



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO TJI MEDIANTE UNA HERRAMIENTA DE DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN

AUTOR: JULIO CANO BERNET

TUTOR: RICARDO NOVELLA ROSA

COTUTOR: JAIME MARTÍN DÍAZ

Curso Académico: 2018-19

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a la gente que de alguna manera me ha ayudado en la elaboración de este TFG, ya sea directamente o mejorando mi estancia en el CMT:

Gracias a los que me acogisteis en primer momento y me enseñasteis lo que necesitaba saber para empezar con este proyecto: gracias Juan Carlos y gracias Iván.

A la gente de arriba, gracias Pablo i Josep por proporcionarme los ensayos y los CFDs necesarios y por atenderme siempre que os lo he pedido.

A mis tutores Jaime por haber dispuesto de él siempre que lo he requerido y por tener una capacidad docente extraordinaria y Ricardo por guiarme en la elaboración del trabajo y sacar tiempo para mí cuando no lo tenía.

Diego, a ti te tendría que dedicar un TFG aparte. Cuando empecé en el CMT iba haciendo mis tareas sin saber exactamente el por qué de las cosas y al conocerte es cuando empecé a aprender. Muchas gracias por haberme enseñado tanto, gracias tanto por tu colaboración en el trabajo como por los buenos momentos. Qué suerte la mía de haberte conocido.

Agradecer a Pablo Olmeda y a Laura sus opiniones y consejos.

¡Gracias a la gente de la Ribera por esa complicidad extra! Gràcies Dani i gràcies Xemari per el comboi. Amín, a pesar de que me desconfiguraras el Word eres una de las personas que más valoro en el CMT. Gracias por estar siempre dispuesto a ayudar en el trabajo y en los estudios.

A toda la gente del despacho por el placer que ha sido compartir esta experiencia con ellos, gracias.

Gracias a mi familia por facilitarme las cosas y estar siempre pendientes de mí.

RESUMEN

Actualmente, con la creciente preocupación por el cambio climático y el agotamiento de recursos, es necesario abrir nuevas vías de estudio que permitan usar estos recursos lo más eficientemente posible. Por ello y dado que la implantación de formas de transporte menos contaminantes todavía no está al mismo nivel de desarrollo que los automóviles convencionales, surge la necesidad de avanzar en el desarrollo de nuevos conceptos como 'Turbulent Jet Ignition' (TJI). El objetivo del trabajo consiste en analizar el funcionamiento de un motor TJI en diferentes condiciones de operación y varias estrategias de funcionamiento. El análisis se basará en el diagnóstico de la combustión a partir de la señal de presión en cámara, teniéndose que poner a punto una herramienta para dicho diagnóstico. Los resultados del análisis han permitido constatar que la tecnología permite una combustión más rápida, consiguiendo operar el motor en condiciones que mejoran el rendimiento.

Palabras Clave: *Turbulent Jet Ignition*, diagnóstico de la combustión

RESUM

Actualment, amb la creixent preocupació pel canvi climàtic i l' esgotament de recursos, es necessari obrir noves vies d'estudi que permeten emprar aquests recursos el més eficientment possible. Per això i ja que la implantació de formes de transport menys contaminants encara no està al mateix nivell de desenvolupament que els automòbils convencionals, sorgeix la necessitat d'avançar en el desenvolupament de nous conceptes com 'Turbulent Jet Ignition' (TJI). L'objectiu del treball consisteix en analitzar el funcionament d'un motor TJI en diferents condicions d'operació i diverses estratègies de funcionament. L'anàlisi es fonamentarà en el diagnòstic de la combustió a partir del senyal de pressió en càmera, havent de posar a punt una ferramenta per a aquest diagnòstic. Els resultats de l'anàlisi han permès constatar que la tecnologia permet una combustió més ràpida, aconseguint operar el motor en condicions que milloren el rendiment.

Paraules Clau: *Turbulent Jet Ignition*, diagnòstic de la combustió

ABSTRACT

Nowadays, with the growing concern about climate change and the depletion of resources, it is necessary to open new investigation ways that allow us to use these resources as efficiently as possible. For this reason and because of the implementation of less polluting ways of transport is still not at the same level of development as conventional vehicles, there is a need to advance in the development of new concepts such as 'Turbulent Jet Ignition' (TJI). The objective of the work is to analyze the performance of a TJI engine in different operating conditions and several operating strategies. The analysis will be based on the combustion diagnosis based on the pressure signal in the chamber, and a tool has to be prepared for this diagnosis. The results of the analysis have shown that the technology allows faster combustion, managing to operate the engine in conditions that improve performance.

Key Words: Turbulent Jet Ignition, combustión diagnostic

ÍNDICE

DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFG

- Memoria
- Presupuesto

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1.	INTRODUCCIÓN	1
1.1.	MOTIVACIÓN	1
1.2.	ANTECEDENTES	1
1.3.	OBJETIVOS	2
2.	MARCO TEÓRICO	3
2.1.	FUNCIONAMIENTO DE UN MEP DE 4 TIEMPOS. COMBUSTIÓN	3
2.2.	ESTRATEGIA PARA LA MEJORA DEL RENDIMIENTO	6
2.2.1.	Estrategias conocidas: aumento de la relación de compresión, avance del encendido.	6
2.2.2.	Tubulent Jet Ignition.....	8
2.2.3.	Gas natural	10
2.2.4.	Cierre de la admisión.....	11
3.	HERRAMIENTAS.....	12
3.1.	HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES	12
3.2.	HERRAMIENTAS TEÓRICAS.....	14
4.	PUESTA A PUNTO DE LA HERRAMIENTA	17
4.1.	ADAPTACIÓN DE LOS MODELOS	17
4.1.1.	Modelo de transmisión de calor	17
4.1.2.	Balance de energía	21
4.2.	MEJORA DE LA USABILIDAD	22
4.2.1.	Preparación del código en Matlab	22
4.2.2.	Preparación de la interfaz en Excel	24

4.2.3.	Esquema de directorios.....	29
4.3.	CALIBRACIÓN DEL MODELO	30
5.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	39
5.1.	METODOLOGÍA.....	39
5.2.	EFFECTO DEL ENCENDIDO POR PRE-CÁMARA SOBRE LA LEY DE COMBUSTIÓN	39
5.3.	ESTUDIO PARAMÉTRICO.....	43
5.3.1.	Máximo de la tasa de liberación de calor.....	43
5.3.2.	CA50	44
5.3.3.	Knocking: MAPO.....	45
5.3.4.	Máxima presión en cámara	46
5.3.5.	Variación de la pmi: estabilidad del funcionamiento.....	48
5.3.6.	Rendimiento	49
5.3.7.	Eficiencia de la combustión.....	51
5.3.8.	Emisiones contaminantes.....	52
6.	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	56
6.1.	CONCLUSIONES	56
6.2.	TRABAJOS FUTUROS.....	56
7.	BIBLIOGRAFÍA	58

