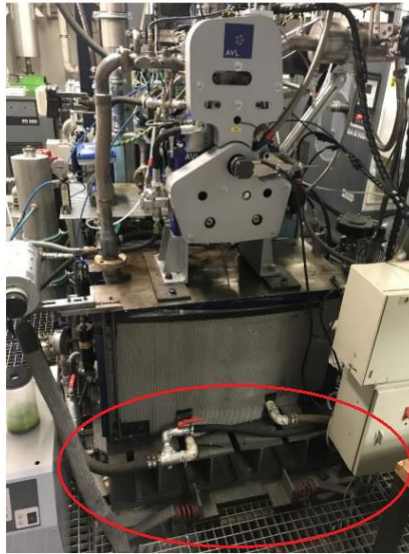


Figura 3.3: Bancada con todos los sistemas montados. (Fuente: (Fernández, 2019))

La bancada está formada por una base móvil (sobre la que va montado todo el sistema), la cual se apoya sobre una serie de perfiles IPE 180 y UPN 180. Para amortiguar las vibraciones, estos perfiles se anclan a una serie de resortes colocados transversal y longitudinalmente (ver Figura 3.3).

3.2.2 Sistema de admisión

Este sistema tiene el objetivo de reproducir de la mejor forma posible las condiciones de sobrealimentación que se darían en la admisión del motor policilíndrico equivalente.

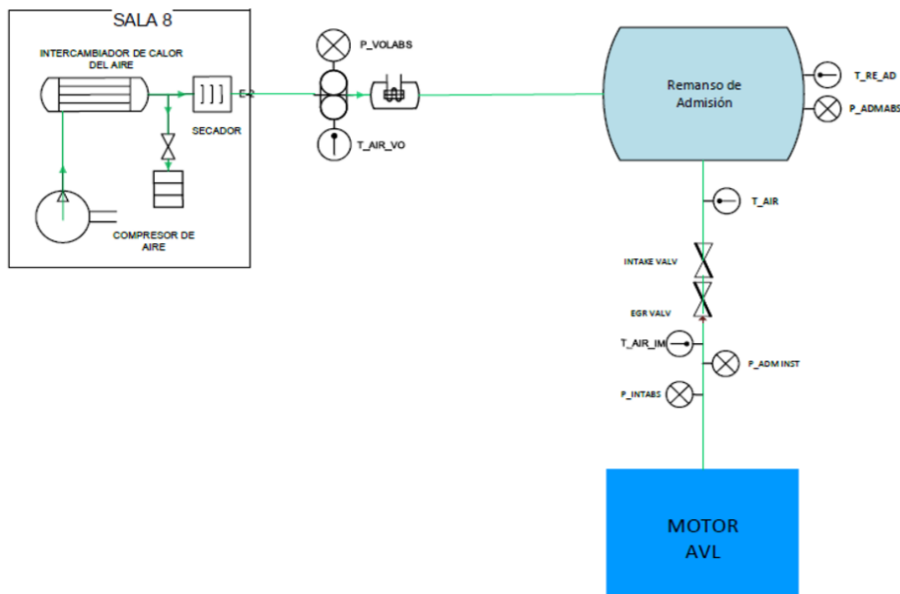


Figura 3.4: Esquema del sistema de admisión. (Fuente: (Fernández, 2019))

Para ello, se dispone de un compresor externo de tornillo rotativo, este compresor está asociado a un secador encargado de eliminar la posible humedad que pudiese contener el aire comprimido. Luego, se dispone de 3 remansos para atenuar las ondas de presión generadas en el sistema debido al carácter pulsante del proceso de admisión.

Para conseguir los valores de caudal y presión de admisión necesarios para la correcta realización de los ensayos, se hace uso de: un variador de frecuencia, una válvula de regulación y un PID para la presión; y una resistencia y un PID para la T^a .

3.2.3 Sistema de escape

El sistema de escape evacua los gases de escape que salen del cilindro y simula la contrapresión que generaría la turbina del turbocompresor en el motor policilíndrico equivalente.

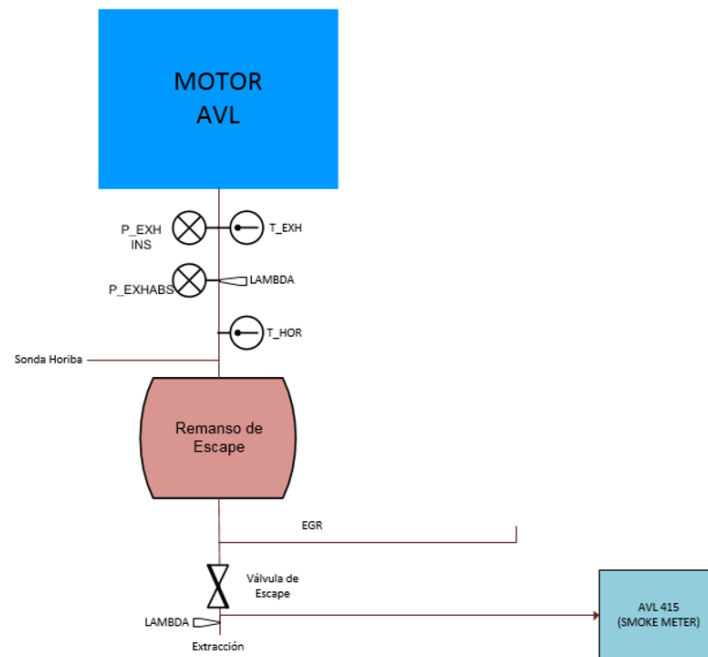


Figura 3.5: Esquema del sistema de escape. (Fuente: (Fernández, 2019))

Este sistema también cuenta con un remanso para evitar efectos no deseados provocados por las ondas de presión. En el interior de este remanso hay un sensor de presión, mientras que la medida de la T^a se obtiene de un termopar a la entrada del remanso de escape.

Antes de éste también se encuentra la sonda para medir el oxígeno y los contaminantes. Aguas abajo de la válvula de escape se encuentra el medidor de humos, cuya mezcla se toma a partir de una sonda intercalada en el tubo de escape.

3.2.4 Sistema de refrigeración

Por imposición del fabricante, el caudal de refrigerante suministrado al motor ha de ser aproximadamente de 1800 l/h (y, además, se ha de medir con un caudalímetro para que el valor quede registrado en todo momento), y la T^a del refrigerante a la entrada del motor ha de ser de 90 °C (para conseguir esto se hará uso de una resistencia y un intercambiador de calor controlados mediante un PID). También se tienen que hacer revisiones periódicas para determinar el grado de degradación del refrigerante.

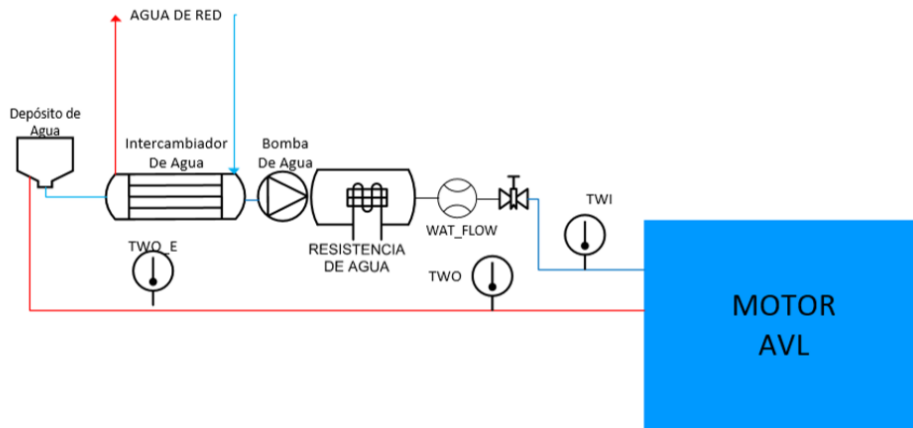


Figura 3.6: Esquema del sistema de refrigeración. (Fuente: (Fernández, 2019))

El sistema de refrigeración cuenta con un vaso de expansión que hace, a su vez, de depósito encargado de absorber la expansión/contracción del fluido refrigerante. Cuenta también con un intercambiador de carcasa y tubos de flujos cruzados para mantener la T^a del refrigerante dentro del rango especificado por el fabricante. El agua utilizada para refrigerar proviene de la red del laboratorio, y su caudal se regula con un PID con tal de mantener la T^a adecuada. A continuación, se monta una bomba Pierburg, encargada de hacer circular el refrigerante al caudal y a la presión necesarias por el sistema. Aguas abajo de la bomba, se encuentra la resistencia de acondicionamiento para que el líquido refrigerante entre al motor a la temperatura de 90 °C (esta resistencia se regula también mediante un PID).

3.2.5 Sistema de lubricación

El fabricante también impone un caudal de aceite aproximado de 300 l/h circulando por el circuito de aceite. El valor del caudal ha de quedar registrado en todo momento, para eso se hace uso de un caudalímetro. Además, el sistema ha de estar presurizado entre 3.5 y 4.5 bares.

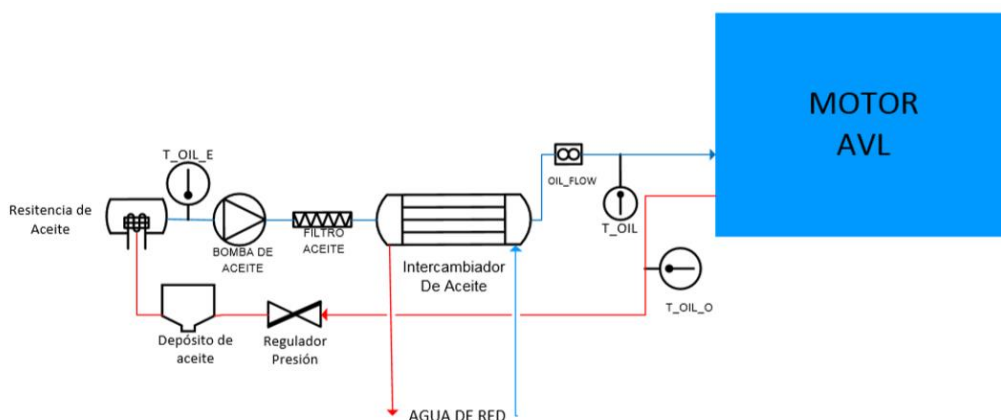


Figura 3.7: Esquema del sistema de lubricación. (Fuente: (Fernández, 2019))

Este motor es de tipo cárter seco, por lo que se ha de aspirar el aceite del cárter con otra bomba para mantenerlo vacío de aceite y evitar que se presurice. Por ello, la parte del desagüe de aceite se debe mantener en depresión, esta depresión debe oscilar entre 850 mbar y presión atmosférica (este valor se debe medir en todo momento). Esta bomba es accionada mediante un motor eléctrico controlado con un variador de frecuencia, para controlar la presión en el circuito y en el desagüe.

Para hacer más precisa la regulación, se cuenta con una válvula de regulación tarada mecánicamente a la presión nominal de funcionamiento (6 bar aproximadamente). Y otra válvula en el circuito de vacío, pero este caso manual, donde el operario se encarga de mantener la presión de aceite en 6 bar y la depresión en el cárter en torno a 800-900 mbar.

3.2.6 Sistema de combustible

Al ser un motor de investigación, permite realizar la combustión mediante inyección directa y a su vez mediante inyección en el colector de admisión. Es por esto que se necesita adaptar el circuito de combustible para cumplir las necesidades del motor, utilizando dos líneas de inyección dentro del mismo circuito. A pesar de tener unas características y necesidades distintas comparten elementos comunes, como la balanza de combustible AVL 733S (para medir el gasto de combustible) seguida de un acondicionador de combustible AVL 753C (para adecuar la T° del combustible).

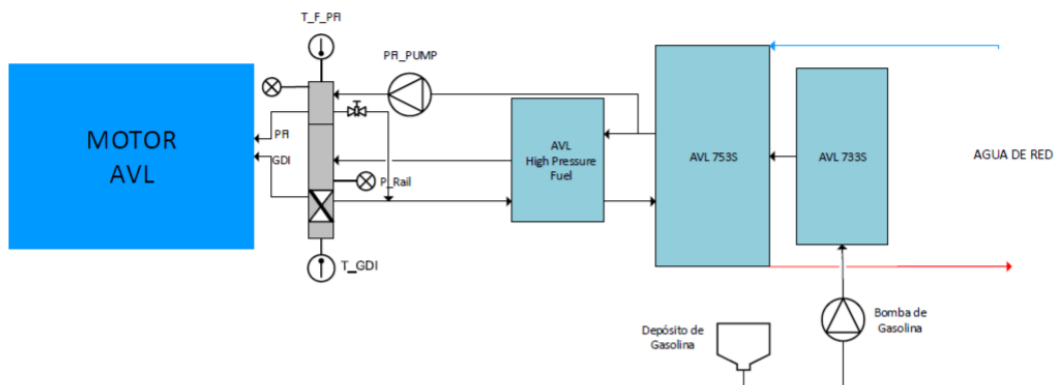


Figura 3.8: Esquema del sistema de combustible. (Fuente: (Fernández, 2019))

Abajo del acondicionador se encuentra la "High Pressure Unit", necesaria para aumentar la presión del combustible hasta la de trabajo de un inyector GDI (inyección directa de gasolina). A la salida se conecta el raíl de inyección donde se encuentran los sensores de presión, temperatura y la válvula eléctrica de regulación de presión. La salida del raíl se divide en dos sistemas de inyección:

➤ **Port Fuel Injection (PFI)**

Este sistema inyecta el combustible pulverizado directamente en el colector de admisión para realizar la mezcla de aire y gasolina. En todo momento, la cantidad de mezcla que entra en el cilindro está regulada por una válvula.

➤ **Gasoline Direct Injection (GDI)**

En este sistema se inyecta el combustible directamente en la cámara de combustión, donde allí se mezcla con el aire. El objetivo principal de este sistema de inyección no es otro que el de reducir el consumo de combustible, y como consecuencia, reducir las emisiones contaminantes.

3.2.7 Sistema de EGR

El sistema EGR (“exhaust gas recirculation”) consiste en redirigir una parte de los gases de escape del motor hacia el colector de admisión, para reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x).

La proporción de gas recirculado se adecua para cada motor sobre la base de los estándares de contaminación para respetar el equilibrio entre las emisiones de NO_x y de partículas (“soots” en inglés).

El motor de AVL cuenta con el siguiente esquema de EGR:

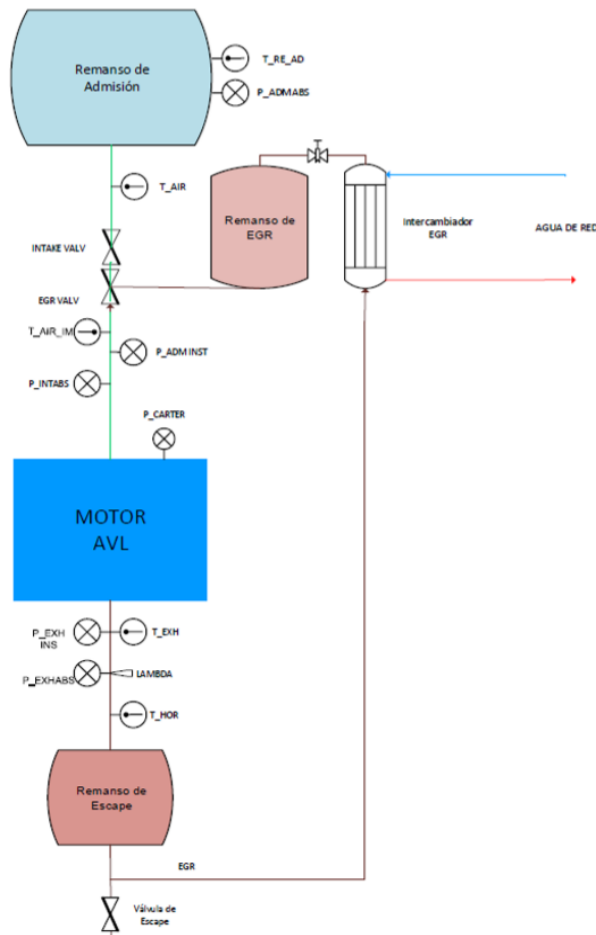


Figura 3.9: Esquema del sistema de EGR. (Fuente: (Fernández, 2019))

La válvula de escape situada a la salida del remanso genera una presión por encima de la atmosférica en el interior de éste, provocando que los gases de escape se dirijan al circuito de EGR. Una vez en el circuito, estos gases pasan primero por un intercambiador de calor para bajar su T^a antes de ser introducidos en el sistema de admisión (la T^a se monitoriza con un termopar a la entrada y a la salida, para ver la reducción de la temperatura). Luego, le sigue otro remanso para atenuar las posibles ondas que lleve el flujo de gases. Y para finalizar, se encuentra la válvula que regula la cantidad de gases recirculados, que se controla desde el software INCA a través de la ECU propia del motor.

3.3 EQUIPOS DE MEDIDA

A continuación, se va a detallar cómo se realizan las mediciones de los parámetros más relevantes que hay que tener en cuenta para llevar a cabo el análisis, y cuáles son los instrumentos utilizados para realizar dichas mediciones. Éstos son:

-Medición del régimen: El elemento principal para la medición del régimen es el freno dinamométrico, que permite regular tanto el régimen como el par motor. Se trata de un freno de corriente alterna, que transforma la energía de rotación en energía eléctrica.

La medida del régimen se lleva a cabo mediante un sensor electromagnético ubicado en el freno dinamométrico. Para ello, el régimen se debe mantener constante, de esto se encarga el freno dinamométrico, creando un par resistente para proporcionar “carga” al motor, haciendo uso de la señal del sensor de régimen para mantenerlo en el régimen de referencia.

-Medición de la presión y T^a : Para las medidas de presión medida, se ha optado por colocar transductores piezorresistivos en los puntos de la instalación en los que se ha considerado oportuno: caudalímetro de aire volumétrico, remanso de admisión, colector de escape, salida del compresor de EGR, presión de aceite, presión de aceite en el cárter y presión en el retorno del inyector (presión de inyección para el inyector de PFI).

Para las señales de presión que tienen gran importancia y necesitan una muy buena resolución de adquisición, se opta por otro tipo de sensores (de presión instantánea): piezorresistivos y piezoeléctricos. Estos tipos de sensores se utilizan para medir las señales de presión en el PMI (punto muerto inferior), en la admisión, en el colector de escape y en la cámara de combustión.

En cuanto a las T^a s, se utilizan termopares tipo K, situados en la admisión, el escape y el circuito de EGR. Para los líquidos de refrigeración, lubricación y alimentación se utilizan termorresistencias de tipo Pt 100.

-Medición del gasto másico de aire: La medida del caudal volumétrico de aire se realiza mediante un caudalímetro de lóbulos rotativos situado aguas arriba del remanso de admisión. La velocidad de rotación de estos lóbulos es proporcional al volumen de aire que lo atraviesa.

El caudalímetro también incorpora un sensor de presión y una termorresistencia, lo que permite calcular la densidad del aire que está pasando por el caudalímetro, permitiendo convertir unidades volumétricas en másicas.

-Medición del gasto másico de combustible: El gasto másico de combustible se mide utilizando una balanza gravimétrica. El funcionamiento de este sistema se basa en la deformación de una galga extensiométrica proporcional a la cantidad de masa de combustible contenida en una balanza de precisión.

-Medición del porcentaje de EGR: Para medir el porcentaje de gases recirculados (EGR), se utiliza el mismo equipo de medida que para los gases de escape, el Horiba, capaz de medir la concentración volumétrica (molar) de NO_x , CO, THC, CO_2 y O_2 , utilizando una sonda situada aguas arriba de la válvula de escape.

Para sacar el porcentaje de EGR, se extrae una muestra del aire en el colector de admisión y se mide la concentración molar de CO_2 en la admisión, y luego esta medida se compara con la concentración de CO_2 en el escape para sacar el porcentaje de EGR.

-Medición de la posición del ángulo del cigüeñal: La posición del ángulo del cigüeñal se mide con un encoder acoplado al cigüeñal, el cual consta de un sensor óptico capaz de captar señales de un disco marcado con una pista de 720 pulsos, para la información angular. Y también incluye un pulso de información por vuelta para propósitos de sincronización.

-Medidor Sonda Lambda: La sonda lambda (Sonda- λ), mide la concentración de O_2 en los gases fruto de la combustión. Se utiliza para comprobar la calidad de una combustión. Así, si la cantidad de O_2 es del 0%, el valor de lambda será igual a 1. A mayor % de O_2 , mayor valor de lambda ($\lambda > 1$).

El motor tiene dos sondas lambda instaladas, una justo a la salida del cilindro y otra a la salida del remanso de escape, aguas abajo de la válvula. La segunda válvula se instala para asegurarse que la medida no sufre alteraciones debidas a la presión de escape.

Se ha de dotar a la instalación de un software específico para PC capaz de establecer una unión entre el técnico y ésta, de manera que se puedan monitorizar todos los sistemas de la instalación, tener un control total sobre los elementos deseados de ésta, y poder realizar la adquisición de datos.

Para llevar a cabo este control y monitorizado, se hace uso de la unidad PUMA OPEN, de la firma austríaca AVL. Esta unidad está dotada de un PC con un software específico que permite la interacción usuario-instalación, permitiendo el control y monitorización de ésta, estableciendo así una red de comunicación entre el PC y el motor.

También se hace uso del software INDICOM (también de la marca AVL), utilizado para la adquisición de variables instantáneas, así como para realizar el estudio de éstas y del proceso de combustión. Este software está integrado en PUMA, de forma que hay comunicación y traspaso de información de forma bidireccional.

Por último, el software INCA se usa para el control completo de la ECU del motor, permite el control del hardware del motor: inyectores, bujías, mariposa de admisión, válvula de EGR, etc. También se puede usar como sistema de adquisición de datos de los sensores y actuadores instalados de fábrica en el motor.

3.4 PROCEDIMIENTO DE ENSAYOS EXPERIMENTALES

El procedimiento seguido por los técnicos de laboratorio para llevar a cabo los ensayos experimentales en el motor y hacer las mediciones necesarias es el siguiente:

Primero se calienta el agua de refrigeración y el aceite de lubricación del motor por medio de resistencias eléctricas hasta llegar a las condiciones de ensayo. Se pone el motor en el régimen de 2000 rpm en arrastre y se pone en marcha el sistema de encendido y de inyección de combustible (para este proyecto el sistema de inyección utilizado es el PFI, la mezcla aire-combustible se realiza en la admisión). Estas condiciones se consideran de referencia, se hacen 3 mediciones de este punto de referencia para garantizar que todo va bien, una vez listo, se puede empezar a medir los distintos puntos de operación.

Cada vez que se cambie el régimen de giro del motor, se para el sistema de inyección. Una vez el motor alcance el régimen de giro específico para cada punto se vuelve a encender el sistema de inyección otra vez, y se irán variando 3 parámetros: la apertura de la válvula mariposa o sobrealimentación del compresor de aire, la duración de la inyección de combustible (una vez se haya establecido el instante en el que se llevará a cabo la inyección) y el avance de la chispa, hasta conseguir la IMEP y el dosado relativo deseados para el ensayo. Si el ensayo requiere de EGR, se tiene además la apertura de la mariposa de EGR en la admisión.

Es conveniente empezar a variar el primer parámetro nombrado para poner la presión de admisión en el nivel deseado. Una vez hecho esto, se corrige la inyección de combustible para establecer el dosado y, por último, la chispa para garantizar que el CA50 esté en el punto deseado (en los ensayos realizados se ha intentado replicar las condiciones que vienen en el manual, así que se ha buscado el CA50 del manual; si algún punto a analizar no se ha encontrado en el manual, se ha intentado buscar el punto de máximo par, MBT, "Maximum Brake Torque" en inglés). Se hacen algunas iteraciones de estos tres parámetros hasta que se tiene el motor trabajando en las condiciones deseadas. Una vez se ha conseguido este punto, hay que esperar algunos segundos para que el motor alcance la estabilidad. Una vez el motor esté trabajando de forma estable, se hacen 3 mediciones para cada punto (es decir, se repiten las mediciones 3 veces). En cada repetición se realizarán las siguientes mediciones: registro de 250 ciclos para los datos instantáneos, y por tanto ciclo a ciclo (utilizando el software INDICOM), y promediado de la información media durante 30 segundos (utilizando PUMA).

4 CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA DEL FRENTE DE LLAMA TURBULENTO

4.1 CONSIDERACIONES PREVIAS AL ANÁLISIS

Antes de pasar a conocer la metodología seguida para la caracterización del área del frente de llama turbulento, se han de conocer cuáles son las consideraciones tomadas al inicio del análisis para garantizar el correcto desarrollo de éste y unos resultados lo más exactos posible.

4.1.1 Estudio ciclo a ciclo

La primera consideración a tener en cuenta es realizar el análisis ciclo a ciclo. Otro enfoque sería analizar el ciclo medio de cada punto de operación. Esto sería más sencillo y más rápido de hacer, pero se estaría perdiendo información valiosa, cosa que no se puede permitir. ¿Por qué se perdería información? La respuesta es muy sencilla, el motor asociado a este trabajo es un MEP 4T, y una peculiaridad de éstos es la dispersión cíclica (cómo se ha comentado ya en el apartado 2.3 “Combustión en un motor MEP 4T”). Como se puede ver en la Figura 4.1, coger un ciclo de presión media representativo de todos los ciclos no tiene ningún interés, pues ese ciclo medio no se corresponde con el funcionamiento del motor (no todos los ciclos son iguales). El valor medio de la presión puede dar una idea de qué presiones se están dando, pero debido a la dispersión, los valores de presión van a cambiar en cada ciclo.

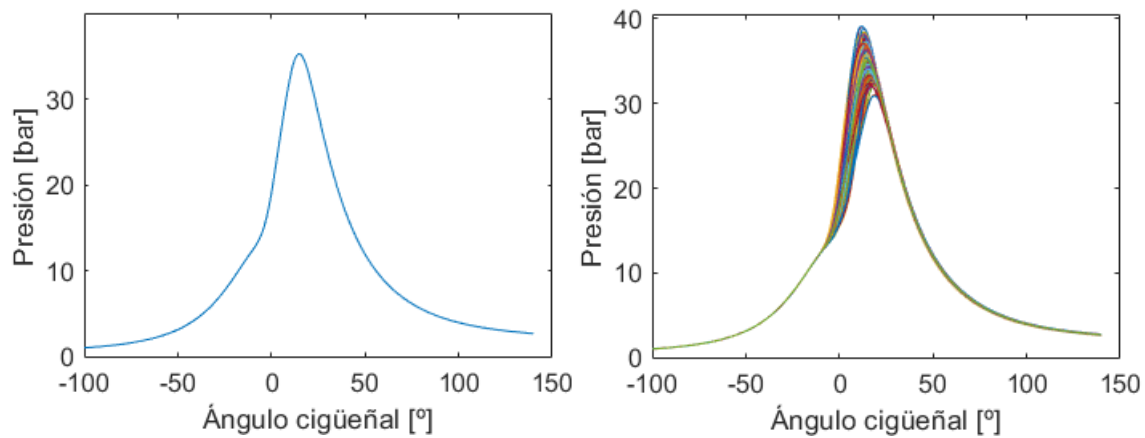


Figura 4.1: Señales de presión para el punto de operación 2000@6, a la izquierda la presión media y a la derecha las presiones para cada ciclo.

Hacer el estudio ciclo a ciclo tiene aún más sentido si se observa cómo es la ley de liberación de calor (HRL) y la tasa de calor liberado (HRR) para cualquiera de los puntos de operación. Como se observa en la Figura 4.2, no sólo existe dispersión en el eje Y (en cuanto a valores de HRL y HRR para un mismo ángulo), sino que también existe dispersión en el eje X (para un mismo valor de HRL o HRR distintos valores de ángulo).

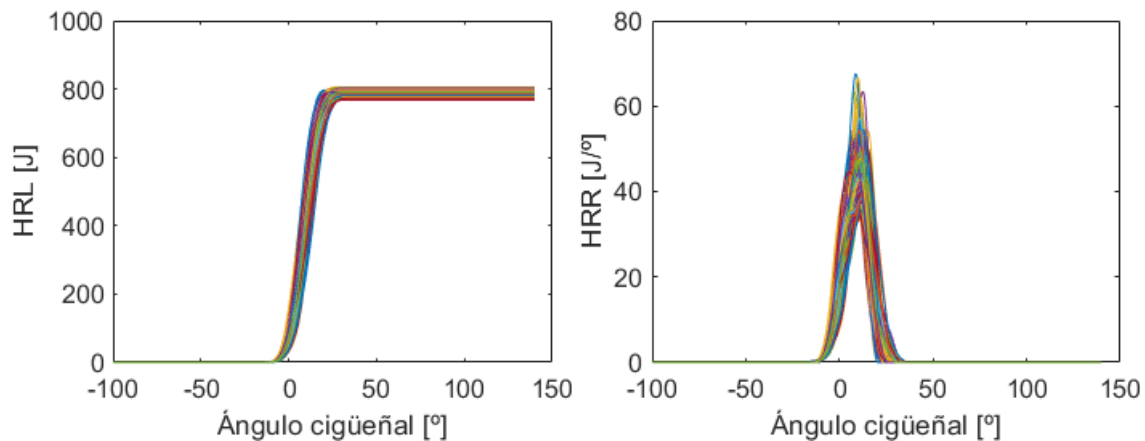


Figura 4.2: Para el punto de operación 2000@6, a la izquierda valor de la HRL ciclo a ciclo, y a la derecha valor del HRR ciclo a ciclo.

Además de la dispersión cíclica, hay otro efecto propio del MEP 4T que contribuye a dar más sentido al estudio ciclo a ciclo. Este efecto se ha visto también en el capítulo 2.3, y se trata de la diferencia en la composición química inicial de la carga. Por el mero hecho de introducir el combustible junto con el aire, y una cierta cantidad de gases recirculados, a través de la válvula de admisión, se produce una variabilidad de estas composiciones en cada ciclo de combustión (debido a que no es un proceso del todo repetitivo).

No obstante, este aspecto es crítico en motores de 2T, donde la variabilidad ciclo a ciclo de la combustión se traduce en variabilidad ciclo a ciclo del proceso de renovación de la carga, mientras que no lo es tanto en motores 4T. Por tanto, se ha de puntualizar que para el tipo de motor estudiado en este trabajo estas variaciones son pequeñas, por lo que la manera que se ha adoptado para trabajar con las composiciones iniciales será la siguiente: tanto la cantidad de combustible, como la de aire y la de gases recirculados (EGR) introducidos en el cilindro se consideraran constantes (para cada punto de operación), e iguales al valor medio de todos los ciclos.

4.1.2 Puntos de operación estudiados

Lo segundo a tener en cuenta es la información que se ha de seleccionar para realizar el análisis, es decir, cuales son los puntos de operación a escoger para representar el funcionamiento del motor lo mejor posible. Claro está, estos puntos seleccionados han de abarcar el mayor rango de combinaciones posibles, pero dentro de un marco de realidad (los puntos de operación han de corresponder con situaciones de conducción que se darían en un día a día por cualquier usuario).

Los puntos seleccionados para nuestro estudio se pueden ver en la Figura 4.3 (dónde cada punto de operación consta de 250 ciclos). Dichos puntos se identifican de la siguiente manera: XXXX@YY, donde XXXX es el régimen, en rpm, e YY es la PMI (presión media indicada) en bar.

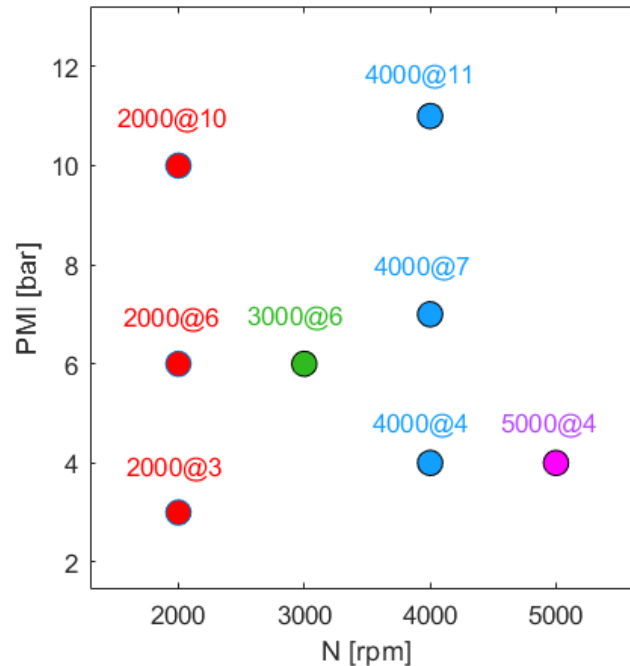


Figura 4.3: Distribución de los puntos de operación seleccionados para llevar a cabo el estudio.

En la selección de los puntos, no sólo se ha variado el régimen de giro y la PMI, sino que también se han escogido puntos con distintos dosados relativos (Fr), como son: el punto 2000@10 con una lambda de 0.9 (donde lambda es la inversa del dosado relativo) y el punto 4000@11 con una lambda también de 0.9; en el punto 5000@4 se tienen dos puntos a analizar, uno con una lambda de 1, y otro con una lambda de 1.2.

Aunque parezca pobre esta variación de dosado relativo, cabe recordar que éste tipo de motores suelen trabajar con valores de Fr rondando la unidad, por lo que no va a resultar ningún problema esta poca variación en el dosado. No obstante, esto no implica que no se deban introducir, pues aportan información adicional sobre cómo se comporta el motor en esos casos.

También se han tenido que eliminar algunos puntos de operación, como por ejemplo algunos test a 3000 rpm debido a que daban problemas al ser analizados, ya sea por temas de código o por fallos en la toma de datos. También se han obviado test con lambdas superiores a 1.2, como puede ser el caso del punto 5000@4 con una lambda de 1.4, debido a su gran dispersión en los valores, como puede observarse en la Figura 4.4.

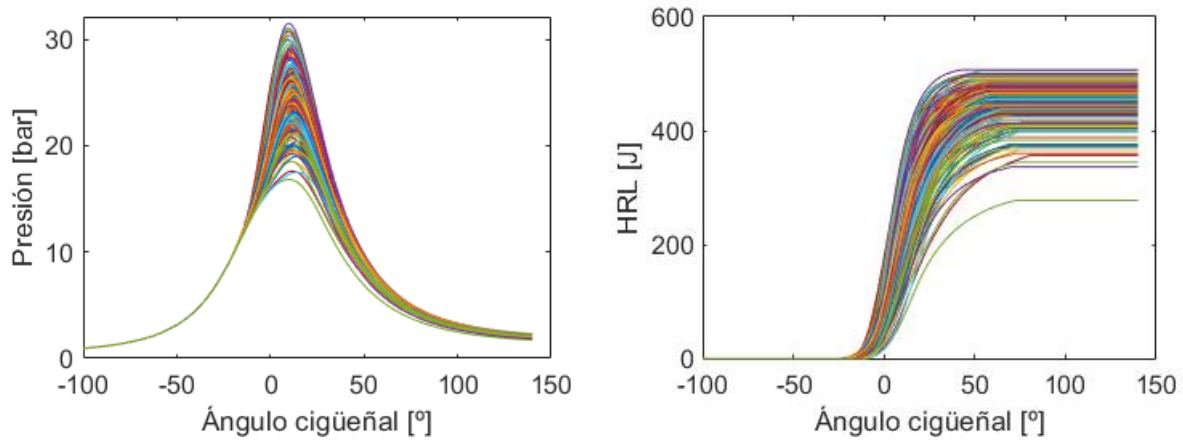


Figura 4.4: A la izquierda señal de presión en el cilindro para el punto 5000@4 con $Fr=0.714$, y a la derecha la ley de combustión (HRL) para el mismo punto.

Una vez seleccionados cuáles van a ser los puntos de operación válidos para el estudio, surge otro problema que hay que tener en cuenta y que se ha comentado también en el apartado 2.3, los fallos de encendido (ciclos en los que no se quema o no queman bien) propios de los motores MEP. Es por esto que se va a seguir un proceso de selección de ciclos (para cada punto de operación) de manera que el estudio se haga con los ciclos buenos, minimizando así también la propia dispersión de los ciclos. La metodología seguida para la selección de ciclos está expuesta en el Anexo 1.

4.1.3 Señal de presión en el cilindro

El último aspecto a tener en cuenta, y quizás el más importante, es el tratamiento de la señal de presión en el cilindro. Para medir esta señal se utilizan dos sensores, uno en el cilindro y otro en la admisión.

El sensor de presión del cilindro es un sensor piezoeléctrico y mide presión instantánea relativa. En cuanto al sensor de presión de admisión, es un sensor piezorresistivo, así que su señal es de presión instantánea absoluta. Cuando se va a estudiar la termodinámica del ciclo hace falta una presión absoluta en el cilindro, y por eso se ha de transformar la señal de presión relativa del cilindro a una señal de presión absoluta (es decir, se ha de referenciar esa señal de presión).

Para hacer esto se necesita coger los valores de presión (tanto relativos como absolutos) cercanos al punto muerto inferior (PMI, pues es el punto donde el flujo másico entrante al cilindro es cercano a cero) para el intervalo de $-180^\circ \pm 10^\circ$, y cuantificar la diferencia que hay de una señal a otra (haciendo una simple resta). Esto se hace para cada ciclo independientemente. Una vez cuantificadas las diferencias, se hace una media de todas las diferencias comprendidas en el intervalo, para cada ciclo, y el valor resultante será el “offset” a introducir en la señal de presión relativa en el cilindro para cada ciclo en concreto, convirtiéndola así en una señal de presión absoluta (parte derecha de la Figura 4.5).

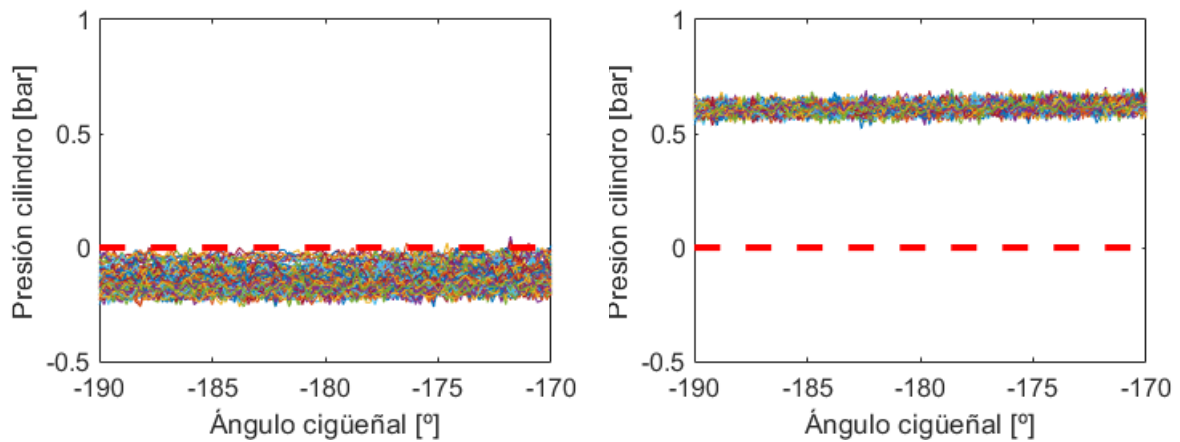


Figura 4.5: Para el punto de operación 2000@6, a la izquierda las señales de presión (relativas) medidas en el cilindro, y a la derecha las señales de presión (absolutas) en el cilindro después de añadirles el offset.

Una vez conseguida la señal de presión absoluta en el cilindro, se puede empezar con el análisis termodinámico y la posterior caracterización del área del frente de llama.

4.2 ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Es necesario llevar a cabo un análisis termodinámico como paso previo a la caracterización del frente de llama, no sólo para conocer la cantidad de calor generado y cedido a las paredes, sino para conocer los valores instantáneos de las variables que nos servirán para caracterizar el área del frente de llama (porcentajes de masa de quemados, T^{a} s de las dos regiones, densidades...).

El análisis se lleva a cabo ciclo a ciclo y como datos de entrada se necesitan: las señales de presión absoluta en el cilindro, las composiciones iniciales en el cilindro, y las T^{a} s medias de las paredes del cilindro, el pistón y la culata, al final de la combustión.

Se empieza el estudio modelizando un avance del porcentaje de masa quemada que servirá, a posteriori, para definir los SOC ("start of combustion", puntos donde se estima que empieza la combustión) y las T^{a} s instantáneas de los gases quemados. Este modelo (ecuación 4.1) es muy usado para caracterizar los porcentajes de masa quemada (en tanto por uno), pero es muy simplista, contiene severas aproximaciones (como utilizar un exponente politrópico constante, cuando en la realidad no lo es), pero es suficiente para tener una buena estimación inicial de estos porcentajes. Las variables p y V representan la presión y el volumen instantáneos en la cámara de combustión, el subíndice "o" corresponde al punto de inicio de la combustión (que corresponde a un 5% de masa quemada), y el subíndice "f" al punto final de la combustión (que corresponde a un 95% de masa quemada), y la variable n es el exponente politrópico (en este caso su valor es de 1.3).

$$x_b = \frac{\frac{1}{p_f^n \cdot V_f} - \frac{1}{p_0^n \cdot V_0}}{\frac{1}{p_f^n \cdot V_f} - \frac{1}{p_0^n \cdot V_0}} \quad (4.1)$$

Una vez obtenida esta estimación de las composiciones instantáneas de gases quemados en el cilindro, el siguiente paso es obtener las T^a s. Tanto las T^a s de quemados y la de no quemados, como las T^a s medias.

Empezando por la temperatura media (T_{med}), ésta es calculada utilizando la ecuación de estado de los gases ideales (ecuación 4.2), donde p representa la presión instantánea en el cilindro, V el volumen instantáneo en la cámara de combustión, R es la constante para el gas en particular atrapado en el cilindro (estimado a partir de la composición de los gases iniciales en el cilindro), y m representa la cantidad de masa atrapada en el cilindro (esta cantidad será igual para cada ciclo, como se ha comentado antes). Esta temperatura media es necesaria para poder sacar luego las T^a s de las dos regiones (quemados y no quemados).

$$T_{med} = \frac{p \cdot V}{R \cdot m} \quad [K] \quad (4.2)$$

La T^a en la región de no quemados (T_u) se divide en dos fases, definidas por el SOC: en la primera fase (antes del SOC), T_u se considera, obviamente, igual a T_{med} (ecuación 4.3), puesto que hasta ese momento no existe más que una región en la cámara de combustión: la de no quemados; y después del SOC (en la segunda fase), los valores de T_u se estiman como una compresión adiabática producida por la expansión de los gases quemados durante el proceso de combustión (ecuación 4.4, donde la gamma de no quemados, γ_u , se calcula a partir de la composición inicial en el cilindro y las T^a s instantáneas de la región de no quemados).

$$\text{Si } IVC < \alpha < SOC, T_u(\alpha) = T_{med}(\alpha) \quad [K] \quad (4.3)$$

$$\text{Si } \alpha > SOC, T_u(i) = T_u(i-1) \cdot \left(\frac{p(i)}{p(i-1)}\right)^{\frac{\gamma_u-1}{\gamma_u}} \quad [K] \quad (4.4)$$

Finalmente, la temperatura en la región de quemados (T_b) se estima, una vez se ha iniciado la combustión (después del SOC), como un balance de entalpía entre la T^a en la región de no quemados y la T^a media durante el proceso de combustión, como expresa la ecuación 4.5. Los diferentes valores de c_p son estimados a partir de la composición y temperatura de cada región, c_u (para la región de no quemados) y c_b (para la región de quemados). Y x_b representa la fracción de masa quemada en cada instante (calculada anteriormente).

$$T_b = \frac{((c_u \cdot (1-x_b) + c_b \cdot x_b) \cdot T_{med}) - ((1-x_b) \cdot T_u \cdot c_u)}{c_b \cdot x_b} \quad [K] \quad (4.5)$$

Un ejemplo de aplicación de las ecuaciones descritas anteriormente se puede ver en la Figura 4.6.

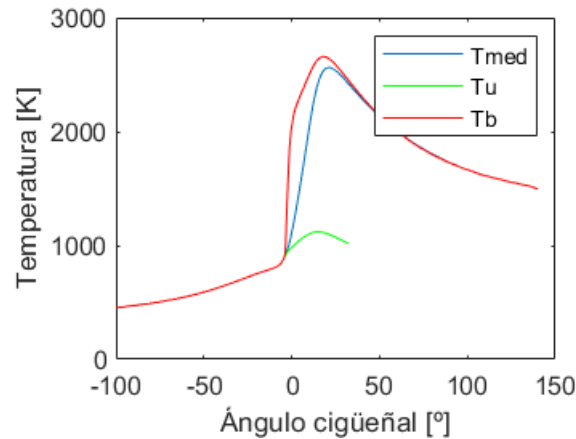


Figura 4.6: Ejemplo de T^a s medias para el punto 2000@6. La línea azul representa la T^a media, la verde la T^a de no quemados y la roja la T^a de quemados.

Una vez conocidas tanto las T^a s de las dos regiones como el porcentaje de masa quemada, y el valor de las gammas para cada región (la gamma para los gases quemados, γ_b , se calcula a partir de hacer un equilibrio químico en los productos de la combustión utilizando los valores de T_b), los efectos de la transferencia de calor pueden ser analizados utilizando los datos de presión en el cilindro mediante un **enfoque de "calor liberado"**, basado en la primera ley de la termodinámica. Este enfoque (ecuación 4.6) divide el calor liberado por el combustible en dos partes: la primera parte tiene en cuenta tanto la variación de energía interna ($dU = mc_v(T)dT + u(t)dm$) como el trabajo realizado por el pistón ($\partial W = p dV$), y la segunda parte tiene en cuenta el calor transferido a las paredes de la cámara de combustión (Q_w , ecuación 4.7). Dónde el valor de gamma (γ) se calcula como un balance entre los valores instantáneos de las gammas de quemados y no quemados (ver ecuación 4.8). Este enfoque se detalla en el Anexo 2.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} \cdot V \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta} \quad [J/^\circ] \quad (4.6)$$

$$dQ_w = A \cdot h_w \cdot (T - T_w) dt \frac{d\theta}{dt} \quad [J] \quad (4.7)$$

$$\gamma = x_b \cdot \gamma_b + (1 - x_b) \cdot \gamma_u \quad (4.8)$$

El calor total transferido a las paredes se calcula como la suma del calor transferido a: la culata, al cilindro y al pistón. Dónde “A” se corresponde con la superficie de contacto de los gases contenidos en el cilindro con las paredes, “T” toma el valor de la temperatura media en el cilindro (T_{med}) y T_w es la temperatura media de las paredes al final de la combustión, esto para cada zona.