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1.	PRESUPUESTO GENERAL	60
1.1.	CUADROS DE PRECIOS.....	60
1.2.	UNIDADES DE OBRA	63
1.3.	MEDICIONES.....	65
1.4.	PRESUPUESTO FINAL.....	65

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1. Ciclos Otto real (rojo) y teórico (negro) [5].....</i>	<i>3</i>
<i>Figura 2. Evaluación MAPO del knocking [7].....</i>	<i>6</i>
<i>Figura 3. Evolución del rendimiento efectivo en función de la relación de compresión.....</i>	<i>7</i>
<i>Figura 4. Influencia del punto de encendido en la pme [6]</i>	<i>8</i>
<i>Figura 5. Sistema de pre-cámara pasiva [8].....</i>	<i>9</i>
<i>Figura 6. Sistema de pre-cámara activa [9]</i>	<i>9</i>
<i>Figura 7. Efectos de un RCA temprano y eliminación parcial de la mariposa de admisión [13]</i>	<i>11</i>
<i>Figura 8. Esquema de la sala de ensayos</i>	<i>13</i>
<i>Figura 9. Esquema de Funcionamiento del Software CALMEC.....</i>	<i>16</i>
<i>Figura 10. Función de Wiebe</i>	<i>20</i>
<i>Figura 11. Velocidad media de tumble y velocidad tangencial debida al tumble</i>	<i>20</i>
<i>Figura 12. Balance de Energía</i>	<i>21</i>
<i>Figura 13. Jerarquía de niveles del script principal</i>	<i>23</i>
<i>Figura 14. Interacción entre los componentes que conforman el software CALMEC</i>	<i>26</i>
<i>Figura 15. Método de adquisición de variables medias antiguo.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 16. Nuevo método de adquisición de variables medias</i>	<i>28</i>
<i>Figura 17. Esquema de directorios de CALMEC.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 18. Evolución del Tumble Ratio durante el ciclo completo.....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 19. Evolución del Tumble Ratio durante el ciclo cerrado</i>	<i>32</i>
<i>Figura 20. Ajuste de α_1 y α_2</i>	<i>33</i>
<i>Figura 21. Ajuste Tumble a 1350 rpm</i>	<i>34</i>
<i>Figura 22. Ajuste Tumble a 2000 rpm</i>	<i>34</i>
<i>Figura 23. Ajuste Tumble a 4000 rpm</i>	<i>35</i>
<i>Figura 24. Ajuste definitivo de las constantes de Tumble</i>	<i>35</i>
<i>Figura 25. Efecto del tumble en la velocidad del gas</i>	<i>36</i>
<i>Figura 26: Desfases angulares [4]</i>	<i>37</i>
<i>Figura 27. Mapa de puntos de operación seleccionados: Par vs rev/min</i>	<i>40</i>
<i>Figura 28. Tasa de liberación de calor a bajo régimen de giro y baja carga.....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 29. Tasa de liberación de calor a medio régimen de giro y medio carga.....</i>	<i>41</i>

<i>Figura 30. Tasa de liberación de calor a alto régimen de giro y alta carga</i>	<i>42</i>
<i>Figura 31. Comparación máxima tasa de liberación de calor en las tres configuraciones propuestas</i>	<i>44</i>
<i>Figura 32. Comparación CA50 en las tres configuraciones propuestas</i>	<i>45</i>
<i>Figura 33. Comparación MAPO en las tres configuraciones propuestas</i>	<i>46</i>
<i>Figura 34. Comparación presión máxima en las tres configuraciones propuestas</i>	<i>47</i>
<i>Figura 35. Comparación del ángulo de máxima presión en las tres configuraciones propuestas</i>	<i>48</i>
<i>Figura 36. Comparación del COV de la pmi en las tres configuraciones propuestas</i>	<i>49</i>
<i>Figura 37. Comparación del rendimiento indicado neto en las tres configuraciones propuestas</i>	<i>50</i>
<i>Figura 38. Evolución de las emisiones en función del dosado usando gasolina [17]</i>	<i>51</i>
<i>Figura 39. Comparación de la eficiencia de la combustión en las tres configuraciones propuestas</i>	<i>52</i>
<i>Figura 40. Comparación de emisiones específicas de CO en las tres configuraciones propuestas</i>	<i>53</i>
<i>Figura 41. Comparación de emisiones específicas de HC en las tres configuraciones propuestas</i>	<i>54</i>
<i>Figura 42. Comparación de emisiones específicas de NO_x en las tres configuraciones propuestas</i>	<i>54</i>

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1. Características del Motor de Investigación</i>	<i>12</i>
<i>Tabla 2. Puntos de operación escogidos</i>	<i>43</i>
<i>Tabla 3. Cuadro de precios básicos: Recursos Humanos</i>	<i>60</i>
<i>Tabla 4. Cuadro de precios básicos: Recursos Materiales</i>	<i>62</i>
<i>Tabla 5. Unidad de obra 01: Programación</i>	<i>63</i>
<i>Tabla 6. Unidad de obra 02: Procesado de Ensayos.....</i>	<i>64</i>
<i>Tabla 7. Unidad de obra 03: Análisis de Resultados.....</i>	<i>64</i>
<i>Tabla 8. Presupuesto final</i>	<i>65</i>



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO TJI MEDIANTE UNA HERRAMIENTA DE DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN

DOCUMENTO I: MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN

1.1. MOTIVACIÓN

Con un plazo de agotamiento del petróleo estimado en 50 años y unas emisiones contaminantes que han crecido exponencialmente durante el pasado siglo, la sociedad se está concienciando de la necesidad de un desarrollo sostenible que reoriente las prácticas al uso y redefina los objetivos energéticos para asegurar la viabilidad del progreso.