Y h_w es el coeficiente de convección del gas en el interior del cilindro, lo que significa que es el mismo para cada zona. Este coeficiente de convección se estima utilizando la correlación de Woschni (ecuación 4.9).

$$h_w = 3.26 \cdot bore^{-0.2} \cdot p^{0.8} \cdot T^{-0.55} \left(\left(C_1 + \frac{0.154\pi \cdot bore \cdot swirl\ ratio}{stroke} \right) \cdot n + C_2 \cdot \Delta p \right)^{0.8} \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (4.9)$$

En esta ecuación, C_1 y C_2 son constantes (2.28 y 0.00324 respectivamente (Soyhan, y otros, 2009)), “bore” y “stroke” son el diámetro y la carrera del pistón (en m) respectivamente, p es la presión instantánea en el cilindro (en bar), T es la temperatura media en el cilindro (T_{med} , en °K), n es el régimen de giro del motor (en rpm), Δp es la diferencia entre la presión instantánea y la de arrastre (en bar), y el término asociado al “swirl ratio” se considera nulo (este término es importante en los motores diésel; en este caso, al tratarse de un motor de gasolina, este término se puede considerar despreciable).

Aplicando estas ecuaciones se obtiene el HRR (“Heat Release Rate”) para cada ciclo, además se puede estimar cual es la ley de combustión (HRL: “Heat Release Law”) integrando el HRR en función del grado de avance del cigüeñal (Figura 4.7).

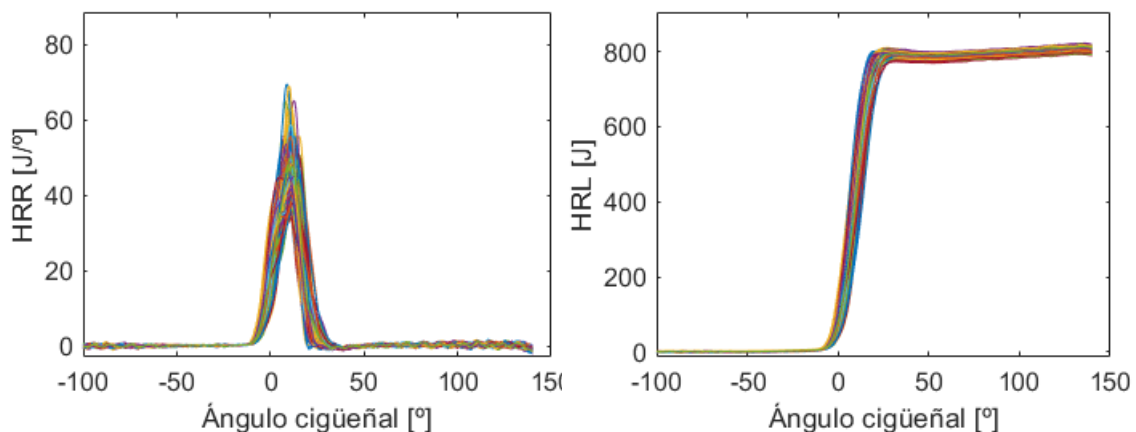


Figura 4.7: Curvas de HRR y HRL en función del grado de avance del cigüeñal para el punto 2000@6.

Como se puede ver en la parte derecha de la figura anterior, las leyes de combustión presentan inexactitudes en algunos casos. Éstas provienen de distintos factores, del ruido en las señales de presión o de las desviaciones debidas a las dificultades de estimar con exactitud las composiciones de los gases en el cilindro durante la combustión. El efecto del ruido en la señal de presión se puede eliminar rápidamente filtrando esta señal. En cambio, la desviación en la estimación de las composiciones en el cilindro es más difícil de resolver. Este problema se puede ver en la curva azul de

la Figura 4.8, dónde la curva de HRL tiene una pendiente, tanto en la parte inicial (fase de compresión) como en la zona final (fase de expansión). Estas pendientes no se corresponden con la realidad y llevan a errores de cálculo cuando la HRL es procesada. Para resolver este problema, estas pendientes han de ser eliminadas y la HRL se ha de posicionar correctamente sobre el eje vertical. Los detalles sobre este proceso de corrección se exponen en el Anexo 3.

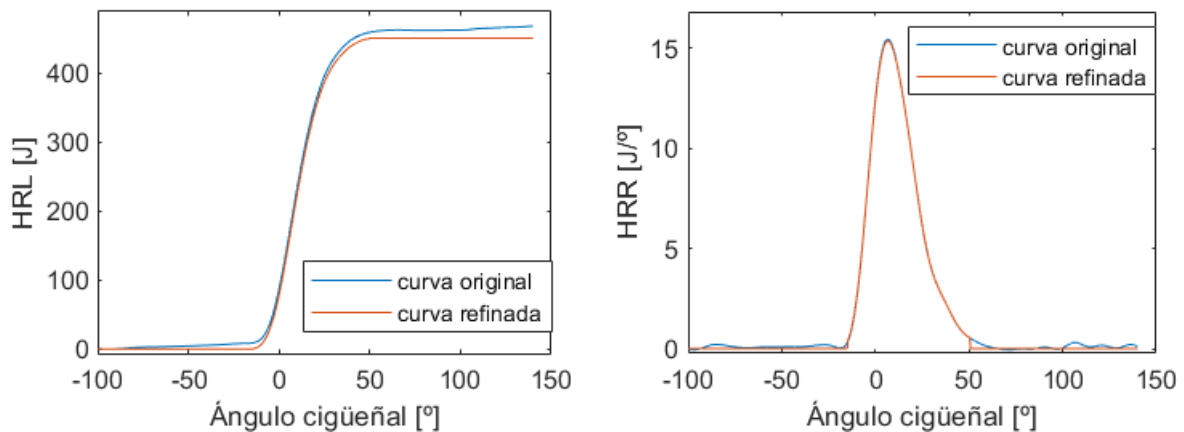


Figura 4.8: Curvas de HRL y HRR originales vs refinadas. Punto de operación 5000@4 ($Fr=0.83$).

La corrección de la parte final de la HRL presenta más dificultades si cabe, pues, encontrar el punto exacto donde finaliza la combustión (EOC: “end of combustion”) y a partir de él determinar la inclinación de la curva a eliminar, no es nada sencillo de realizar. Para verificar si la estimación ha sido correcta, se debe examinar la curva HRR frente a la HRL.

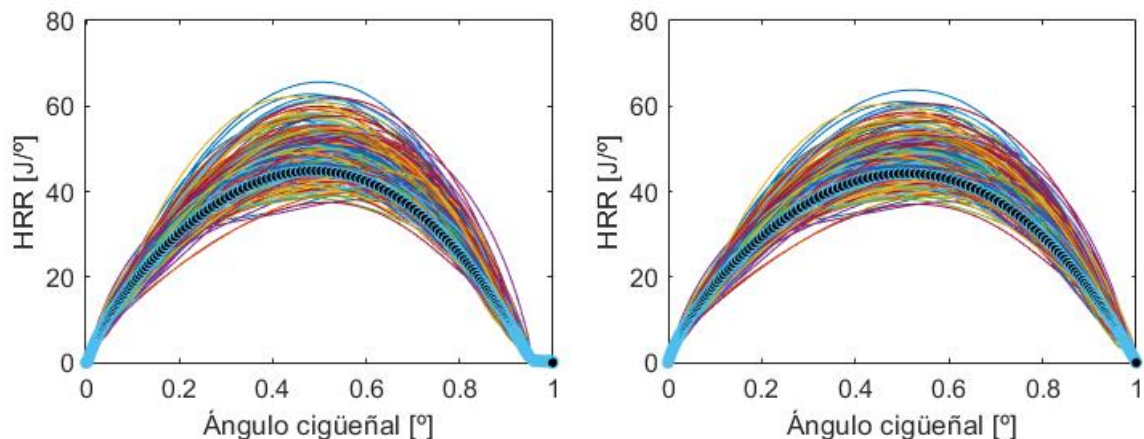


Figura 4.9: Curva HRR frente a HRL. A la izquierda mala estimación del final de la combustión, y a la derecha corrección de este problema. Punto de operación 3000@6.

Esta manera de representar la información, donde el eje de abscisas es el valor adimensional de la HRL (representativo del porcentaje de masa quemada), permite representar ciclos con distintas duraciones (en ángulo) de combustión en el mismo gráfico, ya que de esta manera todos ellos tienen el mismo inicio y el mismo final. Además, esta forma de representar la información permite utilizar el eje de ordenadas para comparar las distintas evoluciones de los ciclos.

De esta forma, las curvas de HRR para cada ciclo deberían de cruzar el eje de HRL en los valores 0 (al inicio) y 1 (al final). Si estas curvas no cruzan en el eje X cuando ésta toma el valor de 1 (como muestra la parte izquierda de la Figura 4.9), significa que la estimación del final de la combustión no es correcta (el final de la combustión se produce antes de lo esperado) y por tanto la inclinación de la parte final de la curva HRL ha de ser eliminada con tal de corregir este error (parte derecha de la Figura 4.9).

Para conseguir estas curvas adimensionales de HRL, una vez obtenidas las curvas de HRL, estas se normalizan de forma que su evolución ahora va de 0 a 1, de esta forma se obtienen unas nuevas curvas que se interpretan como la evolución del porcentaje de masa quemada dentro del cilindro. Obteniendo así, una estimación final de cómo es la evolución (instantánea) de la composición de la carga en el cilindro. Ver Figura 4.10.

El código desarrollado para llevar a cabo este análisis termodinámico se encuentra en el Anexo 4.

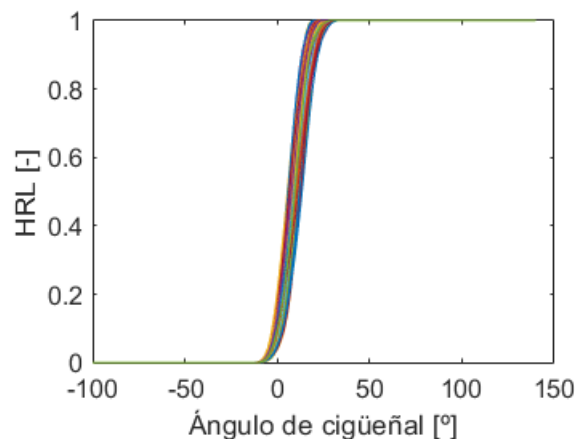


Figura 4.10: Normalización de la curva de HRL para el punto 2000@6.

4.3 ANÁLISIS DEL ÁREA DEL FRENTE DE LLAMA TURBULENTO

Una vez analizada y procesada la señal de presión, como también sus derivados (T^a s, HRR, HRL...), se tienen todas las variables de entrada necesarias para poder caracterizar el área del frente de llama turbulento. A continuación, se van a exponer detalladamente los pasos que se han seguido para conseguir caracterizar esta área a partir de las variables de entrada. Sustancialmente, se va a utilizar la misma metodología que usó Jorge Valero en su tesis doctoral, que en su caso la aplicó en un motor de 2 tiempos (Marco, 2020).

En este método, la HRR va a ser descompuesta con el objetivo de sustraer los diferentes efectos que afectan a esta liberación de calor. De esta forma, eliminando los diferentes parámetros que afectan al desarrollo de la combustión, los resultados de distintos puntos de operación podrán ser comparados entre sí, a pesar de tener distintas configuraciones iniciales. Se podrán **comparar** los distintos valores de las **áreas del frente de llama** (que es precisamente el objetivo principal de este proyecto).

El proceso se puede separar en varios pasos, descritos a continuación:

$$1^{er} \text{ Paso: } HRRmf \left[\frac{kg}{s} \right] = HRR \left[\frac{J}{s} \right] / Hc \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (4.10)$$

En este paso el efecto del combustible es eliminado del HRR, como se ve en la ecuación 4.10, donde el HRR se divide entre el poder calorífico del combustible (Hc). El resultado es un flujo másico indicativo de la cantidad de fuel quemado en cada instante ($HRRmf$).

$$2^{o} \text{ Paso: } HRRmsq \left[\frac{kg}{s} \right] = HRRmf \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot \left(1 + \left(\frac{1}{FstO_2[-] \cdot YO_{2cyl}[-] \cdot Fr_{cyl}[-]} \right) \right) \quad (4.11)$$

Con el flujo másico de quemados, se puede estimar el flujo másico de mezcla sin quemar ($HRRmsq$, es decir, el flujo másico que está atravesando el frente de llama). Es importante distinguir el $HRRmf$ del $HRRmsq$, pues este último tiene en cuenta todos los gases mezclados con el combustible, modificando el flujo de gases quemados como una función del dosado relativo en el cilindro (Fr_{cyl}), la dilución de la carga (YO_{2cyl}), y el oxígeno requerido en una combustión estequiométrica ($FstO_2$), como se ve en la ecuación 4.11.

$$3^{r} \text{ Paso: } AS \left[\frac{m^3}{s} \right] = HRRmsq \left[\frac{kg}{s} \right] / \rho_u \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (4.12)$$

$$\rho_u = \frac{p}{R \cdot T_u} \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (4.13)$$

Si el flujo másico de no quemados se divide entre la densidad de los gases no quemados (ρ_u , según la ecuación de estado 4.13), se obtiene el parámetro AS (ecuación 4.12). Este parámetro es representativo de la superficie del frente de llama durante la combustión (A) y la velocidad de la combustión (S). A partir de este valor, se pueden considerar dos hipótesis diferentes dentro del contexto de las llamas turbulentas premezcladas, pero ambas conducen a la misma conclusión.

La primera, considera el área (A) como un área efectiva (A_{eff}) del frente de llama y la velocidad de combustión (S) como la velocidad laminar para esas condiciones (S_l). Con esta premisa, el área efectiva es el resultado de un área “teórica” (o geométrica) A_{geo} , es decir, una superficie lisa la cual es arrugada por la turbulencia de la carga en el cilindro (este factor de incremento del área se designa como k , factor de turbulencia), aumentando el área geométrica para hacerla equivalente al área efectiva del frente de llama. Finalmente, esta área se multiplica por la velocidad de combustión laminar, pues se asume que esta área progresa de forma laminar (ecuación 4.14).

$$A_{eff} \cdot S_l = (A_{geo} \cdot k) \cdot S_l \quad (4.14)$$

El segundo enfoque o hipótesis, toma el área (A) como el área teórica desarrollada en condiciones sin turbulencia (A_{geo}) y la velocidad (S) como una velocidad equivalente (S_b), añadiendo el efecto de turbulencia a la velocidad de combustión laminar. De esta manera, el resultado es básicamente el mismo, aunque ahora el efecto de la turbulencia se asocia a la modificación de la velocidad de combustión (ecuación 4.15), en lugar de al área.

$$A_{geo} \cdot S_b = A_{geo} \cdot (k \cdot S_l) \quad (4.15)$$

Como se ha comentado, los dos enfoques conducen a la misma ecuación. En esta ecuación, aparece el término “ k ”, asociado a la turbulencia, que incrementa la tasa de calor liberado. Este término también es conocido como **FSR** (“flame speed ratio”, en inglés), y está relacionado con los movimientos internos de la carga, los cuáles están afectados por la geometría, el proceso de cierre de válvulas y la velocidad de giro del motor entre otros, arrugando el área del frente de llama, o afectando a la velocidad de combustión. Si se considera el primer enfoque (ecuación 4.14), cuando el parámetro AS se divide entre la velocidad de combustión laminar S_l , el resultado obtenido es A_{eff} .

$$4^{\circ} \text{ Paso: } FSRA [m^2] = AS \left[\frac{m^3}{s} \right] / (S_l [\frac{cm}{s}] / 100) \quad (4.16)$$

Dividiendo AS entre la S_l calculada para las condiciones instantáneas del cilindro, se obtiene el parámetro $FSRA$ (ecuación 4.16), representativo del área efectiva (A_{eff}) en cada instante del proceso de combustión.

Para este 4º paso es necesario definir como determinar la velocidad de combustión laminar cómo una función de los diferentes condicionantes que están presentes en el cilindro durante la combustión, y que afectan a ésta. Jorge, en sus investigaciones, propone una ecuación para determinar la velocidad laminar del frente de llama basándose en las correlaciones clásicas ya existentes para determinar esta velocidad. La correlación sobre la que partió Jorge es la definida por *Metghalchi y Keck* (Metghalchi & Keck, 1982) mostrada en la ecuación 4.17.

$$S_l = S_{l_{ref}} \cdot \left(\frac{T_u}{T_{ref}}\right)^{k1} \cdot \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{k2} \cdot (1 - 2.1 \cdot Y_{dil}) \left[\frac{cm}{s}\right] \quad (4.17)$$

Dónde $k1$ y $k2$ se definen para cada fuel, y dependen del F_r según la tabla 4.1.

Fuel	K1	K2
Isoctano	$2.18 - 0.8 \cdot (F_r - 1)$	$-0.16 + 0.22 \cdot (F_r - 1)$
Gasolina	$2.4 - 0.27 \cdot F_r^{3.51}$	$-0.357 + 0.14 \cdot F_r^{2.77}$

Tabla 4.1: Definición de $k1$ y $k2$ para isoctano y gasolina (Metghalchi & Keck, 1982) (Rhodes & Keck, 1985).

Sin embargo, está ecuación está limitada por el rango de F_r válido, este rango es muy pequeño y muy cercano a las condiciones estequiométricas. Si tenemos valores de F_r fuera de este rango, los valores de velocidad obtenidos no son correctos. Por esta razón Jorge propuso una correlación distinta para calcular la velocidad laminar, que tiene en cuenta un mayor rango de F_r y también el efecto de los gases residuales (EGR). La correlación es la siguiente:

$$S_l = S_{l_{ref}} \cdot \left(\frac{T_u}{T_{ref}}\right)^a \cdot \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^b \cdot \left(\frac{Y_{dil}}{0.231}\right) \cdot e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{F_r - m}{d}\right)^2} \left[\frac{cm}{s}\right] \quad (4.18)$$

Como se puede observar, la ecuación propuesta está basada en la propia ecuación propuesta por Metghalchi. Depende de una velocidad de combustión predefinida para unas condiciones tomadas como condiciones de referencia. Desde esta velocidad de referencia, la velocidad de combustión será modificada acorde con la T^a , la presión, la concentración de oxígeno y el dosado relativo F_r . Sin embargo, en la ecuación 4.18, cada término depende solo de un parámetro (los exponentes a y b , por ejemplo, son constantes y no dependen de F_r , al contrario de lo que proponía Metghalchi). El gran cambio que buscaba Jorge era hacer más real y creíble el efecto de F_r y Y_{dil} en la ecuación original (modernizar la ecuación). Es por esto que en este análisis se va a utilizar la ecuación propuesta por Jorge, pues dará mejores resultados. Solo faltaría definir cuáles son los valores de referencia, y los valores de las constantes: a , b , c , d y m .

Respecto a los valores de referencia que aparecen en la ecuación, se toman las siguientes consideraciones: para la $S_{l_{ref}}$ se va a considerar un valor unitario, para p_{ref} y T_{ref} 298 K y 1 bar, respectivamente. Esto significa que la correlación de la velocidad de combustión laminar no contendrá ningún valor físico en términos absolutos. El hecho de utilizar un valor arbitrario para $S_{l_{ref}}$ no introduce ningún problema, porque es un valor constante para todos los casos considerados. Además, si todos los datos utilizados para el análisis son procesados con el mismo valor de $S_{l_{ref}}$, no habrá ningún error durante la posterior comparación, cosa que es interesante tener en cuenta para el correcto desarrollo de este trabajo.

Para encontrar el valor de los parámetros constantes de la ecuación propuesta para determinar la velocidad del frente de llama, es decir, a , b , c , d y m , se van a buscar los valores que minimicen la dispersión del parámetro $FSRA$, pues esto significará que el efecto que causan las diferencias en las condiciones de carga sobre la velocidad de combustión laminar habrán sido eliminadas satisfactoriamente (o al menos parte de ellas).

Se parte de los valores encontrados por Jorge ($a = 1.4$; $b = -0.2$; $c = 1.2$; $d = 0.9$; $m = 1.15$), pues, aunque el tipo de motor no es el mismo, estos valores están optimizados de manera que minimizan la dispersión entre todos sus casos estudiados. De esta forma, parece buena idea empezar a buscar por ahí (y como se verá más adelante, los nuevos valores no difieren mucho de los originales). Para cada parámetro se crea un intervalo de valores (alrededor del valor inicial). El cual, se va a ir haciendo más pequeño a medida que nos vayamos acercando al valor mínimo de dispersión. Para cada iteración, se selecciona una combinación distinta de valores de los parámetros para calcular las diferentes velocidades de combustión laminar, y con ello los valores del parámetro $FSRA$. Este parámetro se calcula individualmente para cada ciclo de cada test seleccionado para el estudio, según la ecuación 4.16, y los valores se guardan en una variable matriz $m \times n$. Una vez hecho esto, se calcula la dispersión general de todos estos valores haciendo uso de la desviación estándar (ecuación 4.19).

$$\sigma = \frac{\sum_{i=1}^m \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (x_j - \bar{x}_i)^2}{n-1}}}{m} \quad (4.19)$$

(donde m es el n° de filas y n el n° de columnas)

Después de hacer esta tarea de optimización, los valores optimizados de cada parámetro son los siguientes:

$$a = 1.07; \quad b = -0.1; \quad c = 0.85; \quad d = 0.9; \quad m = 1.15$$

Y la expresión final de la S_l queda:

$$S_l = S_{l_{ref}} \cdot \left(\frac{T_u}{T_{ref}}\right)^{1.07} \cdot \left(\frac{p}{p_{ref}}\right)^{-0.1} \cdot \left(\frac{Y_{dil}}{0.231}\right) \cdot e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{Fr-1.15}{0.9}\right)^2} \left[\frac{cm}{s}\right] \quad (4.20)$$

Una vez definida la ecuación de la velocidad de combustión laminar, el parámetro $FSRA$ puede ser calculado. Este parámetro representa la evolución del área efectiva del frente de llama ($A_{geo} \cdot k$, ver ecuación 4.14).

$$\mathbf{5^\circ Paso:} \quad A^* [a.u] = FSRA [m^2] / N^f [a.u] \quad (4.21)$$

Cabe tener en cuenta que el parámetro $FSRA$ surge de la combinación del FSR (representativo del nivel de turbulencia existente dentro del cilindro, también conocido como k) y el área teórica del frente de llama sin el efecto de la turbulencia (A_{geo}). Además, se puede asumir que la evolución del A_{geo} es igual para todos los puntos de operación y que el $FSRA$ se considera fuertemente dependiente de la velocidad de giro del motor, suposición totalmente lógica, pues es bien sabido que la intensidad de la turbulencia puede ser escalada con el régimen del motor (la influencia de la velocidad de giro es directamente proporcional a la intensidad de la turbulencia si el motor opera en la región dónde la llama está arrugada (Bopp, Vafidis, & Whitelaw, 1986); de ahí el dividir por el régimen (parámetro N^f , donde el exponente se considera $f = 1$) en la expresión 4.21.

Llegados a este punto, se podrían comparar entre sí las curvas de $FSRA$ de distintos puntos de operación siempre que mantengan una misma velocidad de giro, como se puede ver en la Figura 4.11.