El sector del transporte actual, por tanto, debe afrontar el reto de virar hacia un futuro en el que no dependa de combustibles fósiles y en el que se disminuya su aportación a las emisiones totales de CO₂, situada en torno a un 25% en España en 2014 [1]. Por ello, en los últimos años los vehículos híbridos y eléctricos han experimentado un gran desarrollo y cada vez abarcan más cuota de mercado. Sin embargo, a día de hoy la implementación de la tecnología exclusivamente eléctrica en los vehículos está limitada por razones como la vida útil de las baterías o su elevado coste en comparación a los motores de combustión. Además, las infraestructuras eléctricas existentes no serían capaces de cubrir la demanda si los vehículos se volvieran eléctricos a corto plazo [2].

Mientras los vehículos eléctricos no hayan alcanzado las cifras de autonomía o tiempo de recarga de un vehículo tradicional y estos sigan constituyendo el grueso del sector automovilístico, habrá que seguir trabajando en ellos, pues todavía hay mucho margen de mejora. En los últimos años, se ha conseguido un gran avance en el desarrollo de los motores en cuanto a emisiones y consumo, cumpliendo así con las exigentes normativas.

En este marco de presión a los motores térmicos surgen muchas nuevas propuestas con el fin de seguir siendo más competentes que las baterías. Una de ellas es "*Turbulent Jet Ignition*", un sistema de ignición que inicia la combustión en una pre-cámara y que puede ser usado en motores de encendido provocado.

Seguir trabajando en la optimización de los motores de combustión es pues una exigencia social y de compromiso medio-ambiental.

1.2. ANTECEDENTES

Aunque el concepto de encendido por pre-cámara TJI sea algo novedoso para motores comerciales, ya ha sido desarrollado en otras aplicaciones. Esta tecnología apareció en la Fórmula 1 por primera vez en 2014, y desde entonces varios equipos la han implantado. El estudio de dicha tecnología en este TFG es un eslabón en la investigación de Novella, R y otros [3].

El análisis realizado en este trabajo parte de las bases establecidas en el campo del diagnóstico de la combustión en la tesis doctoral "Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de

inyección directa” [4], en la que se define la metodología de cálculo del software usado para los propósitos de este trabajo.

1.3. OBJETIVOS

El amplio abanico de propuestas para innovar en el campo de la automoción hace que tengan que estudiarse detalladamente cada una de estas para determinar cuales tienen más peso y más potencial de mejora.

El proyecto del que forma parte este TFG pretende cuantificar la influencia en el consumo, emisiones, rendimiento y potencia del concepto de encendido por pre-cámara montado y optimizado en un motor monocilíndrico de investigación. De esta manera, el proyecto será un primer paso hacia el estudio de viabilidad de la implantación de esta tecnología en motores comerciales en función de su coste y del potencial de mejora.

Este TFG se centra en compatibilizar la herramienta de diagnóstico de la combustión CALMEC en su versión Matlab desarrollada para un motor de encendido por compresión (MEC) con cualquier motor. Con esto, se cubre la necesidad de una herramienta válida de cálculo, que además es rápida y lo suficientemente precisa.

La tarea de compatibilizar el código existente con otros tipos de motores engloba las tareas de gestión de datos, desde la lectura hasta la salida, así como la caracterización del motor en cuestión y la optimización de modelos de cálculo para que sean válidos en motores de encendido provocado (MEP).

Una vez se tenga un código funcional y apropiado, se podrán procesar los ensayos a los que se ha sometido el motor monocilíndrico de investigación, correspondientes a distintos puntos de operación. Así se podrá evaluar su comportamiento en varias situaciones y comparar la tecnología implementada con un sistema de ignición convencional, valorando su impacto en el incremento (o decremento) de prestaciones.

En resumidas cuentas, el enfoque de este trabajo se puede condensar en:

- Adaptación de una herramienta de diagnóstico de la combustión
- Análisis de los efectos del concepto de encendido por pre-cámara

2. MARCO TEÓRICO

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) son máquinas térmicas motoras que permiten obtener energía mecánica a partir de la energía química del combustible en un proceso en el que se comprime y se expande un fluido de trabajo, produciéndose así el movimiento ascendente y descendente de los pistones que da nombre a esta tipología de máquina.

Se pueden clasificar atendiendo a numerosos criterios, siendo los más comunes el ciclo de trabajo y el tipo de combustión. Así, los MCIA pueden ser de “2 tiempos” o de “4 tiempos”, en función del número de carreras del pistón requeridas para completar un ciclo; de “encendido provocado” (MEP) o de “encendido por compresión” (MEC), dependiendo si se requiere o no de un agente externo que inicie la combustión; “atmosféricos” o “sobrealimentados” en cuanto a la aspiración de aire...

Hoy en día hay nuevas estrategias para mejorar la eficiencia en motores MEP que se basan en acercar su funcionamiento al de los motores diesel, requiriendo para ello inyección directa al basarse en conseguir la ignición de una mezcla pobre jugando con la estratificación. No obstante, tradicionalmente, en motores de gasolina la inyección ha sido indirecta: la mezcla de aire y fuel se produce fuera de la cámara de combustión. La inyección indirecta acompañada de la alta velocidad que lleva el aire en la admisión, hace que la mezcla una vez entra en el cilindro sea prácticamente homogénea. Las explicaciones venideras se basan en considerar un MEP de 4 tiempos convencional, con inyección indirecta y encendido por chispa por ser el caso del motor de investigación.

2.1. FUNCIONAMIENTO DE UN MEP DE 4 TIEMPOS. COMBUSTIÓN

Un MEP funciona basándose en el ciclo Otto según la siguiente figura:

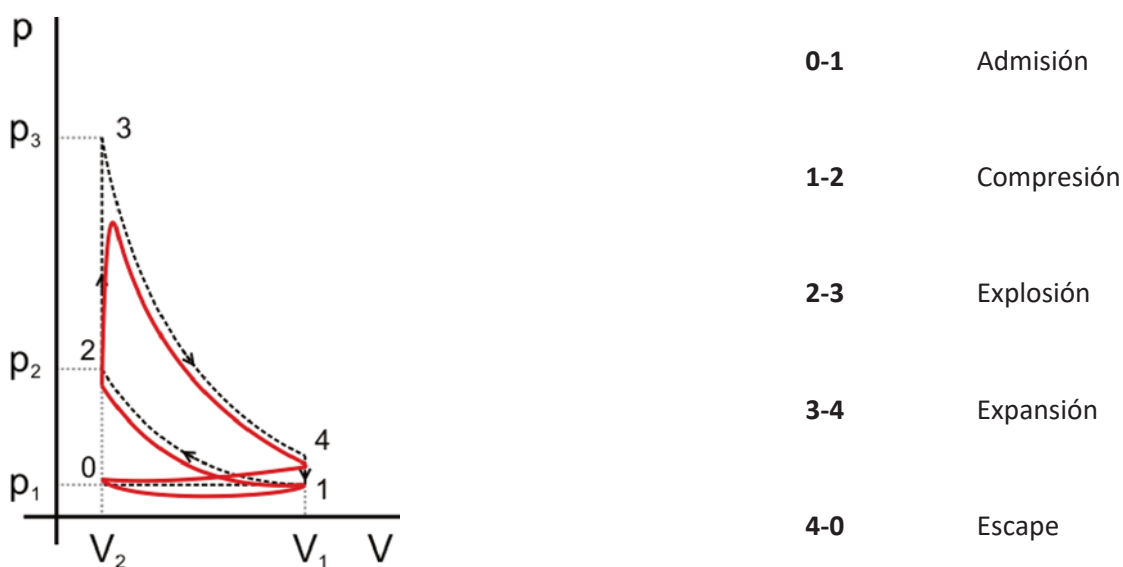


Figura 1. Ciclos Otto real (rojo) y teórico (negro) [5]

El proceso de renovación de la carga tiene lugar durante el “ciclo abierto” (4-0-1). Durante este proceso, también llamado “lazo de bombeo”, el pistón expulsa gases quemados y succiona mezcla fresca invirtiendo trabajo. Para maximizar el rendimiento del ciclo se debe minimizar el trabajo empleado en este proceso y además conseguir una evacuación de productos quemados y un llenado del cilindro de mezcla fresca óptimos. Para ello, los ángulos de apertura y cierre de las válvulas dejan de coincidir con el PMS y el PMI para definir unos avances y unos retrasos respecto a su punto de accionamiento teórico.

El escape se abre antes de llegar el pistón al PMI cuando acaba la carrera de expansión (avance de la apertura del escape, AAE). Así, la expulsión de gases se inicia antes de tiempo, con lo que se pierde trabajo efectivo pues estos dejan de empujar el pistón antes de tiempo. Sin embargo, esto favorece que el vaciado y el posterior llenado sean más eficaces, compensado la pérdida de trabajo en los instantes finales de la carrera de expansión. Antes de que el pistón alcance el PMS durante la carrera de escape se abre la válvula de admisión (avance de la apertura de la admisión, AAA), teniendo lugar el “cruce de válvulas”: esto favorece la evacuación de los gases quemados, pues los gases frescos entrantes los empujan hacia fuera. Este intervalo de tiempo se alarga hasta el retraso del cierre del escape (RCE), ya en la carrera de admisión descendente. Finalmente, el cilindro finalizará su llenado de mezcla fresca hasta el cierre de la admisión, que según la táctica de distribución empleada se puede situar tanto antes como después del PMI.

La mezcla que entra en el cilindro pretende ser estequiométrica. En el caso de una mezcla rica el combustible no llega a quemarse en su totalidad, y aunque la potencia es mayor, se emiten hidrocarburos sin quemar y monóxido de carbono. En el caso de una mezcla pobre, se pierde potencia pero también se consume menos combustible. Sin embargo, aumenta la emisión de óxidos de nitrógeno. Un funcionamiento con dosado estequiométrico asegura que la mezcla se encuentre dentro de los límites de inflamabilidad, pues un dosado demasiado alto o demasiado bajo puede producir que no encienda la mezcla. Además permite tratar las emisiones con el catalizador de tres vías, obteniendo niveles de contaminantes finales muy competitivos que no se pueden alcanzar actualmente trabajando con dosados distintos del estequiométrico.

Tras el cierre de la admisión, comienza el “ciclo cerrado” (1-2-3-4). Durante el tramo final de la compresión, antes de llegar al PMS, se define un “avance del encendido”, que iniciará la combustión. Esto se debe a que, como veremos más adelante, la velocidad de la combustión en un MEP es lenta y lleva un retraso asociado. Por ello, si se hace saltar la chispa justo en el PMS, transcurre un lapso de tiempo hasta que la combustión se inicia, desperdiciando parte de la energía térmica del fluido al haberse alejado el pistón del PMS. Así, si se quiere que alcanzar la máxima presión posible pasado el PMS (aumentando el rendimiento), se debe iniciar la combustión de forma adelantada para empezar a quemar durante la compresión. No obstante, un inicio de la combustión temprano puede ser contraproducente: la expansión del gas frena el movimiento ascendente del émbolo y la biela queda sometida a tensiones excesivas. Además, un avance del encendido excesivo puede traer consigo autoinflamación, fenómeno indeseable al que se ha dedicado un apartado en este trabajo. Con todo esto, hay que buscar el momento idóneo para la ignición, que permita un proceso lo más eficiente posible sin comprometer los componentes mecánicos. Como veremos más adelante, el concepto de

encendido por pre-cámara permite aumentar la velocidad de combustión, con lo que encontrar este punto idóneo puede ser más sencillo.

Finalmente, la combustión termina estando el pistón en descenso. Esta es la única carrera del ciclo que produce trabajo.

Como se ha visto, la gestión de la apertura y el cierre de las válvulas así como del encendido influye notablemente en el rendimiento final del motor. Así mismo, el proceso de combustión es crucial para obtener un motor eficiente. En el interior del cilindro, el inicio de la combustión se produce con un aporte externo de energía (tradicionalmente una chispa). A partir de entonces, la combustión avanza al ritmo de expansión del frente de llama. Es lo que se conoce como deflagración, una combustión con velocidad de llama baja (~ 15 m/s) y sin explosiones. Se pueden distinguir tres fases en la combustión normal de un MEP [6]:

1. Una fase inicial que comprende el lapso de tiempo desde el salto de la chispa hasta que la presión que se alcanza en el interior del cilindro excede la presión que debería haber en condiciones de no combustión (alrededor de un 10% de la duración en ángulo de cigüeñal de la combustión). Durante el desarrollo de esta etapa la llama tiene una velocidad laminar y el espacio que llega abarcar antes de entrar en la segunda fase es del orden de la separación de los terminales de la bujía.
2. La fase principal sigue a la inicial y finaliza en el instante de máxima presión. En ella, la combustión es turbulenta y abarca el grueso de la duración del fenómeno ($\sim 85\%$ del intervalo angular de la combustión), quemándose la mayor parte de los reactivos.
3. La fase final precede a la extinción. La combustión alcanza las paredes del cilindro y reduce su velocidad hasta un rango laminar. Su duración es más difícil de precisar.