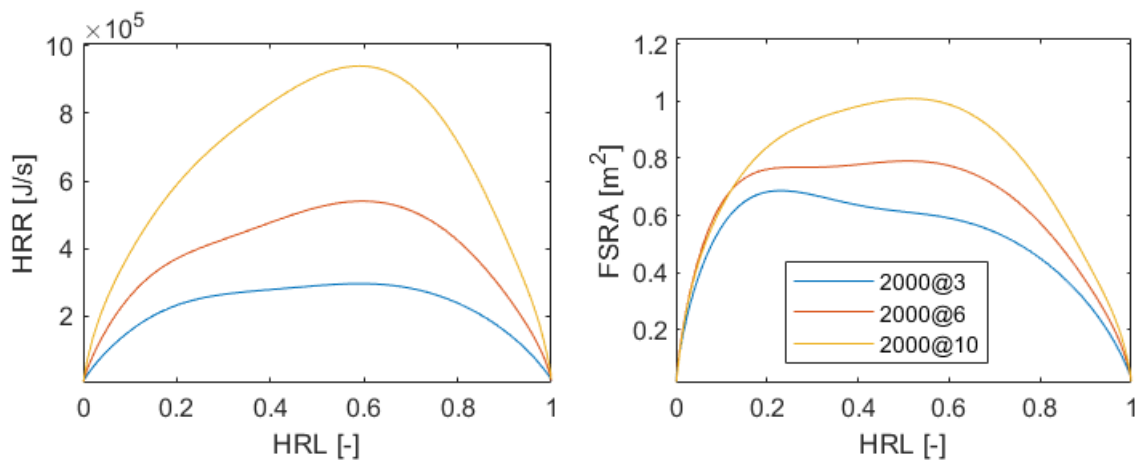


Figura 4.11: Comparación entre las curvas de HRR y FSRA para tres puntos de operación con mismo régimen de giro.

Pero además, se puede dividir el parámetro $FSRA$ entre la velocidad de giro del motor con el propósito de hacer todas las curvas obtenidas a diferentes velocidades, también comparables entre sí (ver Figura 4.12).

Este nuevo parámetro será expresado de ahora en adelante como A^* , y es representativo del **área geométrica teórica** del frente de llama multiplicada por una constante ($k \cdot A_{geo}$), por lo que se podría considerar como un área de frente de llama obtenida de forma experimental, para la cual existe un factor de turbulencia (proporcional al régimen de giro) que la distorsiona aún más.

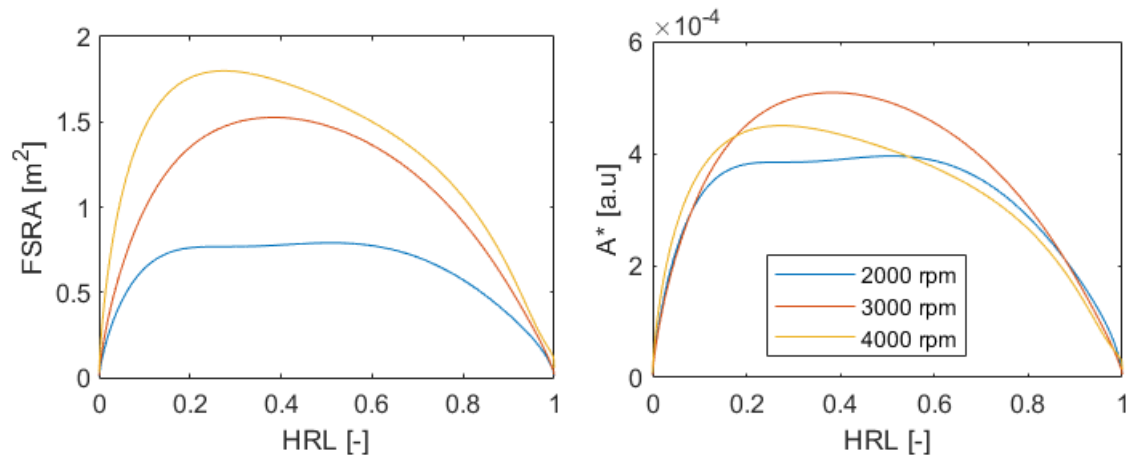


Figura 4.12: Corrección del efecto de la velocidad de giro. A la izquierda, curvas de FSRA con el efecto de la velocidad. A la derecha, las mismas curvas tras eliminar el factor N de velocidad.

Cómo resumen, en la Figura 4.13, se representan los resultados obtenidos tras aplicar los diferentes pasos detallados en este apartado para el punto de operación 2000@6, con el objetivo de dar una visión gráfica del análisis descrito. Las diferentes curvas que se muestran en cada caso, se corresponde con los 250 ciclos registrados en cada ensayo.

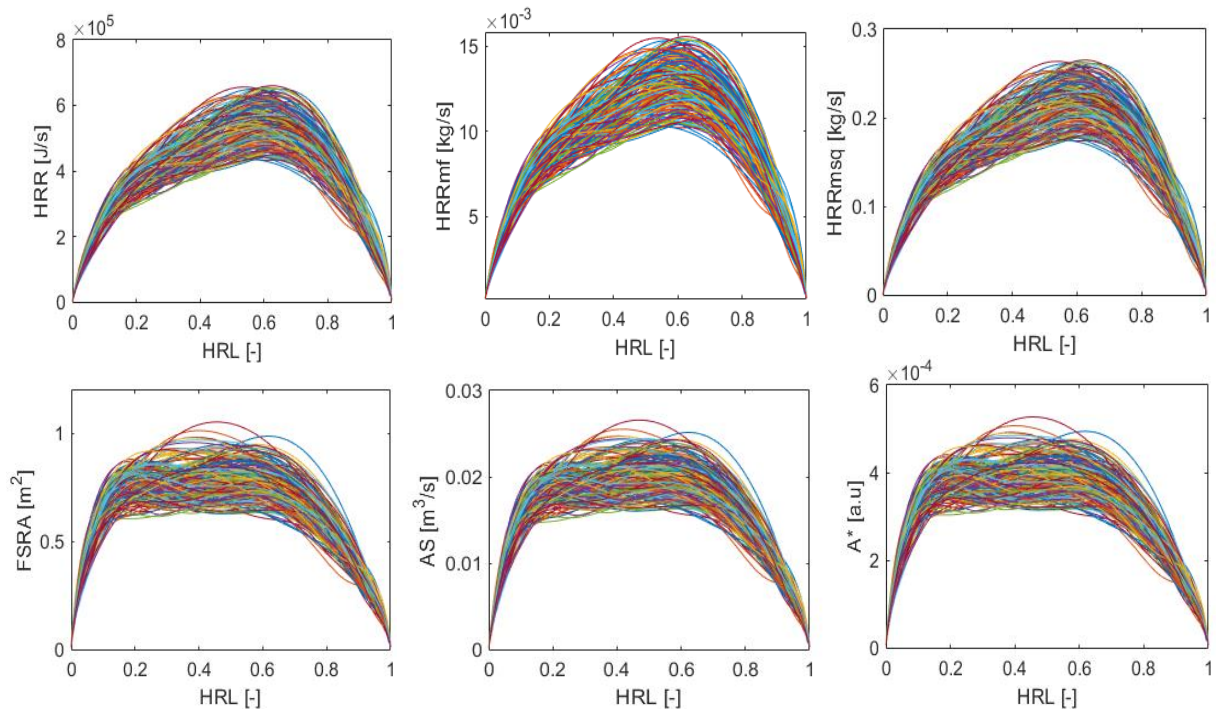


Figura 4.13: Cálculo del parámetro A^* para el punto 2000@6 siguiendo los pasos descritos anteriormente.

4.4 RESULTADOS

Una vez detallados los pasos necesarios para poder caracterizar el área geométrica (experimental) del frente de llama a partir del calor liberado (HRR), este método se puede implantar como líneas de código en Matlab y empezar a sacar resultados. Cumpliendo así el objetivo principal de este proyecto, mostrar cómo evoluciona el área del frente de llama en función, tanto del porcentaje de masa quemada (HRL) cómo del grado de avance del cigüeñal. Pero antes de llegar hasta ahí, es importante ver la influencia que tiene el **parámetro ángulo** en la evolución del frente de llama.

Para ello, se partirá de la caracterización del área del frente de llama en función, únicamente, de la HRL. Esta es una de las ideas que aborda Jorge en sus investigaciones, con la que pretendía sacar un patrón de la evolución del frente de llama que sirviera como modelo de la evolución del área del frente de llama para su motor de estudio, siguiendo la metodología previamente descrita. En este proyecto, el motor de estudio es un MEP 4T (como se ha comentado antes), y la idea es desarrollar esta herramienta para que pueda ser utilizada en cualquier motor de encendido provocado 4 tiempos, introduciendo los datos de entrada necesarios propios del motor a estudiar.

Empezando a analizar los resultados según la propuesta de Jorge, Figura 4.14, dónde el eje Y es el área geométrica experimental ($k \cdot A_{geo}$) y el eje X representa el porcentaje de masa quemada en cada instante (o HRL), obtenemos la evolución del área del frente de llama según el porcentaje de masa quemada para cada ciclo de cada punto de operación. En este caso, se representan solo los ciclos medios representativos de cada punto de operación, y además se representa también una curva patrón (curva negra discontinua), la cual se saca haciendo la media de todas las curvas del área del frente de llama que han sido objeto de estudio (una por cada ciclo, 250 por cada punto de operación).

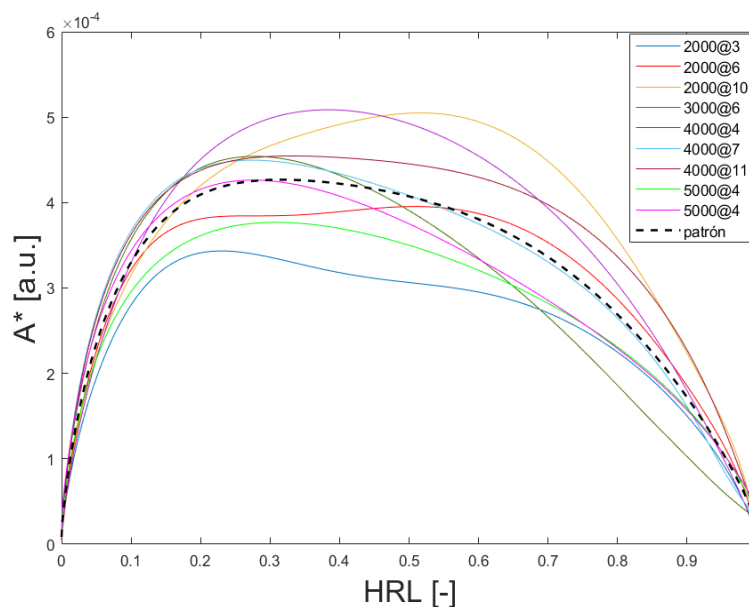


Figura 4.14: Evolución del área del frente de llama en función del porcentaje de masa quemada.

La tendencia que sigue la evolución del área del frente de llama se puede ver en esta curva patrón, donde se observa lo que podrían ser 3 fases en esta evolución: en la primera fase, desde que se produce la chispa en la bujía, esta área geométrica crece muy rápidamente durante las primeras fases de la combustión; una vez el frente alcanza las paredes de la cámara de combustión (20-30% de ésta), esta evolución se ve frenada y el área empieza a decrecer lentamente; finalmente, quedando solo unos pocos restos de mezcla sin quemar, su evolución se ve de nuevo acelerada, decreciendo hasta que el frente desaparece cuando se logra quemar todo el combustible.

Pero como se observa a simple vista, los resultados que nos da este modelo no se corresponden con lo esperado inicialmente, pues se esperaba que al eliminar los efectos que afectan a la combustión, todas siguiesen la misma evolución (la curva patrón). En cambio, a pesar de que sí que comparten un ápice de igualdad, las curvas de los distintos puntos están muy dispersas, no se puede afirmar que el área geométrica del frente de llama sigue una **evolución concreta y constante** con estos resultados. Un parámetro cuantificador de cómo de dispersas están estas curvas puede ser el coeficiente de variación (CV), es decir, la **desviación estándar** dividido por la media, y esto se aplica para cada valor del porcentaje de masa quemada (i) y luego se divide entre el número de intervalos en el que se ha discretizado la HRL.

$$CV_i = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (x_j - \bar{x}_i)^2}{n-1}}{\bar{x}_i} \quad (4.22)$$

$$CV = \frac{\sum_i^m CV_i}{m} \quad (4.23)$$

(Dónde n es el nº de ciclos, y m es el nº de intervalos en el que se divide la HRL)

En el primer modelo estudiado, caracterizando la evolución del frente de llama función, únicamente, de la HRL, este valor (en porcentaje) es de $CV = 15,26\%$. Este valor es alto, y confirma que el modelo propuesto no es el más adecuado para representar la evolución del frente de llama en un MEP 4T.

Para solucionar esto, hay que recordar que el parámetro A^* representa el área geométrica teórica del frente de llama (A_{geo}) multiplicada por un factor de turbulencia k . La influencia de esta turbulencia se ha rebajado dividiendo el parámetro $FSRA$ entre el parámetro N (ecuación 4.21, representativo de la velocidad de giro del motor). Pero como se ve en la Figura 4.14, sigue habiendo algún parámetro que todavía tiene un efecto demasiado alto, hay que conseguir rebajarlo.

Si se repasa la teoría del área del frente de llama turbulenta, expuesta en el apartado 2.3 (Combustión en un motor MEP 4T), la evolución del área depende, a parte del régimen de giro, de la geometría de la cámara de combustión entre otros. Entonces se puede utilizar esta premisa para mejorar nuestro modelo y hacerlo más exacto.

El siguiente paso para mejorar el modelo consiste en dividir los valores instantáneos de A^* entre los valores instantáneos del área del cilindro, para de esta forma tener en cuenta el efecto que la variación del volumen de la cámara de combustión pueda tener sobre el área. A esta **nueva área**, normalizada por el área del cilindro, se le referirá como A^{**} . Una vez hecho esto, se pueden mostrar los resultados obtenidos de igual modo que se ha hecho con el modelo anterior.

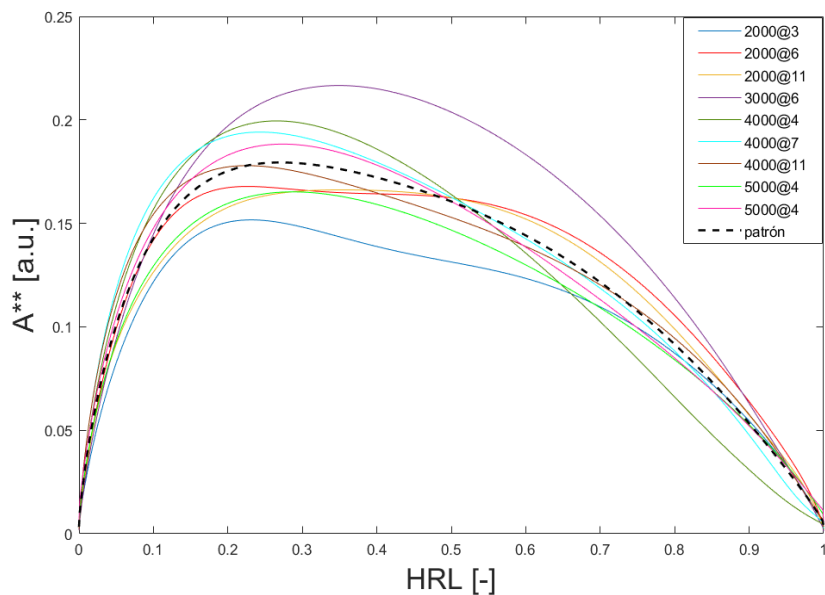


Figura 4.15: : Evolución del área del frente de llama en función del porcentaje de masa quemada eliminando el efecto de la geometría del cilindro.

Como se predijo, eliminar el efecto de la geometría tiene efectos positivos en la evolución del frente de llama (como se puede ver en la Figura 4.15), la dispersión entre las curvas de los distintos puntos de operación se ha reducido, siendo ahora su evolución más semejante. Y el valor del coeficiente de variación se ha reducido en 2,37 puntos de porcentaje, ahora $CV = 12,89\%$.

Pero esto no es suficiente. Aunque se haya reducido la variabilidad al incluir (al menos parcialmente) el efecto de la variación del tamaño de la cámara de combustión, no se puede afirmar que la evolución patrón del frente de llama representada en la Figura 4.15 sea representativa de todos los puntos de operación estudiados, por lo que se puede suponer también que los que no han sido estudiados tampoco seguirán esta evolución. En este punto, tras discusión con el tutor de este trabajo, se llegó a una conclusión que podía resolver este problema.

La idea es la siguiente: la geometría de la cámara de combustión viene afectada directamente por la posición del pistón (que depende del ángulo de cigüeñal), por lo que el área del frente de llama depende también en parte de la posición del pistón. Por lo tanto, el parámetro que estamos buscando es el ángulo del cigüeñal. La importancia de este parámetro puede demostrarse al mirar la evolución de la combustión (HRL) frente al grado de avance del cigüeñal, para todos los ciclos de todos los puntos de operación estudiados (Figura 4.16).

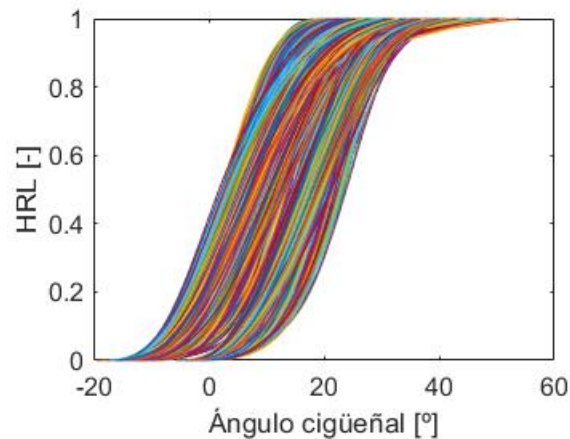


Figura 4.16: Evolución de la combustión en función del ángulo del cigüeñal.

Como se puede observar, las leyes de combustión para cada ciclo siguen una evolución distinta, tal como se vio en el apartado 4.1.1, dónde se expresaba la necesidad de hacer el estudio ciclo a ciclo por la dispersión que existía entre los ciclos de un mismo ensayo. Pues bien, también existe dispersión entre los distintos ensayos, la combustión se produce para distintas posiciones del cigüeñal dependiendo de cuales sean sus condiciones de operación. Esto crea la necesidad de **incluir explícitamente el parámetro “ángulo”** en el modelo de la evolución del área del frente de llama como un factor principal, al igual que lo es la HRL. De aquí es donde surge la idea de crear un mapa topográfico bidimensional que muestre como es la evolución del frente de llama tanto en función de la HRL como del ángulo.

Para conseguir ver la influencia que tiene el ángulo en la evolución del frente de llama, primero se dividirá en cuadrículas el plano XY, donde el eje X corresponde al ángulo del cigüeñal y el eje Y a la HRL, como se ve en la Figura 4.17.

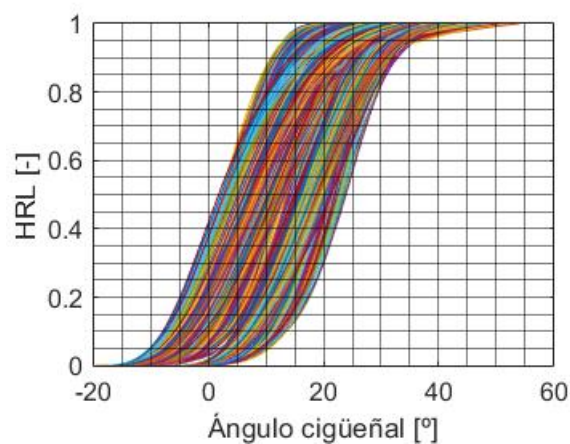


Figura 4.17: División en cuadrículas del plano XY, donde el eje X corresponde a la HRL y el eje Y al ángulo del cigüeñal.

Una vez dividido el plano en cuadrículas, al igual que en los modelos anteriores, se sacan los valores de las áreas del frente de llama para cada ciclo siguiendo la metodología detallada en el capítulo 4.3. Pero en este caso no se busca ningún patrón que represente el avance del frente de llama haciendo la media de todos los ciclos. En este caso se saca el valor medio del área del frente de llama para cada cuadrícula, es decir, se hará la media para los valores de área cuyas coordenadas HRL e α (donde α es el ángulo del cigüeñal) estén dentro de los intervalos correspondientes⁴ para cada cuadrícula. De esta forma, también podemos obtener la desviación típica para los valores de cada cuadrícula, y con eso el coeficiente de variación también para cada cuadrícula, y una vez obtenidos los coeficientes de variación para cada cuadrícula se puede sacar un coeficiente general (siguiendo las ecuaciones utilizadas para los modelos anteriores, ecuación 4.22 y 4.23). En este tipo de modelo, conseguimos rebajar aún más el coeficiente de variación a un valor de: $CV = 12,13\%$. Se confirma que incluir explícitamente el efecto del ángulo proporciona resultados algo mejores, si bien no se logra aún reducir toda la dispersión que se tiene en el parámetro A^* .

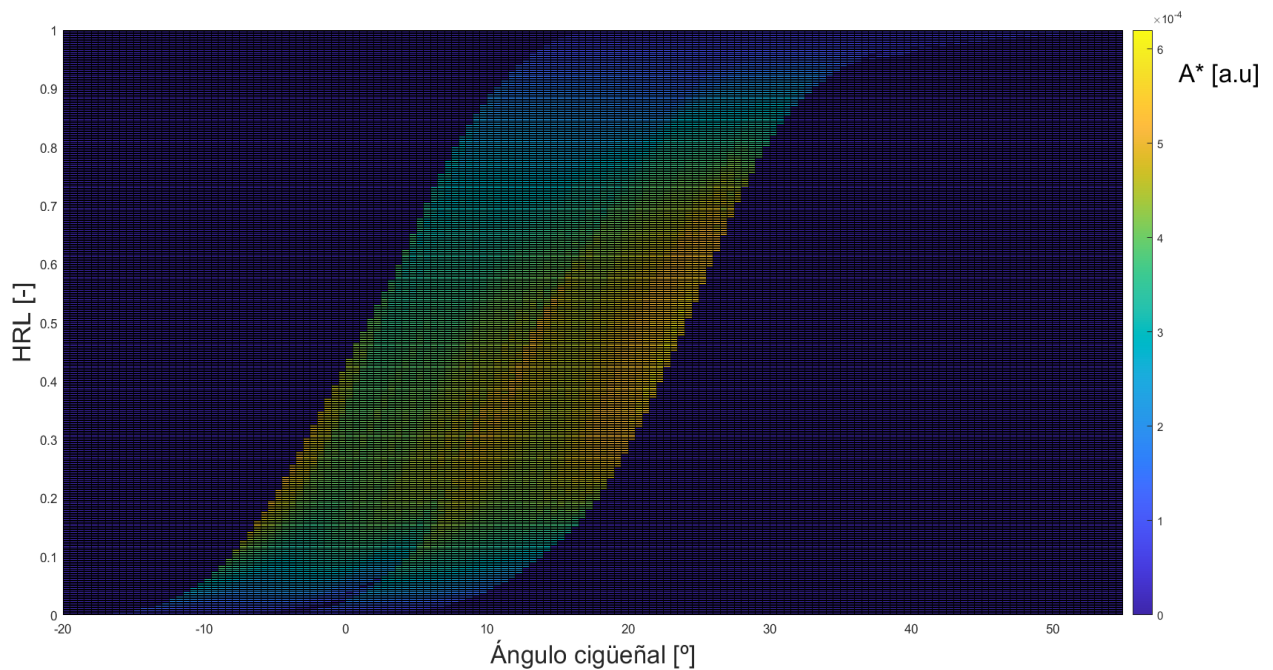


Figura 4.18: Evolución del área del frente de llama como función del grado de avance del cigüeñal y del porcentaje de masa quemada (HRL).

⁴ Los intervalos seleccionados para hacer las divisiones en los ejes son, de 0.5 para el ángulo y de 0.002 para el porcentaje de masa quemada (HRL). Estos intervalos proporcionan buenos resultados y además una buena resolución en la representación.

La Figura 4.18 muestra los resultados de aplicar este nuevo método para caracterizar el área del frente de llama, donde en el eje X tenemos el valor del ángulo del cigüeñal, y en el eje Y la HRL (que representa el porcentaje de masa quemada). Se puede ver gráficamente que para un mismo valor de HRL, el valor que toma el área del frente de llama es distinto según la posición del cigüeñal (sobre todo en la parte central de la combustión, entre el 20% y el 80% de la combustión), quedando así demostrada gráficamente la influencia que tiene el valor del ángulo del cigüeñal en la evolución del área del frente de llama turbulento.

Además, antes se ha comentado que el efecto del ángulo (o al menos parte de este efecto) se podría tener en cuenta normalizando el área de la llama por la del cilindro. Esto es lo que se propone hacer a continuación: eliminar (al menos en parte) el efecto de la geometría del cilindro dividiendo cada valor de A^* entre su valor de área del cilindro correspondiente, obteniendo de nuevo el **parámetro A^{**}** (pero ahora representado en función de $f(\alpha, HRL)$). A partir de este nuevo valor del área del frente de llama, se procederá, de igual forma que el método anterior, a sacar la media de este parámetro para cada cuadrícula. Así también, el valor del coeficiente de variación se saca de la misma forma que el método anterior, pero ahora utilizando el nuevo parámetro A^{**} .

En este caso hay que indicar que **no** se consiguen **mejoras** en cuanto al tema de la **dispersión**, pues el valor del coeficiente de variación es el mismo que para el método anterior ($CV = 12, 12\%$). Sin embargo, si se analiza la Figura 4.19, que muestra la evolución del frente de llama tras eliminar el efecto de la geometría, se puede observar que, a diferencia de la Figura 4.18, esta evolución se hace más independiente del ángulo del cigüeñal: para el mismo porcentaje de masa quemada, el valor del área normalizada del frente de llama se mantiene más constante para las distintas posiciones del cigüeñal.

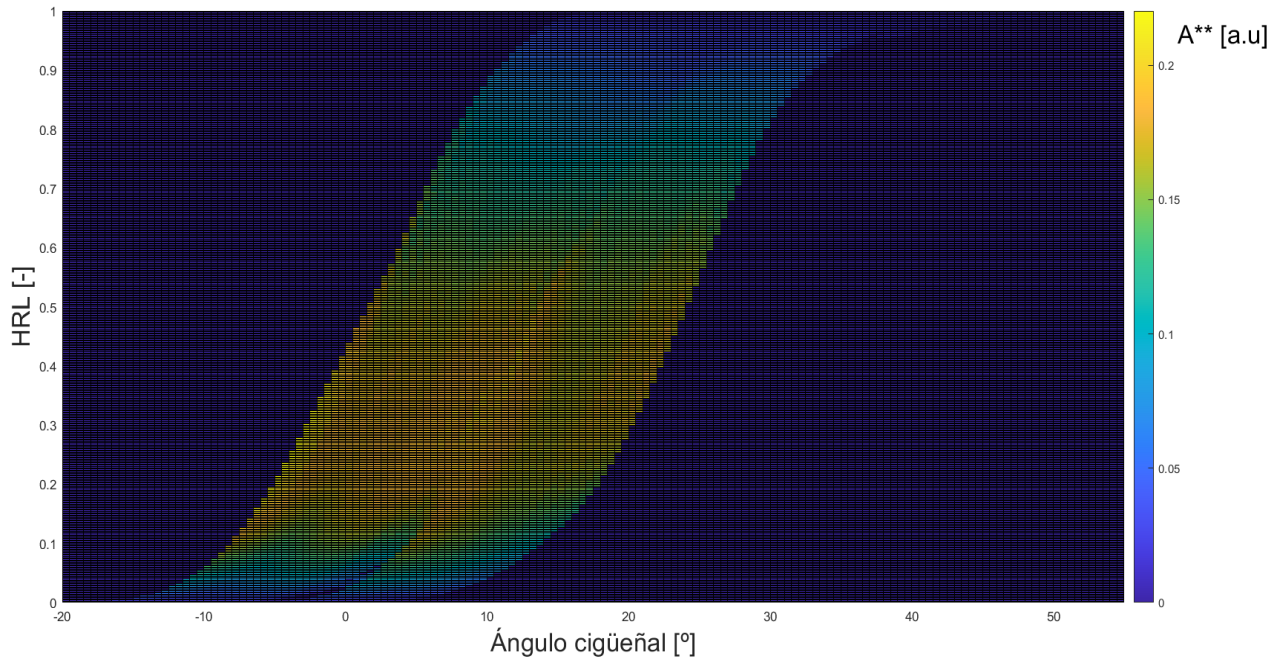


Figura 4.19: Evolución del área del frente de llama como función del grado de avance del cigüeñal y del porcentaje de masa quemada (HRL) eliminando el efecto de la geometría del cilindro.

Este último resultado (junto con el resto de resultados que se han obtenido) muestra que, una posible solución de interés, debido a su mayor simplicidad, sería el caracterizar el frente de llama a través de normalizarlo por el área del cilindro, representando luego esa área normalizada en función únicamente de la HRL (se caracteriza, por tanto, en función de un único parámetro en vez de dos, con la consiguiente simplificación), solución que apenas sacrifica precisión (la CV empeora de 12,12 % a 12,89 %).

5 CONCLUSIONES

Una vez detallados los métodos creados para la caracterización del área del frente de llama turbulento, objeto de este proyecto, surge la duda de qué método utilizar en la herramienta destinada a este propósito. La mejor opción sería utilizar el último método detallado, caracterizando la evolución del frente de llama en función del ángulo y de la HRL, y eliminando además el efecto de la variación del tamaño de la cámara de combustión, pues es con el que mejores resultados se consiguen. Pero, como se ha comentado, también existe la posibilidad de que el usuario, por temas de practicidad, prefiera obtener un patrón de la evolución del área del frente de llama, normalizada por el área del cilindro, que sea función únicamente de una incógnita (HRL), aun sacrificando un poco la exactitud, pues este método provoca una dispersión mayor en los resultados. Esta elección queda en manos del usuario, pues **la herramienta** se ha desarrollado de forma que **tiene implantados los dos métodos** para caracterizar la evolución del área del frente de llama. Estos métodos se muestran en forma de código en los Anexos 6 y 5 respectivamente.

A pesar de esto, hay que matizar algunos aspectos del proyecto que se pueden mejorar para hacer de ésta una herramienta infalible y que dé resultados muy exactos para ser utilizada en trabajos futuros como herramienta de predicción de la evolución del área del frente de llama turbulento puesto que este trabajo se puede considerar como una versión 1.0 de lo que se puede llegar a convertir esta herramienta en un futuro.

Aun así, con los defectos que pueda tener esta herramienta, se puede considerar una buena herramienta capaz de caracterizar el área del frente de llama, y que ayuda a entender cómo es la evolución de ésta en un motor de encendido provocado 4T.

5.1 MEJORAS

En cuanto a mejoras a realizar, la primera de ellas sería coger más puntos de operación distintos para analizar, pues si volvemos a ver la distribución de puntos seleccionados (Figura 4.3), se ve que hay poca variación de cargas en los regímenes de 3000 rpm y 5000 rpm. Y también hay que recordar que algunos de los test se han tenido que eliminar, por lo que sería conveniente también volver a repetir esos test, por si fuera un error o problema durante la medida. Hacer un análisis lo más variado posible es clave para conseguir buenos resultados, pues tienes en cuenta un mayor número de casos de trabajo posibles.

Otra mejora que se tendría que aplicar al modelo, sería encontrar una manera más exacta de estimar la evolución del porcentaje de gases quemados. Cabe recordar que en este modelo el avance del porcentaje de masa quemada se estima de la siguiente manera:

$$x_b = \frac{p_0^{\frac{1}{n}} \cdot V - p_0^n \cdot V_0}{p_f^{\frac{1}{n}} \cdot V_f - p_0^{\frac{1}{n}} \cdot V_0} \quad (5.1)$$

Esta estimación está muy simplificada, por lo que si se consiguiera estimar con mayor exactitud la evolución de los gases quemados, esto repercutiría en las estimaciones de todas las variables dependientes (directa o indirectamente) de ésta (definición del *SOC*, temperatura de quemados T_b , valor de gamma γ , HRR, HRL, etc.), por lo que una buena estimación mejoraría el modelo, y por tanto la caracterización del área del frente de llama.

Otra mejora que haría del modelo una herramienta más precisa sería mejorar el método de corrección de las curvas HRL ya que, como se ve en la Figura 5.1, tanto en la parte inicial como en la parte final de las curvas HRL (parte de arriba de la figura) se crean discontinuidades que no tienen ningún sentido físico, pues la evolución del frente de llama es un proceso que se va propagando a lo largo de la cámara de combustión y es continuo en el tiempo. Esto repercute, lógicamente, en la tasa de liberación de calor (HRR, parte de abajo de la figura), provocando una estimación del inicio y fin de la evolución del área del frente de llama poco acorde con la realidad.

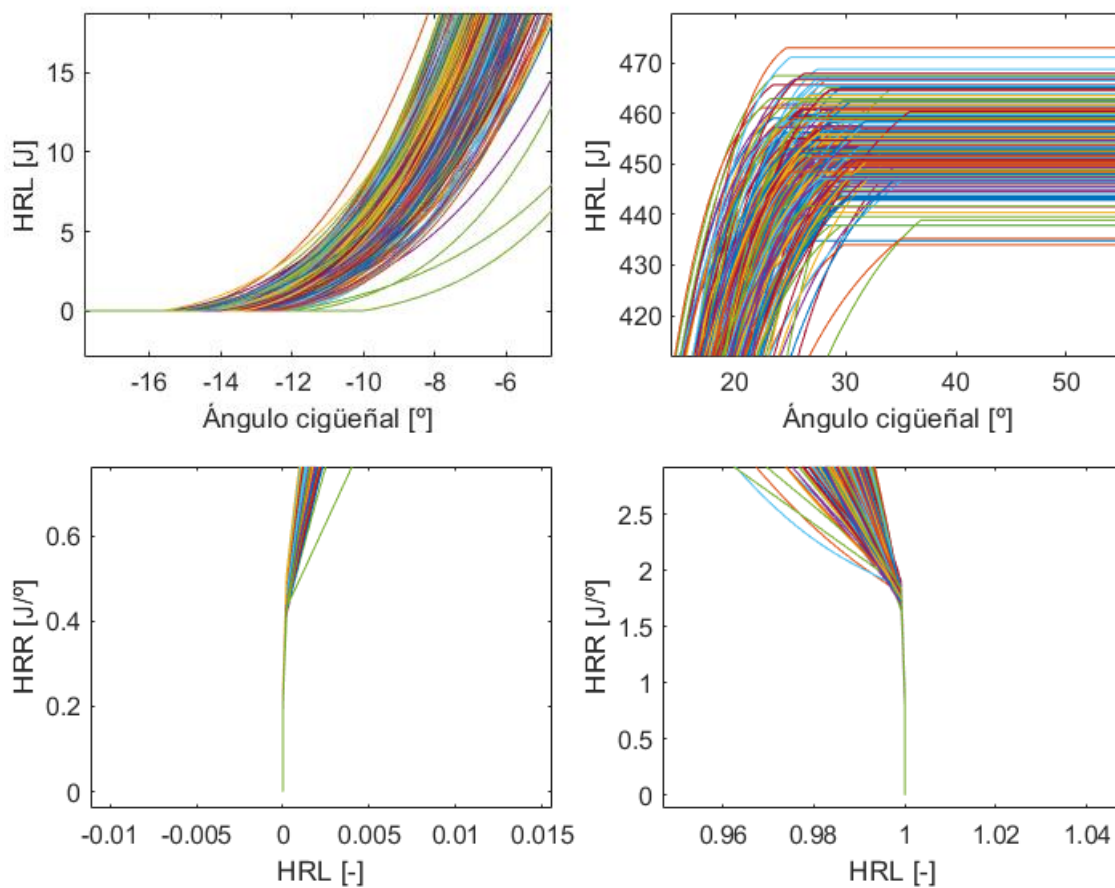


Figura 5.1: De izquierda a derecha, partes inicial y final. Y de arriba abajo, curvas HRL y HRR, para el punto de operación 5000@4 con $F_r = 1$.

Esta última mejora es muy difícil de llevar a cabo, conseguir una buena corrección de las 250 curvas para cada punto de operación no es nada fácil, pues, aunque en general todas las curvas de un mismo punto sigan una misma tendencia, cada curva tiene sus peculiaridades que posiblemente hagan que un método creado para corregir con total exactitud unas curvas, no funcione después con otras. Es por ello que hay que ir con mucho cuidado, pues no es una tarea nada fácil.



Estas son algunas de las mejoras, de entre todas las mejoras que se le podrían hacer al modelo para mejorarlo, que previsiblemente producirían los mayores cambios en los resultados. Claro está que a medida que se vaya mejorando, tal vez aparezcan otros defectos que también se deberían mejorar. Esto es propio de un proyecto de software, siempre van a aparecer mejoras que se le puedan aplicar para mejorar su rendimiento, y es un trabajo continuo, pues hay cosas que no se podrán mejorar debido a que, tal vez, el conocimiento sobre ese tema este limitado en ese momento.

5.2 TRABAJOS FUTUROS

El futuro planteado para esta herramienta es, una vez optimizada lo suficiente como para dar buenos resultados, utilizarla para conseguir crear un modelo predictivo del funcionamiento del motor a partir de los resultados obtenidos con esta herramienta.

Es decir, a partir del mapa topográfico o de la curva patrón, representativos de la evolución del área del frente de llama turbulento obtenidos como resultados, estos se podrán utilizar como input para un modelo más grande y más complejo que, para unas condiciones dadas de régimen, dosado relativo, etc. (un punto de operación concreto), haciendo el proceso inverso al seguido en este análisis, pueda llegar a predecir cuál será la señal de presión en el cilindro.

Si se consigue predecir cuál va a ser la presión en el cilindro, también se podrá estimar cuáles serán las T^{as} de las dos regiones de la cámara de combustión. Esto también permitirá estimar qué tipos de contaminantes se formarán y en qué cantidad. Esto último supondría un avance muy importante, pues el principal problema de los motores de combustión en este momento son los contaminantes emitidos al medio ambiente, predecir cómo se van a comportar estos supone una gran ventaja para evitar la aparición de éstos, y en caso de que no se pueda, la mejora de las técnicas de eliminación utilizadas en los medios de transporte que utilicen un motor de combustión.

6 BIBLIOGRAFÍA

- Bopp, S., Vafidis, C., & Whitelaw, J. (1986). *The effect of engine speed on the tdc flowfield in a motored reciprocating engine*. SAE Technical Paper nº 860023.
- Fernández, I. G. (2019). *Definición del mantenimiento e instrumentación de una sala de ensayos de un motor monocilíndrico de investigación*. Valencia: UPV.
- Heywood, J. B. (1988). Combustion in spark-ignition engines. En *Internal combustion engine fundamentals* (págs. 371-490). McGraw-Hill.
- Marco, J. V. (2020). Analytical approach to the different combustion modes. En J. V. Marco, *Analysis of the potential of SI lean combustion and CAI combustion in a two-stroke spark-assisted gasoline engine* (págs. 245-272). Valencia: UPV.
- Metghalchi, M., & Keck, J. (1982). Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature. En M. M. J.C., *Combustion and flame* (Vol. 48, págs. 191-210). Boston, Massachusetts.
- Rhodes, D., & Keck, J. (1985). *Laminar burning speed measurements of indolene-air-mixtures at high pressures and temperatures*. SAE Technical Paper nº 850047.
- Soyhan, H., Yasar, H., Walmsley, H., Head, B., Kalghatgi, G., & Sorousbay, C. (2009). Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modeling. En *Applied Thermal Engineering* (págs. 541-549).
- Dept. Máquinas Térmicas. (2019). TEMA 2: Características fundamentales de los M.C.I.A. UPV.
- Dept. Máquinas Térmicas. (2020). TEMA 6: Combustión en M.C.I.A. UPV.
- Wikipedia. (2020). Obtenido de https://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Otto



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**

Documento II

Presupuesto



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**

1 OBJETO DEL PRESUPUESTO

En este apartado se van a detallar los costes que lleva asociado la realización de este proyecto. Se van a reflejar tanto los costes parciales como los totales, así como también el cuadro de precios descompuestos. El presupuesto se estructura en 2 capítulos claramente diferenciados:

➤ **Capítulo 1: Ensayos experimentales.**

Dónde se detalla el coste de realizar los ensayos experimentales para conseguir la información necesaria para su posterior análisis.

➤ **Capítulo 2: Desarrollo del programa de software.**

Este capítulo se centra en la parte gruesa del proyecto, el coste del desarrollo de la herramienta de software objeto de este proyecto.

El proyecto tiene una duración de 5 meses, de los cuales el Trabajo Fin de Carrera se ha desarrollado en los últimos 4 meses (17 semanas), y se ha llevado a cabo junto con el instituto de investigación *CMT-Motores Térmicos*, por lo que la gran mayoría de los datos han sido proporcionados por esta institución.

2 PRESUPUESTO ENSAYOS EXPERIMENTALES

Los costes asociados a los ensayos experimentales se dividen en dos partes: el mantenimiento y calibración de la instalación, y la realización de los ensayos. Estos ensayos se han realizado en un período previo al desarrollo del trabajo de fin de carrera (pero no por ello dejan de formar parte del mismo), y la duración de estos ha sido de 1 mes (4 semanas). A continuación, se detallan dichos costes.

2.1 MANTENIMIENTO Y CALIBRACIÓN DE LA INSTALACIÓN

El mantenimiento de la instalación durante el período de ensayos es de vital importancia, pues se debe asegurar tanto el perfecto funcionamiento de los aparatos de medida como el de los diferentes sistemas del motor. En caso de que alguno de los equipos o sistemas no funcione de manera correcta o no esté en perfectas condiciones, se debe proceder a su reparación, sustitución o puesta a punto, con el coste que ello conlleve.

Para llevar a cabo este mantenimiento se necesita un técnico de laboratorio de ensayos que revise la instalación una vez por semana durante el período de ensayos, además hay que añadirle los costes del material típico (consumibles) utilizado en una sala de ensayos para llevar a cabo el mantenimiento (como, por ejemplo, los gases técnicos empleados para la calibración del equipo de medida de las sustancias contaminantes presentes en los gases de escape).

Concepto	Unidades	Precio unitario	Importe
Técnico de laboratorio	32 h	22,80 €/h	729,60 €
Consumibles	1 mes	250,00 €/mes	250,00 €
Total:			979,60 €

Tabla 2.1: Costes de mantenimiento y calibración de la instalación.

2.2 REALIZACIÓN DE ENSAYOS

Se han realizado ensayos sobre el motor de estudio con el propósito de recoger la máxima información posible para su posterior análisis. Estos ensayos se han llevado a cabo por 3 técnicos de laboratorio, 3 veces por semana durante el período de ensayos.

Los costes asociados comprenden tanto los recursos humanos empleados, como el consumo del material necesario para el correcto funcionamiento del motor (consumibles): aceites, gasolina, gases varios, etc. También se tiene en cuenta el coste asociado al uso del laboratorio dedicado a ensayos de motores, el cual está equipado con todos los utensilios y equipos necesarios, el coste unitario asociado al laboratorio coincide con el coste de amortización estimado por el CMT, el cual tiene un valor anual de 37.200,00 €.

Concepto	Unidades	Precio unitario	Importe
Técnico de laboratorio	288 h	22,80 €/h	6.566,40 €
Consumibles	1 mes	750,00 €/mes	750,00 €
Sala de ensayos	1 mes	3.100,00 €/mes	3.100,00 €
Total:			10.416,40 €

Tabla 2.2: Costes de la realización de ensayos en el laboratorio del grupo CMT-Motores Térmicos.

3 PRESUPUESTO DESARROLLO DEL PROGRAMA DE SOFTWARE

El proceso de desarrollo del código utilizado para la caracterización del área del frente de llama se divide en dos partes: por un lado, tenemos la parte del desarrollo en sí de las líneas de código utilizando el programa Matlab, y, por otro lado, los avances que se van produciendo en el código han de ser revisados tanto por el director del proyecto (el tutor del mismo), como por el co-director (un estudiante de doctorado). Este desarrollo se corresponde con el trabajo de fin de carrera (o TFG), y tiene un período de duración de 4 meses (17 semanas), como ya se ha comentado.

A parte de los costes de recursos humanos y de material, hay que tener en cuenta también el coste del uso de las instalaciones, pues hay que recordar que este proyecto se ha desarrollado en las instalaciones del *CMT- Motores Térmicos*. Aunque hay que matizar que, por causas mayores de la COVID-19, en las instalaciones del *CMT- Motores Térmicos* solo se ha llegado a desarrollar la mitad del trabajo (2 meses). Todos estos costes se detallan a continuación.

3.1 DESARROLLO DEL CÓDIGO

Para llevar a cabo el desarrollo de la herramienta capaz de caracterizar el frente de llama se necesitan tanto recursos humanos (un ingeniero junior), como equipos informáticos. Durante la realización del proyecto se ha hecho uso de un ordenador portátil *ASUS* modelo *GL552V* con un procesador *Intel Core i7 (2,6 GHz)* con *8 GB* de memoria RAM y un SSD de *1 TB*, funcionando con el sistema operativo *Windows 10*. El coste unitario para el portátil coincide con el coste de amortización, calculado a partir del precio de compra (900,00 €) y con un período de amortización de 5 años, dando como resultado un coste anual de 180,00 €.

También se ha hecho uso del software informático de cálculo matemático y simulación *MathWorks® Matlab* con la versión *R2010a*. La licencia de activación de este software tiene un precio anual de 2.000,00 €, por lo que el precio unitario coincidirá con este.

El coste de las instalaciones se va a asociar a este apartado, pues, aunque forme parte de todo el proceso de desarrollo (reuniones incluidas), estas instalaciones han sido utilizadas, la mayor parte del tiempo, para el desarrollo del programa de software. Por instalaciones se entiende al despacho compartido proporcionado al ingeniero junior para llevar a cabo su trabajo. El coste unitario de estas, al igual que en la sala de ensayos, coincide con el coste de amortización estimado por el *CMT-Motores Térmicos*, con un valor de 60.000,00 € para un período de 20 años. Por la situación excepcional vida durante el desarrollo del trabajo, solo se hizo uso de estas instalaciones durante los dos primeros meses de trabajo (los dos meses siguientes se trabajó desde casa, con un coste nulo).