Sin embargo, la combustión no siempre es normal. Varias son las causas que pueden conducir a una combustión anormal, que puede derivar en una serie de condiciones altamente destructivas para el motor. Explicar estas condiciones es necesario desde el punto de vista de las limitaciones que impone una combustión anómala a la aplicación de estrategias que mejoran la eficiencia de los motores. En concreto, y como veremos más adelante, aumentar la relación de compresión mejora el rendimiento. Sin embargo, un aumento de la presión en la cámara aumenta el riesgo de desarrollar una combustión defectuosa.

Cuando la mezcla o parte de esta no es encendida por la chispa, se dice que la combustión es anormal. La causa de un encendido no programado puede ser la existencia de un punto muy caliente (el mismo electrodo o restos de carbonilla) que aporte la suficiente energía como para iniciar una combustión fuera de tiempo o la combinación de la alta presión, alta temperatura y expansión de los gases quemados provenientes de una combustión normal que provoquen un autoencendido espontáneo de los gases que quedan por quemar. En el primer caso, hablamos de “encendido superficial”; en el segundo, de “autoinflamación”.

Se debe diferenciar, dentro de los encendidos superficiales, entre “preencendido” y “postencendido”. En el primer caso, el encendido se produce antes de que haya saltado el arco eléctrico y es más peligroso puesto que puede degenerar en autoinflamación. Un postencendido únicamente provocará lo que se conoce como “marcha dura”, un ruido característico producido al coexistir varios frentes de llama en el cilindro que producen un incremento en el gradiente de presión. No obstante, el postencendido tiende a adelantarse ciclo a ciclo, de manera que puede desembocar en preencendido.

La autoinflamación generalmente proviene de la combustión espontánea de la zona más alejada de la bujía (zona *end gas*). Los gases frescos de esta zona, sometidos a la compresión y al calentamiento producido por el frente de llama originado en el electrodo y que avanza hacia ellos, terminan por encenderse antes de que este los alcance, originando una segunda combustión muy brusca. Cuando los dos frentes de llama se encuentran, tiene lugar un violento incremento de temperatura y presión que somete a los elementos mecánicos a un estrés indebido: es lo que se conoce como *knocking* o “picado de biela”.

Hay varios métodos para cuantificar el *knocking* y ninguno de ellos es definitivo debido a la complejidad del fenómeno. El índice de *knocking* empleado en este trabajo para examinar este suceso es el de la máxima amplitud de la oscilación de la presión, conocido como MAPO por sus siglas en inglés. A partir de la señal de presión en cámara, el MAPO evalúa el máximo pico en la oscilación:

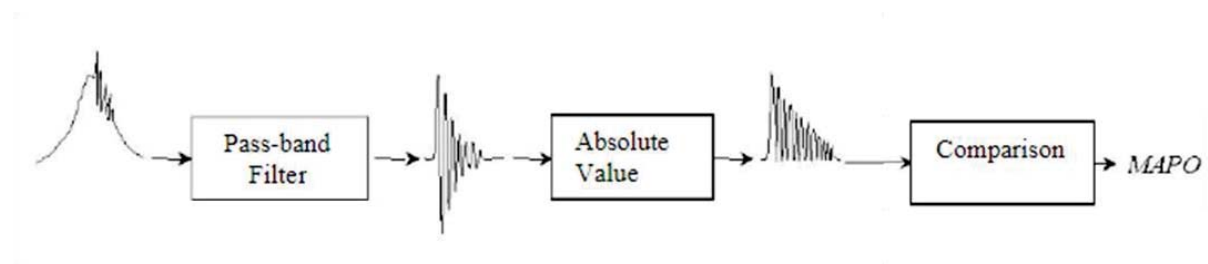


Figura 2. Evaluación MAPO del knocking [7]

Los efectos destructivos de una combustión anómala vienen limitando el rendimiento de los motores MEP y condicionan el avance de encendido, la ubicación de la bujía o el combustible a utilizar.

2.2. ESTRATEGIA PARA LA MEJORA DEL RENDIMIENTO

2.2.1. Estrategias conocidas: aumento de la relación de compresión, avance del encendido

Se pretende mejorar la eficiencia de los vehículos, es decir, mantener o incrementar las prestaciones de los motores actuales a la par que se reduce el consumo de combustible y se es más respetuoso con el medio ambiente. Para ello, una posibilidad es aumentar la relación de compresión (RC), el ratio entre el volumen máximo y mínimo que hay en el cilindro. El cilindro comprende estos

volúmenes cuando el pistón se encuentra en el PMI y cuando se encuentra en el PMS (respectivamente).

$$RC = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (1)$$

V_d es el volumen que desplaza el pistón y V_c el volumen de la cámara de combustión, el que queda cuando el pistón está en el PMS.

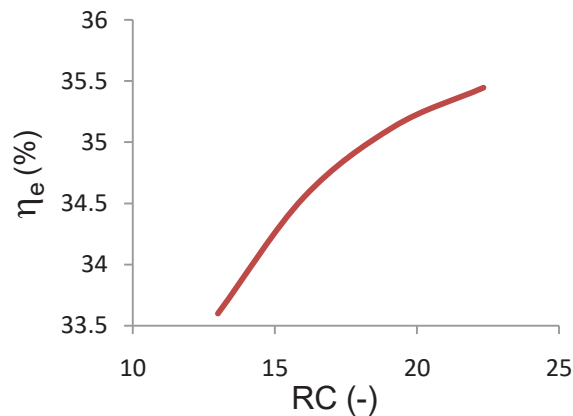


Figura 3. Evolución del rendimiento efectivo en función de la relación de compresión

El aumentar la relación de compresión mejora el rendimiento de los MCIAs, como puede verse en el gráfico superior proveniente de una simulación de un motor de encendido por compresión realizada en el software predictivo siCICLO desarrollado por el CMT-Motores Térmicos. Esto se debe a que subir la RC aumenta la presión en el cilindro, siendo entonces el trabajo ejercido por los gases mayor. Sin embargo, una RC mayor va a producir, evidentemente, mayores esfuerzos en los componentes mecánicos del motor y también puede conducir a *knocking*, como se ha visto en el apartado de combustión anómala.

Otro parámetro que influye fuertemente en el rendimiento del ciclo es el avance del encendido, pues determina la mezcla que se quema durante la compresión y durante la expansión. Al adelantar el encendido, se quema más gas antes del PMS aumentando así la presión máxima en el cilindro, y en el punto de encendido óptimo, se maximiza la presión media efectiva mejorando el rendimiento. Sin embargo, al igual que la relación de compresión, adelantar el encendido se ve limitado por la detonación: un avance excesivo eleva la presión y la temperatura en la cámara hasta el punto de generar situaciones riesgosas.