Concepto	Unidades	Precio unitario	Importe
Ingeniero Junior	400 h	15,00 €/h	6.000,00 €
Ordenador ASUS	4 meses	15,00 €/mes	60,00 €
Licencia de software Matlab	4 meses	167,00 €/mes	668,00 €
Instalaciones	2 meses	250,00 €/mes	500,00 €
Total:			7.228,00 €

Tabla 3.1: Costes de desarrollo del código de software.

ane

3.2 REUNIONES PARA EL SEGUIMIENTO DEL PROYECTO

Es necesario hacer un seguimiento del proyecto con una cierta frecuencia, para comentar los avances del proyecto, asegurarse de que todo va bien, y resolver las posibles dudas o corregir los posibles errores que hayan surgido. Estas reuniones se llevan a cabo una vez por semana, con una reunión extra al final del proyecto para comentar los resultados obtenidos, con una duración de 1 hora cada reunión, y en ellas participan: el director del proyecto, el co-director del proyecto y el ingeniero junior encargado de desarrollar el código.

En este caso solo se tienen en cuenta los costes asociados a los recursos humanos utilizados, pues no se cuentan los desplazamientos, al realizarse las reuniones en las mismas instalaciones donde se desarrolla el proyecto, el *CMT-Motores Térmicos*. Además, algunas de estas reuniones se llevaron a cabo de forma telemática (vía internet) por la situación vivida durante el trabajo, también con un coste nulo.

Concepto	Unidades	Precio unitario	Importe
Director del proyecto	18 h	50,70 €/h	912,60 €
Co-Director del proyecto	18 h	32,00 €/h	576,00 €
Ingeniero Junior	18 h	15,00 €/h	270,00 €
Total:			1.758,60 €

Tabla 3.2: Costes del seguimiento del código.

4 RESUMEN DEL PRESUPUESTO

Para finalizar, es conveniente agrupar los costes de cada parte del proyecto para hacer un resumen del presupuesto de todo el proyecto. A continuación, se van a mostrar los presupuestos parciales, el presupuesto total del proyecto, y el cuadro de precios descompuestos.

4.1 PRESUPUESTO PARCIAL DEL CAPÍTULO 1

Concepto	Importe
Mantenimiento y calibración de la instalación	979,60 €
Realización de ensayos	10.416,40 €
Total:	11.396,00 €

Tabla 4.1: Presupuesto parcial de los ensayos experimentales.

4.2 PRESUPUESTO PARCIAL DEL CAPÍTULO 2

Concepto	Importe
Desarrollo del código	7.228,00 €
Reuniones para el seguimiento del proyecto	1.758,60 €
Total:	8.986,60 €

Tabla 4.2: Presupuesto parcial del desarrollo del programa de software.

4.3 PRESUPUESTO TOTAL DEL PROYECTO

Concepto	Importe
Capítulo 1. Ensayos experimentales	11.396,00 €
Capítulo 2. Desarrollo del programa de software	8.986,60 €
Presupuesto de ejecución material (PEM):	20.382,60 €
IVA (21%):	4.280,35 €
Presupuesto total (PT):	24.663,00 €

Tabla 4.3: Presupuesto total del proyecto.

El coste total del proyecto asciende a la cantidad de **VEINTICUATRO MIL SEISCIENTOS SESENTA Y TRES EUROS**.

4.4 CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS

Concepto	Unidades	Precio unitario	Importe
Capítulo 1. Ensayos experimentales			
Mantenimiento y calibración de la instalación			
Técnico de laboratorio	32 h	22,80 €/h	729,60 €
Consumibles	1 mes	250,00 €/mes	250,00 €
Total:			979,60 €
Realización de ensayos			
Técnico de laboratorio	288 h	22,80 €/h	6.566,40 €
Consumibles	1 mes	750,00 €/mes	750,00 €
Sala de ensayos	1 mes	3.100,00 €/mes	3.100,00 €
Total:			10.416,40 €
Capítulo 2. Desarrollo del programa de software			
Desarrollo del código			
Ingeniero Junior	400 h	15,00 €/h	6.000,00 €
Ordenador ASUS	4 meses	15,00 €/mes	60,00 €
Licencia de software Matlab	4 meses	167,00 €/mes	668,00 €
Instalaciones	2 meses	250,00 €/mes	500,00€
Total:			7.228,00 €
Reuniones para el seguimiento del proyecto			
Director del proyecto	18 h	50,70 €/h	912,60 €
Co-Director del proyecto	18 h	32,00 €/h	576,00 €
Ingeniero Junior	18 h	15,00 €/h	270,00 €
Total:			1.758,60 €

Tabla 4.4: Cuadro de precios descompuestos.



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**

Documento III

Anexos



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**

1 SELECCIÓN DE CICLOS DE COMBUSTIÓN

El método creado para filtrar y obtener los ciclos aptos para cada punto de operación es simple y se aplica a todos los test por igual. Se basa en el concepto de la **desviación estándar**, y se aplica a la señal de HRR (“Heat Release Rate”) en función de la HRL (que se corresponde con el porcentaje de masa quemada). El beneficio de aplicar el método a este tipo de señal es porque graficando la señal de HRR frente a la HRL cualquier oscilación o anomalía se amplifica y se ve más clara.

El método consta de dos partes:

- **En la primera parte**, se parte de la variable matriz HRR (donde cada fila corresponde al valor de HRR para un porcentaje de masa quemada, desde 0 hasta 1, y cada columna corresponde a cada uno de los 250 ciclos). Se busca el valor de desviación estándar para cada fila “*i*” (ecuación 1.1), y seguidamente se obtiene el **coeficiente de variación** (*CV*) también para cada fila (ecuación 1.2). Una vez se tienen los coeficientes de variación para cada fila, se obtiene un coeficiente general característico del punto de operación que servirá para saber qué grado de desviación hay entre los ciclos (ecuación 1.3).

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n (x_j - \bar{x}_i)^2}{n-1}} \quad (1.1)$$

$$CV_i = \frac{\sigma_i}{\bar{x}_i} \quad (1.2)$$

$$CV = \frac{\sum_{i=1}^m CV_i}{m} \quad (1.3)$$

*(Dónde *m* hace referencia al número de filas –los diferentes porcentajes de masa quemada- y *n* al número de columnas –o número de ciclos-)*

-**En la segunda parte**, una vez sacado el coeficiente de desviación general se procede a cuantificar el valor de la variación (general) que tiene cada ciclo por individual con respecto al ciclo medio (ecuaciones 1.4 y 1.5); el valor medio que aparece en la ecuación 1.4 se corresponde con el valor medio de cada fila de la matriz. Una vez sacado este valor para cada ciclo se procede a compararlo con el CV sacado anteriormente: si el valor de la variación del ciclo es menor que el coeficiente de variación más un umbral definido, se considera que el ciclo es bueno (ecuación 1.6). En este caso el umbral se considera del 3%.

$$S_i = \frac{\sqrt{(x_i - \bar{x}_i)^2}}{\bar{x}_i} \quad (1.4)$$

$$s = \frac{\sum_i^m s_i}{m} \quad (1.5)$$

$$s \leq CV + 0.03 \quad (1.6)$$

(Dónde m hace referencia al número de filas)

Los resultados que se obtienen al aplicar este método son visibles en la siguiente figura. Dónde el eje X es el valor adimensional de la HRL (representa el porcentaje de masa quemada), y el eje Y es la tasa de calor liberado para cada porcentaje de masa quemada.

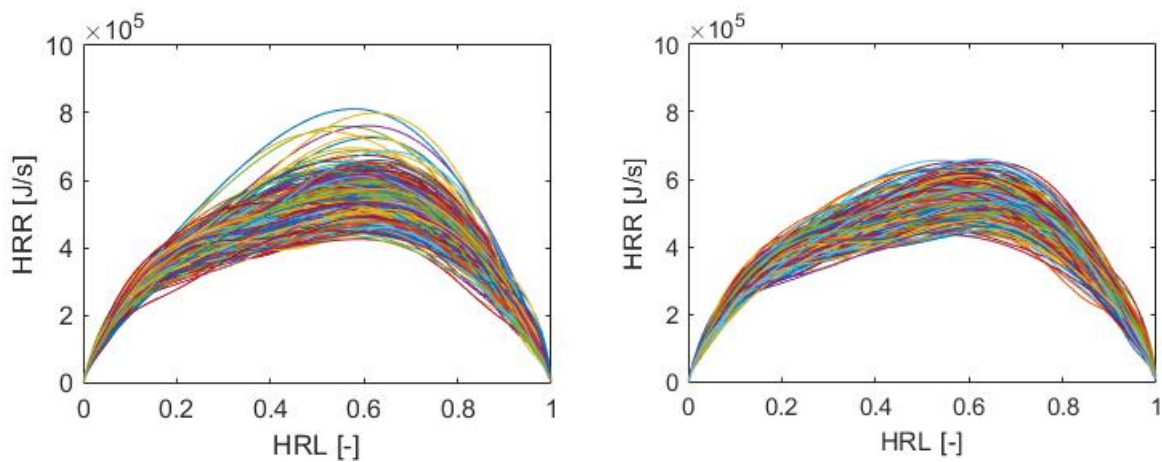


Figura 1.1: Para el punto de operación 2000@6, a la izquierda la señal de HRR frente a HRL para todos los ciclos. Y a la derecha la misma señal, pero aplicando la selección de ciclos.

2 CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

Para el cálculo del calor transferido por el combustible al cilindro se hace uso del enfoque “calor liberado”, basado en la primera ley de la termodinámica. La principal ventaja de este enfoque es que relaciona los cambios de presión directamente con la energía química liberada por el combustible durante la combustión. La cámara de combustión se trata como un sistema abierto.

La primera ley para el sistema abierto del cilindro sería:

$$\delta Q = dU_s + \delta Q_w + \delta W + \sum h_i \cdot dm_i \quad (2.1)$$

Donde δQ representa el calor generado, δQ_w es el calor transferido a las paredes del cilindro, y δW es el trabajo realizado por el pistón y equivale a $p \cdot V$. El último término representa el flujo que entra/sale del cilindro, como en este caso no hay inyección de fuel en el cilindro, éste representa el flujo de energía que se pierde por las ranuras del pistón (pérdidas por “blow-by”), estas pérdidas se consideran nulas en este análisis, por lo que este término también se considera nulo.

En cuanto al término dU_s , éste representa la variación de energía interna en el cilindro, y se expresa de la siguiente forma:

$$dU_s = m \cdot c_v(T) \cdot dT + u(T) \cdot dm \quad (2.2)$$

Donde m es la masa atrapada en el cilindro (constante, por lo que el último término valdrá cero, al ser nula la variación de la masa), c_v es la capacidad calorífica de la masa atrapada y T representa la temperatura media calculada a partir de la ecuación de estado. Sustituyendo, la expresión del calor generado (ecuación 2.1) queda de la siguiente forma:

$$\delta Q = m \cdot c_v \cdot dT + p \cdot V + \delta Q_w \quad (2.3)$$

Y haciendo uso de la ley de gases ideales se tiene que:

$$T = \frac{p \cdot V}{m \cdot R} \rightarrow dT = \frac{V}{m \cdot R} \cdot dp + \frac{p}{m \cdot R} \cdot dV \quad (2.4)$$

Incluyendo la ecuación 2.4 en la ecuación del calor generado (ecuación 2.3), tenemos que esta queda de la siguiente forma:



$$\delta Q = \left(\frac{c_v}{R}\right) \cdot V \cdot dp + \left(\frac{c_v}{R} + 1\right) \cdot p \cdot dV + \delta Q_w \quad (2.5)$$

Además, se puede sustituir el término c_v/R por su equivalente $[1/(\gamma - 1)]$. Quedando la expresión del calor generado en su forma definitiva, ecuación 2.6.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\gamma-1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (2.6)$$

3 CORRECCIÓN HRL

A lo largo de este anexo se van a dar los detalles sobre la metodología seguida para suprimir las pendientes anómalas del inicio y del final de la curva HRL. Esta metodologías se corresponde con la misma que usó Jorge en sus investigaciones (Marco, 2020).

Se va a usar como ejemplo un ciclo específico del punto de operación 5000@4 (Figura 3.1).

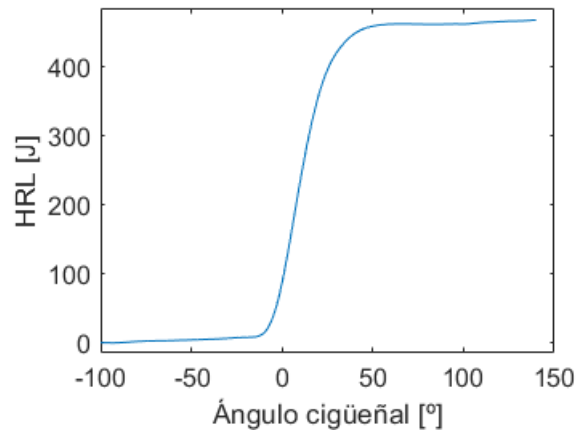


Figura 3.1: Curva HRL original.

Parte inicial

La primera parte de este método se centra en la parte inicial de la HRL, y se busca eliminar la pendiente inicial observada antes de la combustión. Para ello hay que seguir una serie de pasos.

-Estimación de la parte inicial de la HRL sin combustión: Se busca una recta que pase a través de dos puntos, puntos para los cuales la HRL vale un 25% y un 75% respectivamente (línea negra de la Figura 3.2). Se busca el valor donde esta recta corta con la recta $y=0$, de esta forma se encuentra el punto donde $HRL=0$. A partir de este punto, definimos otro punto 10° adelantado a éste, de tal forma que la parte inicial de la HRL sin combustión comprende desde el inicio (-104°) hasta este último punto definido.

-Cálculo de la pendiente de la parte inicial: El siguiente paso es calcular la pendiente de la parte inicial sin combustión definida en el paso previo, de tal forma que se pueda buscar una recta con esa misma pendiente (línea roja discontinua de la Figura 3.2) que posteriormente será eliminada de la curva HRL (Figura 3.3).

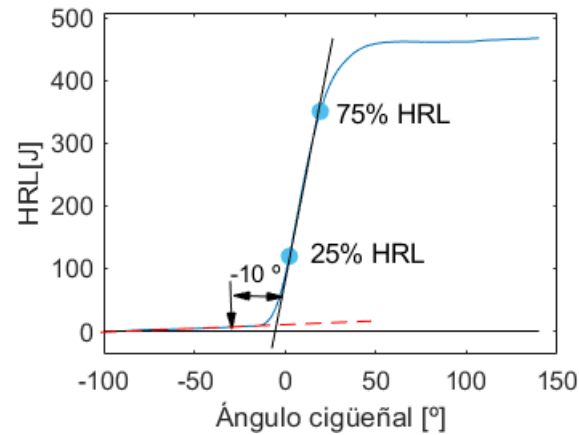


Figura 3.2: Búsqueda de la pendiente a eliminar en la parte inicial de la HRL.

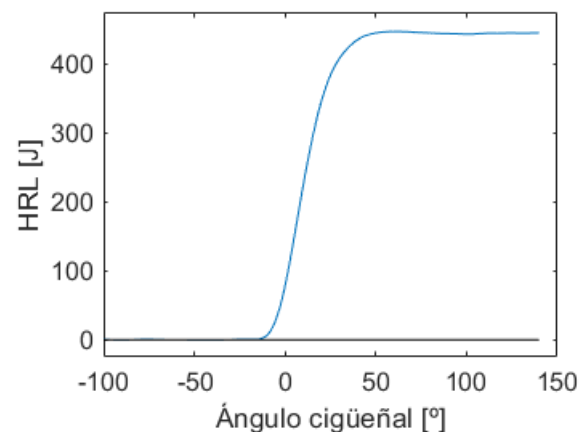
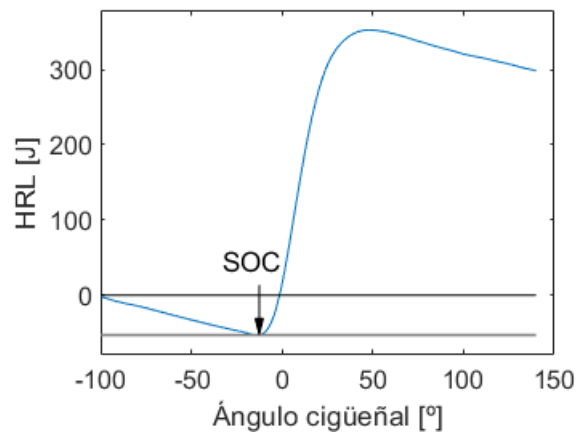


Figura 3.3: HRL con la pendiente inicial eliminada.

-Búsqueda del SOC: Una vez eliminada la pendiente inicial, se añade una pendiente negativa extra a la HRL, con el fin de determinar el punto de inicio de la combustión (SOC) a través de la búsqueda del valor mínimo de la HRL (Figura 3.4). El valor de esta pendiente ha sido optimizado manualmente para cada punto de operación de manera que se ha buscado minimizar el valor de la desviación entre los diferentes SOC de cada ciclo. Se hace notar que esa pendiente ha de ser muy pequeña para minimizar el error (puesto que el punto de arranque de la combustión coincide con el mínimo que se busca, únicamente si la pendiente que se introduce es pequeña).



*Figura 3.4: Inclinación extra de la HRL para encontrar el SOC.
En este caso se ha exagerado la pendiente para clarificar el método.*

Los pasos hasta ahora detallados tienen la finalidad de definir la posición del SOC. Ahora, para corregir la señal inicial de la HRL, se impondrá un valor de HRL=0 en la posición del SOC (introduciendo a toda la curva un “offset” igual al valor original de HRL en la posición donde se ha encontrado el SOC), y toda la parte inicial, desde -104 ° hasta el SOC, será eliminada (puesta a 0), tal como se ve en la Figura 3.5.

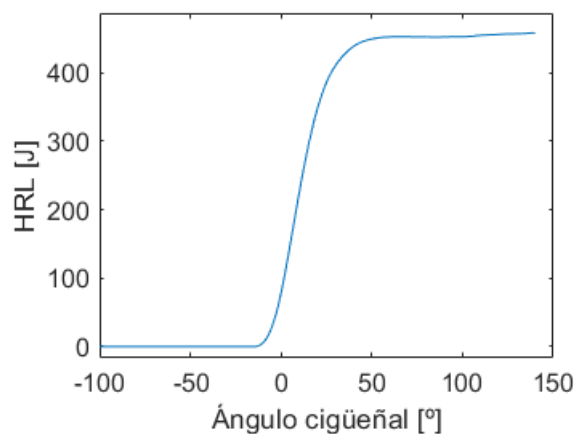


Figura 3.5: HRL con la parte inicial corregida.

Parte final

La corrección de la parte final sigue un proceso similar al de la parte inicial. La pendiente del final de la combustión es eliminada, para dejar esta parte horizontal, y se le resta otra pendiente extra para localizar el EOC (end of combustion). En este caso, la búsqueda de la pendiente óptima para esta última recta a sustraer resulta mucho más difícil, debido a que hay más deformaciones en la HRL al final de esta. Por lo tanto, encontrar el EOC óptimo es una tarea significativamente difícil. Para ayudarse con

esta tarea se hará uso de la curva HRR/HRL (con la información gráfica que aporta este tipo de curva se podrá determinar la pendiente más apropiada para cada punto de operación). La idea es que el inicio y el final de la curva HRR deberían de cruzar el eje de HRL en los valores 0 y 1 respectivamente.

Para ilustrar cómo de útil es usar este tipo de gráficos para nuestro propósito, en la Figura 3.6, Figura 3.7 y Figura 3.8 se muestran las tres posibles situaciones (para un ciclo concreto del punto de operación 3000@6): en el primer caso, se muestra un retraso en la estimación del EOC, y la curva HRR corta la HRL demasiado pronto; en el segundo caso, se muestra una correcta estimación del EOC; y finalmente, el caso en el que la estimación del EOC es demasiado prematura, donde para HRL=0, el HRR aún no ha llegado a 0.

Esta metodología parece ser la más sensata para validar la correcta elección de la pendiente. De hecho, se ha usado para validar esta elección durante la corrección de esta.

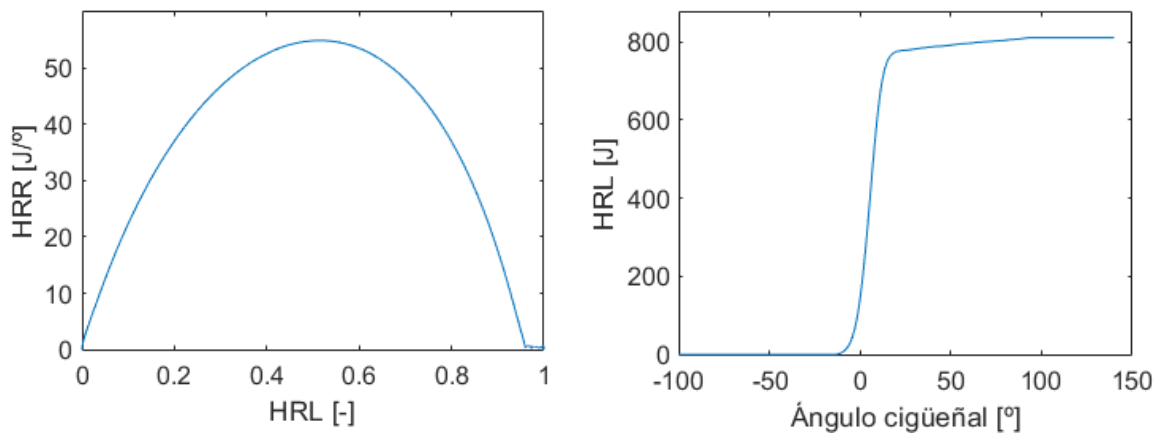


Figura 3.6: Estimación retardada del EOC.

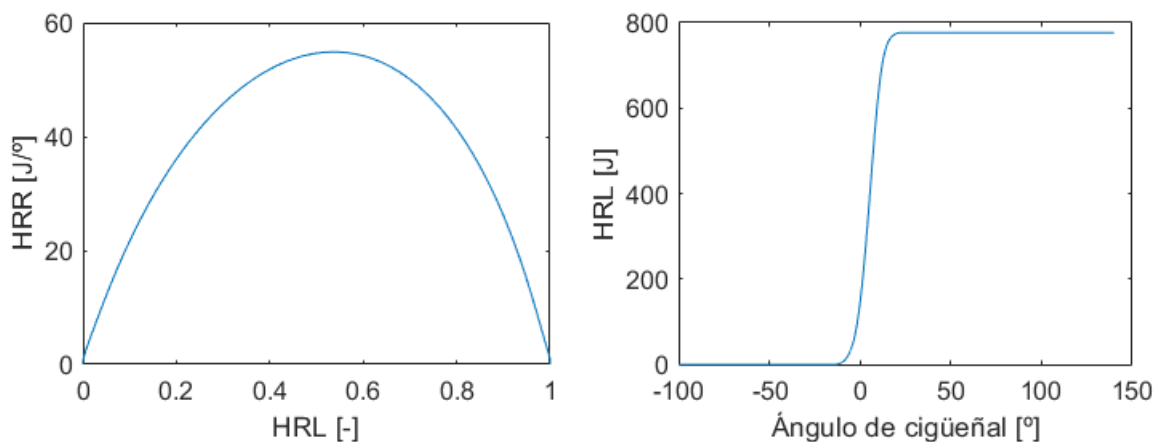


Figura 3.7: Correcta estimación del EOC.