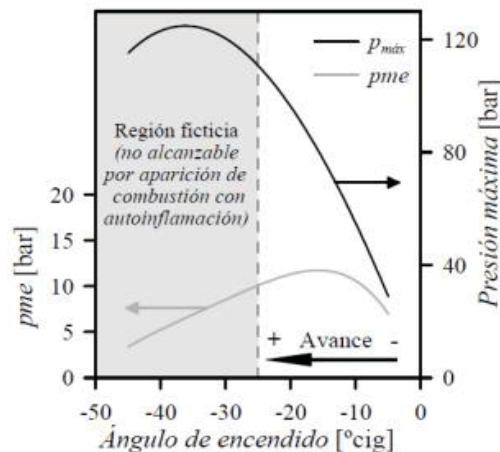


Figura 4. Influencia del punto de encendido en la pme [6]

Adelantar el encendido a la par que se aumenta la relación de compresión parece incompatible, pues ambas modificaciones propician la autoignición del fluido. No obstante, se pueden conseguir los efectos de la combinación de ambos sin necesidad de avanzar el punto de encendido, es más, incluso podría atrasarse. Para ello, se abre una vía de investigación que se centra en aumentar la velocidad de la combustión y usar combustibles con un mayor poder antidetonante. Combinando estos dos actores junto con un ajuste en el reglaje de válvulas el aumento de la relación de compresión se vuelve más seguro, pudiendo llevarlo a niveles inalcanzables con la tecnología convencional.

2.2.2. Tubulent Jet Ignition

La tecnología de pre-cámara actúa como un complemento a los sistemas de ignición tradicionales y permite aumentar la velocidad de combustión. Este novedoso sistema de encendido se basa en el uso de una pequeña cámara auxiliar conectada al cilindro por unos pequeños orificios. Este pequeño volumen de control, a diferencia de la cámara principal, se mantiene constante (no desplaza ningún pistón). Por ello, al avanzar la combustión que aloja en su interior se expande y atraviesa los orificios que comunican ambas cámaras, accediendo al cilindro en forma de numerosos chorros turbulentos que son los encargados de aportar la energía para que progrese la combustión.

Por lo tanto, el potencial de la tecnología en cuestión reside en mejorar el encendido, pudiendo así desarrollar una combustión en el cilindro más rápida. En un motor MEP tradicional, el inicio de la combustión se produce en un punto, una coordenada concreta (electrodo). Un motor con un sistema de encendido por pre-cámara contará con un aporte de energía superior al entregado por una chispa y además menos localizado: un foco de ignición se desarrollará por cada uno de los orificios de la pre-cámara.

Esta característica es de especial interés para combatir las combustiones anómalas de las que se ha hablado anteriormente. Nótese que, al iniciar la combustión desde varios puntos, se reduce el alejamiento de la zona *end gas*. Esto junto con una velocidad de combustión mayor minimiza el riesgo de *knocking*, pues el frente de llama llega a cubrir toda la cámara de combustión antes de que algún punto tenga la oportunidad de autoencenderse.

Otras ventajas que trae consigo la combustión con pre-cámara son el incremento en la eficiencia de la combustión (que no se debe confundir con el rendimiento del ciclo) y la mejora de la estabilidad de esta.

Se distinguen dos modalidades de sistemas de pre-cámara: de pre-cámara activa y de pre-cámara pasiva, en función de si cuenta con su propio aporte de combustible o no. Un sistema activo cuenta con un inyector en la pre-cámara, mientras que en un sistema pasivo es una porción de la mezcla de la cámara principal la que penetra a través de los orificios en la pre-cámara ayudada por el movimiento ascendente del pistón durante la fase de compresión.

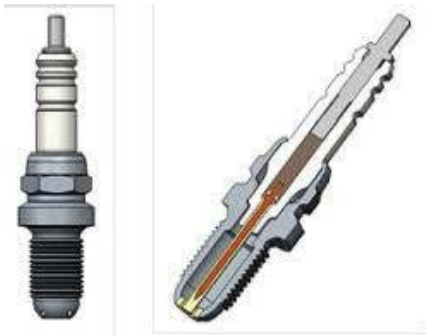


Figura 5. Sistema de pre-cámara pasiva [8]

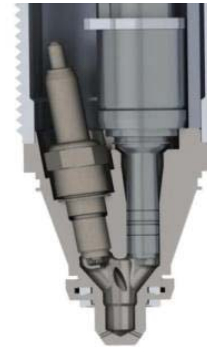


Figura 6. Sistema de pre-cámara activa [9]

Ambos sistemas constituyen una apuesta firme para la mejora de la eficiencia de los motores MEP, pero sus estrategias para la consecución de este objetivo son distintas:

- Un sistema activo está enfocado principalmente a usar la mejora en la ignición brindada por esta tecnología para conseguir encender una mezcla en la cámara principal con un dosado más pobre. Como hemos visto anteriormente, los motores MEP vienen operando con dosados estequiométricos y una mezcla demasiado pobre podría no encender, a diferencia de los motores MEC cuyo mecanismo de combustión (detonación controlada) lo permite.

Con este sistema se investiga poder prender mezclas con exceso de aire gracias a la energía extra que aporta el chorro turbulento. Así, aumentaría notablemente la eficiencia de los motores MEP, acercándola a la de un motor MEC. La razón de esto es que al operar con dosados pobres, se podría sustituir el sistema de regulación de la carga de un MEP (mariposa de admisión) por el de un MEC (control del fuel inyectado), eliminándose así las pérdidas por bombeo, esto es, las pérdidas que se producen cuando la mariposa de admisión no está del todo abierta y el pistón debe succionar aire.

Ahora bien, para que la combustión en la pre-cámara pudiera iniciarse, el dosado no podría situarse demasiado por debajo del estequiométrico (recordemos que el sistema de ignición de la pre-cámara es una bujía, y al tratarse de una deflagración, la proporción aire

combustible de la mezcla debe encontrarse dentro de los límites de inflamabilidad). Por ello, la pre-cámara debe tener su propio inyector que aporte la cantidad de combustible necesaria y permite prender la mezcla en su interior lo que conlleva un diseño más difícil y unos componentes más caros. La tecnología de cámara activa está orientada a otras estrategias de mejora de la eficiencia que no pertenecen al estudio de este trabajo.