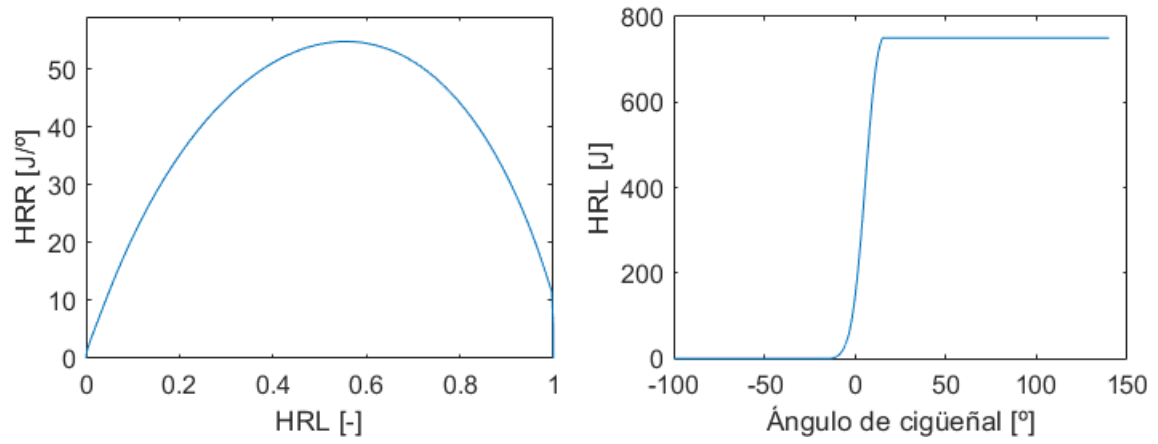


Figura 3.8: Estimación prematura del EOC.

4 SCRIPT DE MATLAB DEL ANÁLISIS TERMODINÁMICO

A continuación, se muestra el script desarrollado para llevar a cabo el análisis termodinámico de los datos obtenidos en los ensayos. Aclarar que en éste, la variable T_f equivale a la variable T_{med} de las ecuaciones descritas en el apartado 4.2 de la memoria.

```
test='I4N3F1 2653.mat';  
load(test, 'PCYL1_Corr','PCYL1_mean', 'Volum_inst', 'axis', 'N1', 'BUJIA_IGN','bore',...  
        'mair','mfuel','mEGR','EGR_frac','Fr','T_piston','T_head','T_liner')
```

%% Variables

```
C1=2.28;  
C2=0.00324;  
NCL=250;  
rpm=N1.data; %en rpm  
B=bore/1000; %pasarlo a m
```

```
%masas en el cilindro en kg  
mair=mair/1000;  
mfuel=mfuel/1000;  
mEGR=mEGR/1000;  
EGR_frac=EGR_frac;  
mass=mair+mfuel+mEGR;
```

```
%T's de pared en °K  
T_piston=T_piston;  
T_head=T_head;  
T_liner=T_liner;
```

```
%Datos mezcla  
Fest=0.06957; % stoichiometric equivalence ratio
```

```
fueltype='gasoline';  
airscheme='Chemkin';
```

%% Para estudiarlo ciclo a ciclo y presiones medias

```
cmin=find(axis >= -104,1,'first'); % Punto inicial para el análisis de la combustión  
cmax=find(axis >= 140,1,'first'); % Punto final para el análisis de la combustión
```

```
IVCn=find(axis >= -133.9,1,'first');
```

```
long=length(cmin:cmax);
```

%cmin y cmax representan un rango de selección de datos para las variables
%desde donde empieza la combustión hasta donde termina

%% Creación del filtro paso-bajo

```
Fs=(mean(rpm)/60)*360/0.2; % Frecuencia de adquisición  
fmin=3000; % Frecuencias de corte  
Filt1=fmin/Fs; % Frecuencia de corte (low limit)  
ordre=200;%round(Fs/500); % Orden del filtro
```

```
Filtro=fdesign.lowpass('N,Fc',ordre,Filt1,1); %PASO BAJO  
Hd=design(Filtro);
```

```
%% Inicializar variables
```

```
FqI1=zeros(long,250);  
Q=zeros(long,250);  
dQ=zeros(long,250);  
dQw=zeros(long,250);  
dFqI_g=zeros(long,250);  
perc_c=zeros(long,250);  
SOC_i=zeros(1,250);  
phi=Fr; %%es el dosado relativo  
gamma=zeros(long,250);  
gammau=zeros(long,250); %%gamma gases sin quemar  
gammab=zeros(long,250); %%gamma gases quemados  
cpu=zeros(long,250); %%cp gases sin quemar  
cpb=zeros(long,250); %%cp gases quemados  
Tu=zeros(long,250); %%Tª gases sin quemar  
Tb=zeros(long,250); %%Tª gases quemados
```

```
%% Para estudiar ciclo a ciclo
```

```
%%
```

```
for ciclo=1:NCL
```

```
    p=double(PCYL1_Corr.data(:,ciclo)*1e5); %pasarlo a pascales
```

```
    % Filtrado
```

```
    pf=filtfilt(Hd.Numerator,1,p);
```

```
    % plot(ang,p)
```

```
    % Derivada centrada de la presión
```

```
    h_crank=0.2; %intervalo entre los valores de los ángulos medidos
```

```
    for i=2:(3600-1)
```

```
        dpf(i,1)=(pf(i+1,1)-pf(i-1,1))/(2*h_crank);
```

```
    end
```

```
    % Derivada del volumen
```

```
    V=Volum_inst.data/(1000^3); %pasarlo a m^3
```

```
    for i=2:(3600-1)
```

```
        dV(i,1)=(V(i+1,1)-V(i-1,1))/(2*h_crank);
```

```
    end
```

```
    % Selección centrada de la parte de combustión
```

```
    pf_c=pf(cmin:cmax);
```

```
    dpf_c=dpf(cmin:cmax);
```

```
    V_c=V(cmin:cmax);
```

```
    dV_c=dV(cmin:cmax);
```

```
    crank_c=axis(cmin:cmax);
```

```
    % Cálculo "cutre" de la liberación de calor
```

```
    dFqI_k(:,ciclo)=(1.3*pf_c.*dV_c+dpf_c.*V_c)/0.3;
```

```

dFql_k(1:find(crank_c(:,1)>=BUJIA_IGN.data(ciclo,1),1,'first'),ciclo)=0;

Fql_k(1,ciclo)=0;
for i=2:long
    Fql_k(i,ciclo)=(dFql_k(i,ciclo)+dFql_k(i-1,ciclo))/2*(crank_c(i)-crank_c(i-1))+Fql_k(i-1,ciclo);
end

% Cálculo del SOC y el EOC
[~,EOCdf_n,CA5df_n,CA95df_n]=SOC_def(dFql_k(:,ciclo),Fql_k(:,ciclo));

% Cálculo inicial del porcentaje de masa quemada
knt=1/1.3;
perc=(pf.^knt.*V-pf_c(CA5df_n)^knt.*V_c(CA5df_n))/(pf_c(CA95df_n)^knt.*V_c(CA95df_n)-
...pf_c(CA5df_n)^knt.*V_c(CA5df_n));
hola=max(perc);
maxperc=find(perc>=hola,1,'first');
perc=perc/perc(CA95df_n+cmin)*0.95;
perc(maxperc:end)=1;
perc(1:CA5df_n+cmin)=0;
perc_c(:,ciclo)=perc(cmin:cmax); % Variable evolución inicial de los gases quemados

% % Cálculo de las constantes de los gases (gamma, R, Cp, Cv)

%//////////////////////////////////////%

ma_com=(-mfuel/Fest).*perc_c(:,ciclo)+mair; % Evolution of air (only the intake)
mf_com=(-mfuel).*perc_c(:,ciclo)+mfuel;% Evolution of fuel
ma_EGR=(mEGR)*(mair-mfuel/Fest)/(mair+mfuel);

ma=ma_com+ma_EGR; % Evolution of air (intake+GR)
mf=mf_com;
mb=mass-ma-mf;

Ru = 8314.34; %[J/kmol K]%Constante universal de los Gases
Ra=Ru/28.97;%[J/kg K]
Rq=Ru/29.13;%[J/kg K]
Rf=Ru/101.206; %210.7;%[J/kg K]

R(:,ciclo)=(Ra/mass).*ma+(Rf/mass).*mf+(Rq/mass).*mb;

Tf(:,ciclo)=(pf_c(:,1).*V_c(:,1))./(mass.*R(:,ciclo));

%//////////////////////////////////////%
% %Cálculo de las temperaturas

SOC_i(1,ciclo)=find(perc_c(:,ciclo)>0,1,'first');

Tu(1:SOC_i(1,ciclo),ciclo)=Tf(1:SOC_i(1,ciclo),ciclo);

for i=1:(long-1) %%Para gases sin quemar

    [gammau(i,ciclo),cpu(i,ciclo),~]=farg2(pf_c(i,1),Tu(i,ciclo),phi,EGR_frac,fueltype,airscheme); %%para
sin quemados

```



```

    if i>=SOC_i(1,ciclo)
        Tu(i+1,ciclo)=((pf_c(i)/pf_c(i+1))^(1-gammau(i,ciclo))/gammau(i,ciclo))*Tu(i,ciclo);
    end

end

[gammau(long,ciclo),cpu(long,ciclo),~]=farg2(pf_c(long,1),Tu(long,ciclo),phi,EGR_frac,fueltype,airscheme);
gamma(:,ciclo)=gammau(:,ciclo); %Para la parte final

Tb(1:SOC_i(1,ciclo),ciclo)=Tf(1:SOC_i(1,ciclo),ciclo); %Para gases quemados

for i=SOC_i(1,ciclo):long

    [gammab(i,ciclo),cpb(i,ciclo)]=ecp2(pf_c(i,1),Tb(i-1,ciclo),phi,fueltype,airscheme);

    Tb(i,ciclo)=(((Tf(i,ciclo)*((perc_c(i,ciclo)*cpb(i,ciclo))+((1-perc_c(i,ciclo))*cpu(i,ciclo))))...
        -((1-perc_c(i,ciclo))*cpu(i,ciclo)*Tu(i,ciclo)))/(cpb(i,ciclo)*perc_c(i,ciclo)));

    gamma(i,ciclo)=(perc_c(i,ciclo)*gammab(i,ciclo))+((1-perc_c(i,ciclo))*gammau(i,ciclo));
end

gamma=real(gamma);

% Cálculo del calor total (sin extraer calor transferido o pérdidas)
dFql_g(:,ciclo)=(gamma(:,ciclo).*pf_c.*dV_c+dpf_c.*V_c)/(gamma(:,ciclo)-1);

% Cálculo de la presion de arrastre
p0=pf(IVCn).*((V(IVCn)/V_c).^gammau(:,ciclo));

n=rpm(ciclo,1);
hw1=3.26*(B^(-0.2))*((pf_c./1e5).^0.8).*(Tf.^(-0.55)).*(((C1.*n)+C2.*((pf_c-p0)/1e5).^0.8);
hw=real(hw1);
% Cálculo del área instantánea de la pared
Abore=(pi/4)*(B^2);
Ap=1.125*Abore; % Área del pistón
Ac=1.319*Abore; % Área de la culata
Acil=(V_c-min(V))*4/B; % Área del cilindro
% Cálculo del calor transferido a las paredes

dt=1/6/n; % cambio de diferencial de tiempo a diferencial de ángulo

dQc=Ac.*hw.*(Tf-T_head)*dt; % calor a la culata
dQcil=Acil.*hw.*(Tf-T_liner)*dt; % calor al cilindro
dQp=Ap.*hw.*(Tf-T_piston)*dt; % calor al pistón
dQw=dQp+dQc+dQcil; % calor total desprendido a las paredes

dQ(:,ciclo)=dFql_g(:,ciclo)+dQw(:,ciclo); % CALOR LIBERADO FINAL

Q(1,ciclo)=0;

```

```

for i=2:long
    Q(i,ciclo)=((dQ(i,ciclo)+dQ(i-1,ciclo))/2)*(crank_c(i)-crank_c(i-1))+Q(i-1,ciclo);
end

Fq1(:,ciclo)=real(Q(:,ciclo)); %en [J/deg]

%           %HRL=Fq1*((360*n)/60); %%pasar a [J/s]

PCYL_filt(:,ciclo)=pf_c;
end

%%           SEGUNDA PARTE DEL SCRIPT: RECTIFICACIÓN CURVAS HRL, HRR           %%

%% Pretratamiento
%           % Frecuencia de adquisición
fmin=3000;           % Frecuencias de corte
Filt2=fmin/Fs;           % Frecuencia de corte (low limit)
ordre=20;%round(Fs/500);           % Orden del filtro
Filtro2=fdesign.lowpass('N,Fc',ordre,Filt2,1); %PASO BAJO
Hd2=design(Filtro2);

Fq1=filtfilt(Hd2.Numerator,1,Fq1);

%% Corrección parte inferior HRL etc
HRL_raw_f_acum=Fq1;
FQL_inclinadas_acum=crank_c;
for i=1:size(HRL_raw_f_acum,2)
    p1y=max(HRL_raw_f_acum(:,i))*0.25; p1x=find(HRL_raw_f_acum(:,i)>=p1y,1,'first');
    p1y=HRL_raw_f_acum(p1x,i); %cálculo del tramo sin combustión ajustando una recta que pase por el 25% y el
    75% de la HRL
    p2y=max(HRL_raw_f_acum(:,i))*0.75; p2x=find(HRL_raw_f_acum(:,i)>=p2y,1,'first');
    p2y=HRL_raw_f_acum(p2x,i);
    x=round((-p1y*(p2x-p1x))/(p2y-p1y)+p1x)-50; %ecuación de la recta que corta en 0 menos 10º para
    determinar el punto sin combustión
    ax=crank_c(1:x); %ángulo
    ay=HRL_raw_f_acum(1:x,i); %inicio de la HRL seleccionado
    poly=polyfit(ax,ay,1);
    for ii=1:size(crank_c,1)
        pendienteasuprimir(ii,1)=poly(1)*crank_c(ii)+poly(2); %pendiente inicial que tenía la señal original
        pend=-0.4;%-0.3; %Pendiente a restar una vez aplanadas *revisar la propuesta de que la pendiente sea
        igual a x*max(julios liberados)
        inclinar(ii,1)=pend*crank_c(ii)-pend*crank_c(1);
    end
    FQL_menospendiente=HRL_raw_f_acum(:,i)-pendienteasuprimir; %FQLs tratadas para eliminar la pendiente
    inicial
    FQL_inclinada=FQL_menospendiente+inclinar;
    FQL_inclinadas_acum(:,i)=FQL_inclinada; %FQLs con la pendiente inicial tratada
end
for i=1:size(FQL_inclinadas_acum,2)
    [val,search]=min(FQL_inclinadas_acum(:,i));
    soc=crank_c(search);
    SOC_hrl(i,1)=soc; %SOC en º
    SOCang_hrl(i,1)=search; %Posición numérica del vector donde está el SOC

```

```

end
SOCang=SOCang_hrl;
for i=1:size(SOCang,1)
    pie=HRL_raw_f_acum(:,i);
    pie=[ones(SOCang(i)-1,1)*pie(SOCang(i));pie(SOCang(i):end)]; %corte de la zona inicial hasta el SOC
    pie=pie-pie(1); %puesta de todas las HRL a cero
    FQL_def(:,i)=pie;
end

%% Corrección parte superior HRL ctc

for i=1:size(HRL_raw_f_acum,2)
    p1y=max(FQL_def(:,i))*0.25; p1x=find(FQL_def(:,i)>=p1y,1,'first'); p1y=FQL_def(p1x,i); %cálculo del tramo sin
    combustión ajustando una recta que pase por el 25% y el 75% de la HRL
    p2y=max(FQL_def(:,i))*0.75; p2x=find(FQL_def(:,i)>=p2y,1,'first'); p2y=FQL_def(p2x,i);
    x=round(((max(FQL_def(:,i))-p1y)*(p2x-p1x))/(p2y-p1y)+p1x)+00; %ecuación de la recta que corta en 0
    menos 10º para determinar el punto sin combustión
    ax=crank_c(x:end); %ángulo
    ay=FQL_def(x:end,i); %fin de la HRL seleccionado
    poly=polyfit(ax,ay,1);

    for ii=1:size(crank_c,1)
        pendienteasuprimir(ii,1)=poly(1)*crank_c(ii)+poly(2); %pendiente inicial que tenía la señal original
        pend=-0.6; %Pendiente a restar una vez aplanadas
        inclinar(ii,1)=pend*crank_c(ii)-pend*crank_c(1);
    end
    FQL_menospendiente=FQL_def(:,i)-pendienteasuprimir; %FQLs tratadas para eliminar la pendiente inicial
    FQL_inclinada=FQL_menospendiente+inclinar;
    FQLh_inclinadas_acum(:,i)=FQL_inclinada; %FQLs con la pendiente inicial tratada
end
for i=1:size(FQL_inclinadas_acum,2)
    [val,search]=max(FQLh_inclinadas_acum(find(FQL_def(:,i)>=max(FQL_def(:,i))*0.5,1)+1:end,i)); %buscamos
    el máximo de la HRL pero desde el 50% de la hrl hasta el 100%
    eoc=crank_c(search+find(FQL_def(:,i)>=max(FQL_def(:,i))*0.5,1)); % el valor es search+los valores desde
    HRL=0 hasta HRL=0,5
    EOC(i,1)=eoc; %SOC en º
    EOCang(i,1)=search+find(FQL_def(:,i)>=max(FQL_def(:,i))*0.5,1); %Posición numérica del vector donde está
    el SOC
end
lon=size(Fq1,1);
for i=1:size(EOCang,1)
    cabeza=FQL_def(:,i);
    cabeza=[cabeza(1:EOCang(i)); ones(lon-EOCang(i),1)*cabeza(EOCang(i))]; %corte de la zona inicial hasta el
    SOC
    FQLh_def(:,i)=cabeza;
end
% figure(2); plot(crank_c,FQLh_def)

Fq1=FQLh_def;

%% HRR
salto=diff(crank_c);
salto=salto(1,1); %%todas las diferencias son iguales, vector equidistante

```



```
HRR_i=zeros(size(Fq1,1),250);
for ciclo=1:250

    for r=2:(size(Fq1,1)-1)
        HRR_i(r,ciclo)=(Fq1(r+1,ciclo)-Fq1(r-1,ciclo))/(salto*2); %derivada centrada numérica de la HRL
    end

end

%% Normalización vector HRL para ciclo a ciclo

HRL_cycle_max=max(Fq1);

HRL_cycle_norm= Fq1./HRL_cycle_max;

%% Guardar datos

HRL_cycle=struct('text','Análisis combustión ciclo a
ciclo','HRL',Fq1,'HRR',HRR_i,'HRR_raw',dQ,'norm',HRL_cycle_norm,'crank',crank_c,'Tb',Tb,'Tu',Tu,'Tf',Tf,'gamma',gamma);

save(test,'-append','HRL_cycle');

save(test,'-append','PCYL_filt');
```

5 SCRIPT DE MATLAB PARA LA CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA NORMALIZADA DEL FRENTE DE LLAMA $f(HRL)$