- El sistema pasivo se orienta a ser un simple complemento a la bujía. En un sistema pasivo, las condiciones relativas a la composición de la mezcla están pensadas para mantenerse en la estequiometría. Sin embargo, el hecho de que se mejore la ignición permite funcionar más eficientemente con mezclas pobres que de otra forma tendrían dificultades para encenderse. Por lo tanto, no se descarta usar este sistema en combinación con dosados inferiores, pero en ningún caso permite tratar con mezclas ultra-pobres y estratificadas como es el caso de la tecnología activa, pues la composición de la mezcla en el cilindro es la misma que la que se encuentra en el interior de la pre-cámara y por lo tanto debe encontrarse dentro de los límites de inflamabilidad para experimentar una deflagración adecuada.

El incremento en la velocidad de la combustión que reporta la ignición mediante chorro turbulento puede usarse como apoyo a conocidas técnicas que aumentan el rendimiento térmico pero cuya aplicación se estaba viendo limitada por el *knocking*. Este sistema es perfectamente compatible con la estrategia de mejora del rendimiento planteada basada en aumentar la relación de compresión. Además, aplicar esta tipología de pre-cámara es significativamente más barato que una activa, pues no se requiere un inyector y simplemente consiste en el ensamble de la pre-cámara en el cuerpo de la bujía.

2.2.3. Gas natural

Si al beneficio aportado por una pre-cámara le añadimos un combustible con menos tendencia a autoencenderse que la gasolina, se tiene una estrategia muy válida para mejorar la eficiencia de los motores MEP. Un buen candidato como combustible menos propenso al autoencendido es el gas natural.

El gas natural es un combustible alternativo compuesto principalmente por metano y que a pesar de no estar tan extendido en el ámbito vehicular como la gasolina o el gasoil, su tecnología está totalmente desarrollada. Además, presenta algunas ventajas en comparación con los combustibles convencionales: es más económico al ser su obtención más sencilla, su combustión produce menos CO₂ que otros combustibles fósiles debido a su menor contenido en carbono y reduce las emisiones de NO_x en torno a un 80% [10].

En la línea de aumentar la relación de compresión de forma segura para mejorar el rendimiento de un motor, hay que destacar la importancia del combustible en la prevención de la autoignición. El número de octano de un combustible es una medida de su capacidad antidetonante: un mayor octanaje significa que el tiempo que transcurre desde que se dan las condiciones necesarias para el autoencendido (presión y temperatura elevadas) hasta que este sucede es mayor. Por lo tanto, un

octanaje mayor reduce el riesgo de *knocking*. El índice de octano del gas natural se encuentra alrededor de 130, mientras que la gasolina comercial tiene en torno a 100 octanos.

2.2.4. Cierre de la admisión

Variar el ángulo de cierre de la admisión hacia la carrera de compresión o hacia la carrera de admisión tiene en ambos casos una ventaja a la hora de afrontar el *knocking*: la temperatura del gas se reduce. Sin embargo, adelantar el cierre de la admisión a antes del PMI tiene un efecto en la reducción de temperatura todavía mayor debido a la expansión adicional del gas en el inicio del ciclo cerrado. Es lo que Miller describía como “enfriamiento interno” [11].

En una de las distintas configuraciones de motor adoptadas en este proyecto se ha establecido un cierre de la admisión temprano, que presenta las ventajas de menores pérdidas por bombeo al eliminar parcialmente la regulación de la mariposa de admisión y mejor eficiencia del ciclo a baja carga [12]. Si bien el llenado va a ser menor, el aumento de la relación de compresión junto con la disminución de las pérdidas por bombeo va a compensar en la eficiencia el empeoramiento del rendimiento volumétrico. Además, la presencia de un turbogruppo en el motor permite variar las condiciones de llenado.

En la siguiente figura se muestran dos ciclos de trabajo habituales en motores MEP:

- Este ciclo funciona estrangulando la admisión mediante la mariposa para regular la cantidad de aire que entra y con el cierre de la admisión retrasado (a). Un cierre de la admisión retrasado mejora la eficiencia del ciclo a alto régimen y a alta carga
- Ciclo Miller implementado en el motor de investigación. Relegar la mariposa de admisión a una regulación parcial permite disminuir el trabajo realizado en el lazo de bombeo (rayado), y se limita la entrada de aire con un RCA temprano. Tras el cierre, se expande el fluido entrante rebajando la temperatura del gas y previniendo las detonaciones

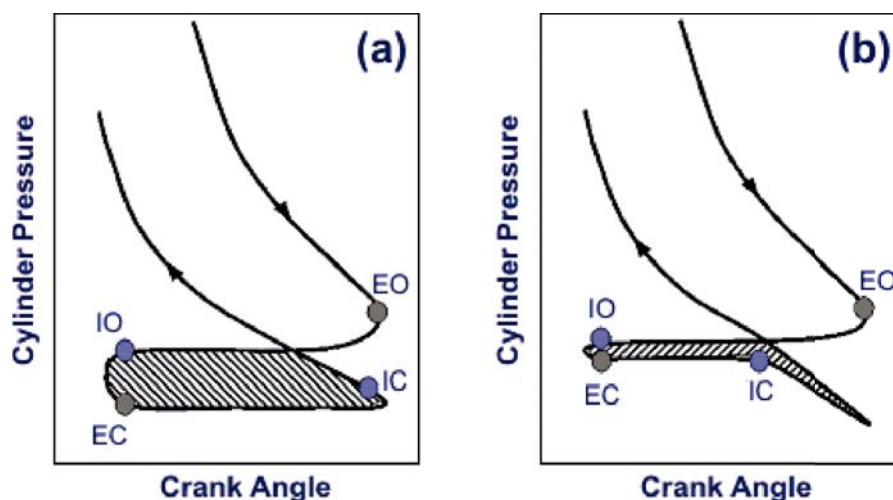


Figura 7. Efectos de un RCA temprano y eliminación parcial de la mariposa de admisión [13]

3. HERRAMIENTAS

Para el desarrollo de la presente investigación se ha contado con numerosas herramientas que permiten entender lo que sucede dentro de la cámara de combustión, un espacio poco accesible. A continuación, se va a detallar la instrumentación relativa a la adquisición de datos y el programa de cálculo encargado de procesar las medidas experimentales.