A continuación, se va a detallar el script desarrollado para caracterizar la evolución del área (normalizada por el área del cilindro) del frente de llama en función, únicamente, del parámetro HRL. Aclarar que, la variable AU equivale al parámetro AS comentado en el apartado 4.3 y se saca mediante otro script independiente a este.

```
P_cyl2=[];
AUbase2=[];
HRLbase2=[];
HRRbase2=[];
P_cylbase2=[];
Tsq_base2=[];
incyl_air2=[];
incyl_gb2=[];
Fr_cyl2=[];
Eng_sp=[];
Renf_i=[];
Qgb_air_1i=[];
Qair_air_1i=[];
Q_EGR_1i=[];

%Para sacar el patrón

tests ={'I3N2F1 2613.mat', 'I6N2F1 2623.mat', 'I10N2F09 2633.mat', 'I6N3F1 2663.mat', 'I4N4F1 2683.mat',
'I7N4F1 2693.mat', 'I11N4F09 2703.mat', 'I4N5F1 2812.mat', 'I4N5F12 2823.mat'};

name='FSRA_all_3.mat';

hasta=zeros(1,size(tests,2));

% carga de los datos

for t=1:size(tests,2)

load(tests{t}, 'PCYL_filt', 'axis', 'HRL_cycle', 'AU', 'Fr', 'mair', 'mfuel', 'mEGR', 'N1')

Pcam_values1=PCYL_filt;
crank=axis;      crank_c=HRL_cycle.crank;
HRLb1=HRL_cycle.norm;  HRL=HRL_cycle.HRL;
Tsq=HRL_cycle.Tu;    Fr_cyl=Fr;
n=mean(N1.data,1);   HRR=HRL_cycle.HRR*((360*n)/60); %%pasar a [J/s]
Qgb_air_1=mfuel;     Qair_air_1=mair;   Q_EGR_1=mEGR;

frente=[1:250]'; %nº de ciclos seleccionados

%%   Ajustar la fórmula de la velocidad de combustión

%Adaptar el vector de AU en función de HRL
```

```
h=0.001; %diferencia entre porcentajes a analizar ej: de 0 a 0.01, de 0.01 a 0.02, etc.  
dim1=1/h;  
HRLbase=[0:h:1]';  
HRLsel=HRLb1(:,frente);
```

```
AUsel=AU(:,frente);  
AUsel=zeros(dim1,size(HRLsel,2));
```

```
HRRsel=HRR(:,frente);  
HRRbase=zeros(dim1,size(HRLsel,2));
```

```
P_cyl1=Pcam_values1;  
P_cyl=P_cyl1(:,frente); %presiones de los ciclos seleccionadas y de 1221 puntos  
Tsqr=Tsqr;  
Tsqr=Tsqr(:,frente); %temperaturas sin quemar de los ciclos seleccionadas y de 1221 puntos  
P_cylbase=zeros(dim1,size(HRLsel,2));  
Tsqr_base=zeros(dim1,size(HRLsel,2));
```

```
for i=1:size(AUsel,2) %en este bucle se transforman los vectores en base medida a base HRL
```

```
for ii=1:(dim1+1)  
pos1=find(HRLsel(:,i)<=HRLbase(ii),1,'last');  
pos2=find(HRLsel(:,i)>=HRLbase(ii),1,'first');  
  
if ii==1 %cuando arranca, la iteración debe hacerse entre el primer valor y uno mayor  
pos1=find(HRLsel(:,i)==0,1,'last');  
pos2=find(HRLsel(:,i)>HRLbase(ii),1,'first');  
elseif ii==(dim1+1) %al final de la iteración se hará entre el ultimo valor y el anterior para que no de error  
pos2=find(HRLsel(:,i)==HRLbase(ii),1,'first');  
pos1=pos2-1;  
end
```

```
y1=AUsel(pos1,i); %para la AU  
y2=AUsel(pos2,i);  
x1=HRLsel(pos1,i);  
x2=HRLsel(pos2,i);  
x=HRLbase(ii);  
y=((x-x1)/(x2-x1))*(y2-y1)+y1;  
AUsel(ii,i)=y;
```

```
y1=HRRsel(pos1,i); %para la HRR  
y2=HRRsel(pos2,i);  
x1=HRLsel(pos1,i);  
x2=HRLsel(pos2,i);  
x=HRLbase(ii);  
y=((x-x1)/(x2-x1))*(y2-y1)+y1;  
HRRsel(ii,i)=y;
```

```
y1=P_cyl(pos1,i); %para la presión  
y2=P_cyl(pos2,i);  
x1=HRLsel(pos1,i);  
x2=HRLsel(pos2,i);  
x=HRLbase(ii);  
y=((x-x1)/(x2-x1))*(y2-y1)+y1;
```

```
P_cylbase(ii,i)=y;

y1=Tsqr(pos1,i); %para la tsq
y2=Tsqr(pos2,i);
x1=HRLsel(pos1,i);
x2=HRLsel(pos2,i);
x=HRLbase(ii);
y=((x-x1)/(x2-x1))*(y2-y1)+y1;
Tsqr_base(ii,i)=y;

end
% clear('ii')
end

%% Seleccionar ciclos buenos

media=mean(HRRbase,2);
desvia=std(HRRbase,0,2)./media;
covari=sum(desvia)/length(desvia);

suma=(HRRbase-media).^2;

xx=sqrt(suma);
xx=xx./media;
xx=sum(xx,1)./size(suma,1); %%vector fila con las covariancias de cada ciclo
umbral=3/100;
buenos=[];
ttt=frente';
for i=1:size(AUbase,2)
    if (xx(1,i)<=covari+umbral)
        encendido=ttt(1,i);
        buenos=[buenos encendido];
    end
end
buenos=buenos';
hasta(1,t)=length(buenos);
HRRbase3=[];
AUbase3=[];
HRLsel3=[];
P_cylbase3=[];
Tsqr_base3=[];
for i=1:length(buenos)
    HRRbase3=[HRRbase3 HRRbase(:,buenos(i,1))];
    AUbase3=[AUbase3 AUbase(:,buenos(i,1))];
    HRLsel3=[HRLsel3 HRLsel(:,buenos(i,1))];
    P_cylbase3=[P_cylbase3 P_cylbase(:,buenos(i,1))];
    Tsqr_base3=[Tsqr_base3 Tsqr_base(:,buenos(i,1))];
end

%% Hasta aquí individual, a partir de aquí se juntan datos

% Variables necesarias con datos de varios test acumulados

P_cyl2=[P_cyl2, P_cyl]; % (ii,val)
```

```
AUbase2=[AUbase2, AUbase3];  %(ii,val)
HRRbase2=[HRRbase2, HRRbase3];
HRLbase2=[HRLbase2, HRLbase3]; %%%este se transforma abajo
P_cylbase2=[P_cylbase2, P_cylbase3];  %(ii,val)
Tsq_base2=[Tsq_base2, Tsq_base3];  %(ii,val)

for i=1:length(buenos)
Fr_cyl2=[Fr_cyl2, Fr_cyl];  %(cycle)
Eng_sp=[Eng_sp, n];  %(cycle)
Qgb_air_1i=[Qgb_air_1i, Qgb_air_1]; %(cycle)
Qair_air_1i=[Qair_air_1i, Qair_air_1]; %(cycle)
Q_EGR_1i=[Q_EGR_1i, Q_EGR_1];
end
end

%cálculo del error entre las AU
media=mean(AUbase2,2); %AU media de las seleccionadas
s=std(AUbase2,1,2)./ media;
error=sum(s(100:400)); %error del 20% al 80% de la HRL

%% Vamos a transformar la matriz HRLbase2 para poner el ángulo en función del porcentaje de masa quemada
(y no el porcentaje de masa en función del ángulo)

long=size(HRLbase2,2);

% h=0.001;
perc_i=1;

for perc=0:h:1

for i=1:long

for fila=1:(length(crank_c)-1)

if HRLbase2(fila,i)<= perc && HRLbase2(fila+1,i)>perc %interpolación
CAH(perc_i,i)=((perc-HRLbase2(fila,i))/(HRLbase2(fila,i)-HRLbase2(fila+1,i)))*(crank_c(fila,1)-
crank_c(fila+1,1))+crank_c(fila,1);
end

end

finit(1,i)=find(HRLbase2(:,i)==1,1,'first');
finite(1,i)=crank_c(finit(1,i),1);
end

perc_i=perc_i+1;
end
HRLbase2={CAH;finite};
HRLbase2=cell2mat(HRLbase2);

clear finit finite;
%-----%
%%Hasta aquí hemos hecho un cambio de base para los datos de entrada%%
%-----%
```




```
[Acil] = Area_cilindro(HRLbase2);
```

```
%% velocidades de combustión, ecuación ajustada
```

```
paso=1;
```

```
am=1.07; bm=-0.1; cm=0.85; %b es negativo
```

```
co=0;
```

```
amed=am;      aiz=amed; ader=amed;  
bmed=bm;      biz=bmed; bder=bmed;  
cmed=cm;      ciz=cmed; cder=cmed;  
dmed=0.9;     diz=dmed; dder=dmed;  
fmed=1;       fiz=fmed; fder=fmed;
```

```
dima=size((aiz:paso:ader),2); dimb=size((biz:paso:bder),2); dimc=size((ciz:paso:cder),2);
```

```
dimd=size((diz:paso:dder),2); dimf=size((fiz:paso:fder),2);
```

```
for vel=1:size(Qair_air_1i,2) %bucle para calcular las velocidades de combustión
```

```
    for a=(aiz:paso:ader)
```

```
        for b=(biz:paso:bder)
```

```
            for c=(ciz:paso:cder)
```

```
                for d=(diz:paso:dder)
```

```
                    for f=(fiz:paso:fder)
```

```
                        for m=1.15%(1:0.1:1.3)
```

```
                            co=co+1;
```

```
                            col=co-((vel-1)*1);%(dima*dimb*dimc*dimd*dimf));
```

```
                        for ii=1:size(AUbase2,1)
```

```
                            Ucla(ii,1)=velocidades_comb2(Fr_cyl2(vel), P_cylbase2(ii,vel), Tsq_base2(ii,vel),  
Qair_air_1i(vel), Qgb_air_1i(vel), Q_EGR_1i(vel), Eng_sp(vel), a, b, c, d, f, m); %ecuación de velocidad laminar  
ajustada por Jorge
```

```
                            end
```

```
                            data{1,vel}{:,col}=[a;b;c;d;f;m]; %los coeficientes de la ecuación
```

```
                            data{2,vel}{:,col}=Ucla; % los valores obtenidos de velocidad
```

```
                            end
```

```
                        end
```

```
                    end
```

```
                end
```

```
            end
```

```
        end
```

```
    end
```

```
%División de las AU por las velocidades de combustión
```

```
for i=1:size(Qair_air_1i,2)
    for ii=1:col
        data{3,i}{:,ii}=AUbase2(:,i) ./ (data{2,i}{:,ii}); % la división de la AU por la velocidad
        data{3,i}{:,ii}=data{3,i}{:,ii}./Acil(:,i);    %dividimos la Aeff por el Área del cilindro
    end
end

for iii=1:size(data,2)
    FSRA2(:,iii)=data{3,iii};
End

media2=mean(FSRA2,2); %FSRA media de las seleccionadas
t1=hasta(1,1);
t2=t1+hasta(1,2);
t3=t2+hasta(1,3);
t4=t3+hasta(1,4);
t5=t4+hasta(1,5);
t6=t5+hasta(1,6);
t7=t6+hasta(1,7);
t8=t7+hasta(1,8);
t9=t8+hasta(1,9);

media_testsFSRA=[mean(FSRA2(:,1:t1),2),mean(FSRA2(:,t1+1:t2),2),mean(FSRA2(:,t2+1:t3),2),
mean(FSRA2(:,t3+1:t4),2), mean(FSRA2(:,t4+1:t5),2), mean(FSRA2(:,t5+1:t6),2), mean(FSRA2(:,t6+1:t7),2),
mean(FSRA2(:,t7+1:t8),2), mean(FSRA2(:,t8+1:t9),2)];

%% Graficar

tamanyo=[3 1 8 6];

figure;plot(HRLbase ,media_testsFSRA); hold on; plot(HRLbase ,media2, '--', 'LineWidth', 1.5,
'Color',[0,0,0]);
xlabel('HRL [-]'); ylabel('FSRA [a.u.]')
savepath=['vel_adj_der'];
savefig(savepath)
print('-dmeta', '-r200', savepath)
print('-djpeg', '-r200', savepath)

%% añadido para calcular la desviación en la FSRA

FSRAmedia=mean(media_testsFSRA,2); %FSRA media de cada posibilidad de la ecuación
HRRsl2=std(media_testsFSRA,1,2)/ FSRAmedia; %desviación de los ciclos respecto a la media
% errorFSRA(ii)=sum(HRRsl2(100:400))/301

errorFSRA(ii)=sum(HRRsl2)/length(HRRsl2)

FSRA2=media2; %evolución patrón del área normalizada del frente de llama
save(name, 'FSRA2')
```

6 SCRIPT DE MATLAB PARA LA CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA NORMALIZADA DEL FRENTE DE LLAMA $f(\alpha, HRL)$

A continuación, se va a detallar el otro script desarrollado para caracterizar la evolución del área (normalizada por el área del cilindro) del frente de llama, pero esta vez, en función tanto del parámetro HRL como del ángulo del cigüeñal. Aquí también, la variable AU equivale al parámetro AS comentado en el apartado 4.3 y se saca mediante otro script independiente a este.

```
AUbase2=[];  
HRLbase2=[];  
HRRbase2=[];  
P_cylbase2=[];  
Tsq_base2=[];  
incyl_air2=[];  
incyl_gb2=[];  
Fr_cyl2=[];  
Eng_sp=[];  
Renf_i=[];  
Qgb_air_1i=[];  
Qair_air_1i=[];  
Q_EGR_1i=[];  
crank_base=[];
```

```
tests ={'I3N2F1 2613.mat', 'I4N4F1 2683.mat', 'I4N5F1 2812.mat', 'I4N5F12 2823.mat', 'I6N2F1 2623.mat',  
'I6N3F1 2663.mat', 'I7N4F1 2693.mat', 'I10N2F09 2633.mat', 'I11N4F09 2703.mat'};
```

```
% carga de los datos
```

```
for t=1:size(tests,2)
```

```
load(tests{t}, 'PCYL_filt', 'axis', 'HRL_cycle', 'AU', 'Fr', 'mair', 'mfuel', 'mEGR', 'N1')
```

```
Pcam_values1=PCYL_filt;  
crank=axis; crank_c=HRL_cycle.crank;  
HRLb1=HRL_cycle.norm; HRL=HRL_cycle.HRL;  
Tsq=HRL_cycle.Tu; Fr_cyl=Fr;  
n=mean(N1.data,1); HRR=HRL_cycle.HRR*((360*n)/60); %%pasar a [J/s]  
Qgb_air_1=mfuel; Qair_air_1=mair; Q_EGR_1=mEGR;
```

```
frente=[1:250]'; %nº de ciclos seleccionados
```

```
%% Ajustar la fórmula de la velocidad de combustión
```

```
%Adaptar el vector de AU en función de HRL
```

```
h=0.001; %diferencia entre porcentajes a analizar ej: de 0 a 0.01, de 0.01 a 0.02, etc.  
dim1=1/h;  
HRLbase=[0:h:1]';  
HRLsel=HRLb1(:,frente);
```

```
AUset=AU(:,frente);
```

```
AUbase=zeros(dim1,size(HRLsel,2));
```

```
HRRsel=HRR(:,frente);
```

```
HRRbase=zeros(dim1,size(HRLsel,2));
```

```
P_cyl1=Pcam_values1;
```

```
P_cyl=P_cyl1(:,frente); %presiones de los ciclos seleccionadas y de 1221 puntos
```

```
Tsq1=Tsqr;
```

```
Tsq=Tsqr(:,frente); %temperaturas sin quemar de los ciclos seleccionadas y de 1221 puntos
```

```
P_cylbase=zeros(dim1,size(HRLsel,2));
```

```
Tsq_base=zeros(dim1,size(HRLsel,2));
```

```
for i=1:size(AUbase,2) %en este bucle se transforman los vectores en base medida a base HRL
```

```
for ii=1:(dim1+1)
```

```
pos1=find(HRLsel(:,i)<=HRLbase(ii),1,'last');
```

```
pos2=find(HRLsel(:,i)>=HRLbase(ii),1,'first');
```

```
if ii==1 %cuando arranca, la iteración debe hacerse entre el primer valor y uno mayor
```

```
pos1=find(HRLsel(:,i)==0,1,'last');
```

```
pos2=find(HRLsel(:,i)>HRLbase(ii),1,'first');
```

```
elseif ii==(dim1+1) %al final de la iteración se hará entre el ultimo valor y el anterior para que no de error
```

```
pos2=find(HRLsel(:,i)==HRLbase(ii),1,'first');
```

```
pos1=pos2-1;
```

```
end
```

```
y1=AUbase(pos1,i); %para la AU
```

```
y2=AUbase(pos2,i);
```

```
x1=HRLsel(pos1,i);
```

```
x2=HRLsel(pos2,i);
```

```
x=HRLbase(ii);
```

```
y=((x-x1)/(x2-x1))*(y2-y1)+y1;
```

```
AUbase(ii,i)=y;
```

```
y1=HRRsel(pos1,i); %para la HRR
```

```
y2=HRRsel(pos2,i);
```

```
x1=HRLsel(pos1,i);
```

```
x2=HRLsel(pos2,i);
```

```
x=HRLbase(ii);
```

```
y=((x-x1)/(x2-x1))*(y2-y1)+y1;
```

```
HRRbase(ii,i)=y;
```

```
y1=P_cyl(pos1,i); %para la presión
```

```
y2=P_cyl(pos2,i);
```

```
x1=HRLsel(pos1,i);
```

```
x2=HRLsel(pos2,i);
```

```
x=HRLbase(ii);
```

```
y=((x-x1)/(x2-x1))*(y2-y1)+y1;
```

```
P_cylbase(ii,i)=y;
```

```
y1=Tsqr(pos1,i); %para la tsq
```

```
y2=Tsqr(pos2,i);
```

```
x1=HRLsel(pos1,i);
```

```
x2=HRLsel(pos2,i);
```

```
x=HRLbase(ii);
```

```
y=((x-x1)/(x2-x1))*(y2-y1)+y1;  
Tsq_base(ii,i)=y;
```

```
end
```

```
% clear('ii')
```

```
end
```

```
%% Seleccionar ciclos buenos
```

```
media=mean(HRRbase,2);  
desvia=std(HRRbase,0,2)./media;  
covari=sum(desvia)/length(desvia);
```

```
suma=(HRRbase-media).^2;
```

```
xx=sqrt(suma);
```

```
xx=xx./media; %%Matriz con las covariancias para cada punto de cada ciclo
```

```
xx=sum(xx,1)./size(suma,1); %%vector fila con las covariancias generales de cada ciclo
```

```
umbral=3/100;
```

```
buenos=[];
```

```
ttt=frente';
```

```
for i=1:size(AUset,2)
```

```
    if (xx(1,i)<=covari+umbral)
```

```
        encendido=ttt(1,i);
```

```
        buenos=[buenos encendido];
```

```
    end
```

```
end
```

```
buenos=buenos';
```

```
HRRbase3=[];
```

```
AUbase3=[];
```

```
HRLsel3=[];
```

```
P_cylbase3=[];
```

```
Tsq_base3=[];
```

```
for i=1:length(buenos)
```

```
    HRRbase3=[HRRbase3 HRRbase(:,buenos(i,1))];
```

```
    AUbase3=[AUbase3 AUbase(:,buenos(i,1))];
```

```
    HRLsel3=[HRLsel3 HRLsel(:,buenos(i,1))];
```

```
    P_cylbase3=[P_cylbase3 P_cylbase(:,buenos(i,1))];
```

```
    Tsq_base3=[Tsq_base3 Tsq_base(:,buenos(i,1))];
```

```
end
```

```
%% hasta aquí individual, a partir de aquí se juntan datos
```

```
% Variables necesarias con datos de varios test acumulados
```

```
AUbase2=[AUbase2, AUbase3];
```

```
HRRbase2=[HRRbase2, HRRbase3];
```

```
HRLbase2=[HRLbase2, HRLsel3]; %%este se transforma abajo
```

```
P_cylbase2=[P_cylbase2, P_cylbase3];
```

```
Tsq_base2=[Tsq_base2, Tsq_base3];
```

```
for i=1:length(buenos)
```

```
    Fr_cyl2=[Fr_cyl2, Fr_cyl];
```

```
    Eng_sp=[Eng_sp, n];
```



```
Qgb_air_1i=[Qgb_air_1i, Qgb_air_1];
Qair_air_1i=[Qair_air_1i, Qair_air_1];
Q_EGR_1i=[Q_EGR_1i, Q_EGR_1];
crank_base=[crank_base, crank_c];

end
end

%% Vamos a transformar la matriz HRLbase2 para poner el ángulo en función del porcentaje de masa quemada
(y no el porcentaje de masa en función del ángulo)

long=size(HRLbase2,2);

% h=0.001;
perc_i=1;

for perc=0:h:1

    for i=1:long

        for fila=1:(length(crank_c)-1)

            if HRLbase2(fila,i)<= perc && HRLbase2(fila+1,i)>perc %interpolación
                CAh(perc_i,i)=((perc-HRLbase2(fila,i))/(HRLbase2(fila,i)-HRLbase2(fila+1,i)))*(crank_c(fila,1)-
                crank_c(fila+1,1))+crank_c(fila,1);
            end

        end

        finit(1,i)=find(HRLbase2(:,i)==1,1,'first');
        finite(1,i)=crank_c(finit(1,i),1);
    end

    perc_i=perc_i+1;
end
HRLbase2={CAh;finite};
HRLbase2=cell2mat(HRLbase2);

clear finit finite;
%-----%
%%Hasta aquí hemos hecho un cambio de base para los datos de entrada%%
%-----%

%% Dividir el mapa de HRLbase1 en cuadrículas

%El rango que queremos estudiar es desde HRL[-]=0.1 hasta HRL[-]=0.9
t=0; %valor mínimo de porcentaje para analizar
tt=1; %valor máximo de porcentaje para analizar
divang=0.5; %%en que intervalo quieres los ángulos
divporc=0.002; %%en que intervalo quieres el porcentaje de masa quemada

indiceini=find(HRLbase==t,1,'first'); %%buscamos el índice para 0
indicefin=find(HRLbase==tt,1,'first'); %%buscamos el índice para 1
```



```
angini=min(HRLbase2,[],2); %%buscamos los mínimos para todas las filas
angfin=max(HRLbase2,[],2); %%buscamos los máximos para todas las filas

anguloini=angini(indiceini,1);
angulofin=angfin(indicefin,1);

%%% floor(x) ---> saca el valor entero del nº decimal

anguloini=floor(anguloini);
angulofin=floor(angulofin)+1;

filas=(tt-t)/divporc;          %%aquí seleccionas el rango de porcentaje de masa que quieras
columnas=(angulofin-anguloini)/divang; %%aquí seleccionas como quieres dividir el rango de ángulos

y=(1/divang).*HRLbase2-(1/divang)*anguloini; %%función de transferencia para saber a qué índice pertenece
cada angulo (para las columnas)
x=(1/divporc).*HRLbase-(1/divporc)*t;    %%función de transferencia para saber a qué índice pertenece cada
porcentaje de masa (para las filas)

y=floor(y(indiceini:indicefin,:)+1);
x=floor(x(indiceini:indicefin,:)+1);

redindices{1,1}=y; %%ángulos
redindices{1,2}=x; %%porcentaje masa quemada

P_cylbase2_estudio=P_cylbase2(indiceini:indicefin,:);
Tsq_base2_estudio=Tsq_base2(indiceini:indicefin,:);
HRLbase2_estudio=HRLbase2(indiceini:indicefin,:);
AUbase2_estudio=AUbase2(indiceini:indicefin,:);
clear tt t;

[Acil] = Area_cilindro(HRLbase2_estudio);

%% velocidades de combustión, ecuación ajustada

locura{filas+1,columnas+1}=[];
paso=1; pasos=1;

am=1.07; bm=-0.1; cm=0.85; %%b es negativo
%%valores de coeficientes
amed=am;          aiz=amed; ader=amed;
bmed=bm;          biz=bmed; bder=bmed;
cmed=cm;          ciz=cmed; cder=cmed;
dmed=0.9;         diz=dmed; dder=dmed;
mmed=1.15;        miz=mmed; mder=mmed;
f=1; %%f es constante e igual a 1

vert=0; hor=0; %%variables para las filas y columnas del array resumen (salida de datos conjuntos),
coeficientes y var. agrupadas

for a=aiz:0.05:ader%(aiz:paso:ader)

    for b=biz:0.05:bder%(biz:paso:bder)
```

```

for c=ciz:0.05:cder%(ciz:pas:cder)

for d=diz:pas:dder%(diz:pas:dder)

for m=miz:pas:mdr%(diz:pas:dder)
    red{1,1}=zeros(filas+1,columnas+1); %%para poner el valor medio de todas las FSRA
    red{1,2}=zeros(filas+1,columnas+1); %%para poner la desviación típica de cada cuadrato
    red{1,3}=zeros(filas+1,columnas+1); %%para poner el nº de datos que hay
    for vel=1:size(HRLbase2_estudio,2)

        for ii=1:size(HRLbase2_estudio,1)
            if EQ_Ucl==1;
                Ucla(ii,1)=velocidades_comb2(Fr_cyl2(vel), P_cylbase2_estudio(ii,vel),
                Tsq_base2_estudio(ii,vel), Qair_air_1i(vel), Qgb_air_1i(vel), Q_EGR_1i(vel), Eng_sp(vel), a, b, c, d, f, m);
                %ecuación de velocidad laminar ajustada por Jorge
                end
                fsra=AUbase2_estudio(ii,vel)/Ucla(ii,1);
                fsra=fsra/Acil(ii,vel);
                fil=redindices{1,2}(ii,1);
                col=redindices{1,1}(ii,vel);
                red{1,1}(fil,col)=red{1,1}(fil,col)+fsra;
                red{1,3}(fil,col)=red{1,3}(fil,col)+1; %%es un contador
                cont=red{1,3}(fil,col);
                locura{fil,col}(cont,1)=fsra;

            end
        end

sum_covariancias=0;
rtr=0;
for iii=1:(filas+1)

    for iv=1:(columnas+1)
        if ((red{1,3}(iii,iv)~=0) && (red{1,1}(iii,iv)~=0))

            red{1,1}(iii,iv)=red{1,1}(iii,iv)/red{1,3}(iii,iv); %%sacamos la media
            meantime=locura(iii,iv);
            red{1,2}(iii,iv)=std(meantime,0,1);
            red{1,2}(iii,iv)=red{1,2}(iii,iv)/red{1,1}(iii,iv); %%sacamos la covariancia
            sum_covariancias=sum_covariancias+red{1,2}(iii,iv);
            rtr=rtr+1;

        end
    end

end

media_valores=sum_covariancias/rtr; %%covariancia media
error2=media_valores

vert=vert+1;
hor=hor+1;
coeficientes{vert,hor}=[a;b;c;d;f;m]; %%matriz diagonal
resumen_var{vert,hor}=error2; %%matriz diagonal

```




```
        end
    end
end
end
end

[vert,hor]=size(resumen_var);
vi=0;
for i=1:vert
    vi=vi+1;
    err(i,1)=resumen_var(i,vi);
end

[minerr,indiceerr]=min(err);
coeficientes_minimos=coeficientes{indiceerr,indiceerr}; %%minimizar el error

%% Mostrar resultados

ordenadas2=[0:divporc:1]';
abcisas2=[anguloini:divang:angulofin];
ordenadas=[];
abcisas=[];
for i=1:columnas+1
    ordenadas=[ordenadas ordenadas2];
end

for i=1:filas+1
    abcisas=[abcisas; abcisas2];
end

clear ordenadas2 abcisas2;

figure;pcolor(abcisas,ordenadas,red{1,1});
colorbar;
xlabel('angulo [º]');
ylabel('porc. masa quemada [-]');
title('Aeff');
```



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**