3.1. HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES

El motor empleado en este proyecto es un motor monocilíndrico de investigación de 4 tiempos de alta relación de compresión representativo de los motores de automoción actuales. Se parte de la configuración 1, un motor de gasolina encendido por chispa. Para el estudio de la tecnología en cuestión, un primer paso es analizar sus efectos sin estar acompañada por ningún otro cambio (configuración 2). Finalmente, para analizar la sinergia del concepto de encendido por pre-cámara con las estrategias planteadas en el apartado anterior se instala la configuración 3.

	Configuración 1	Configuración 2	Configuración 3
CILINDROS	1		
DIÁMETRO x CARRERA	80x80.5 mm		
CILINDRADA	0.4 l		
RELACIÓN DE COMPRESIÓN	1:13,400	1:13,400	1:15,176
ASPIRACIÓN	Sobrealimentado		
COMBUSTIBLE	Gasolina	Gasolina	Gas Natural
APORTE DE COMBUSTIBLE	Inyección Indirecta		
ENCENDIDO	Chispa	Pre-cámara pasiva	Pre-cámara pasiva
CICLO TERMODINÁMICO	Otto	Otto	Miller
VÁLVULAS	2 admisión		
	2 escape		
DISTRIBUCIÓN			
AAA	32°	32°	32°
RCE	31°	31°	31°
RCA	23°	23°	-18°
AAE	72°	72°	72°

Tabla 1. Características del Motor de Investigación

MEMORIA

Los ángulos de apertura y cierre de las válvulas van referidos al punto muerto en el cuál se abrirían o cerrarían cumpliendo con un ciclo de Otto estricto. Por ejemplo, 32° de AAA significa que la válvula de admisión abre 32° antes de alcanzar el PMS (durante la carrera de escape), mientras que un RCA de 23° supone que la admisión se cierra este ángulo después del PMI, ya en la carrera de compresión. En el caso de la configuración 3, se tiene un RCA negativo, es decir, no es un retraso como tal sino un avance: la admisión se cierra durante la carrera de admisión y antes de finalizarla.

A continuación, se adjunta un esquema detallado de los subsistemas periféricos del motor de investigación, si bien no se incluyen los circuitos de refrigeración del aceite y del refrigerante:

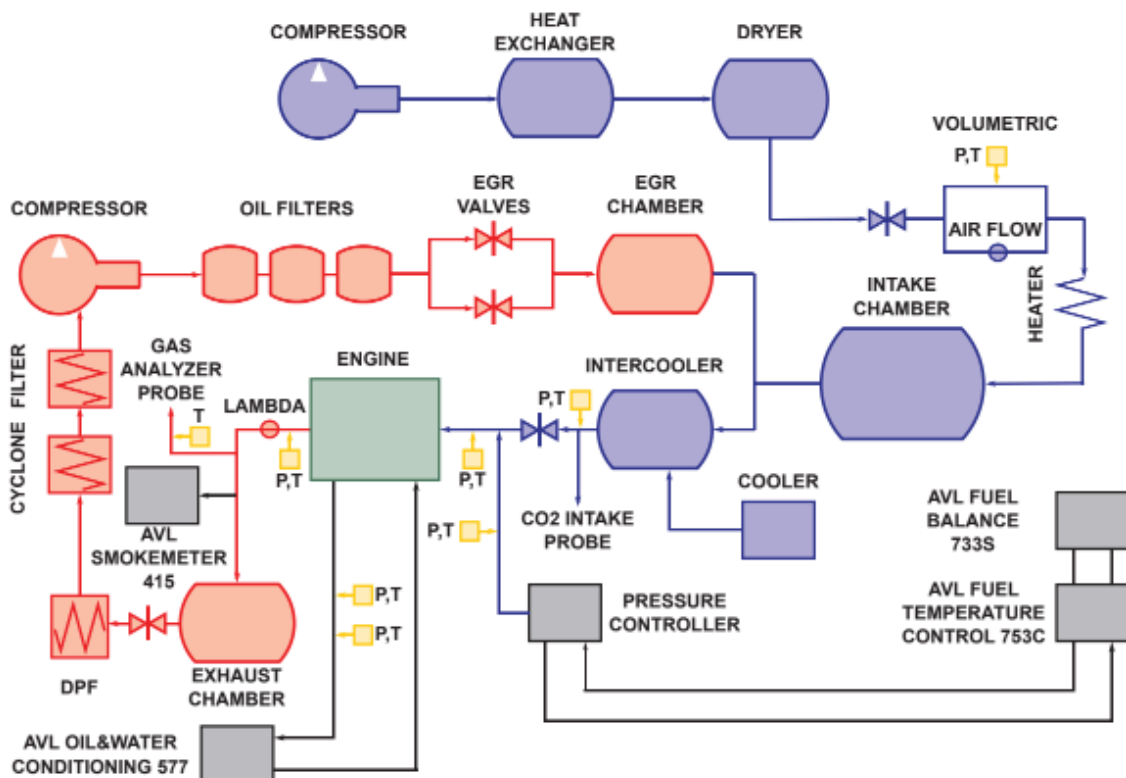


Figura 8. Esquema de la sala de ensayos

Entre los equipos presentes destacan el analizador de humos de "AVL 415" para medir las partículas presentes en los gases de escape, el sistema de medida de emisiones "HORIBA MEXA 7100 DEGR" y la balanza encargada de medir el consumo de combustible "AVL 733S". Las temperaturas de los fluidos circulantes se monitorizan con el "AVL 577", y la del combustible se con el "AVL 753C".

No obstante, el sensor más importante para llevar a cabo este trabajo ha sido el captador de presión en cámara, pues sin esta señal, el análisis termodinámico llevado a cabo no sería posible. Se trata de un sensor piezoeléctrico cuyo principio de funcionamiento se basa en la emisión de pequeñas cargas eléctricas por parte de ciertos cristales al someterse a un estrés mecánico. De esta forma, la presión se traduce en una señal eléctrica proporcional, que tras ser amplificada, aporta la información necesaria para el cálculo.

La señal de presión en el cilindro se mide con una resolución de 0.2° de giro del cigüeñal. Debido a que el ciclo termodinámico se compone de 4 carreras que equivalen a 720° de giro, se obtienen 3600 puntos medidos. Otras señales instantáneas de menos importancia son, por ejemplo, la señal de carga de la bobina o las presiones en los colectores de admisión y de escape.

3.2. HERRAMIENTAS TEÓRICAS

CALMEC es la herramienta computacional que constituye la base de este trabajo, el programa que permite diagnosticar la combustión dando así a conocer lo que sucede durante apenas unas milésimas de segundo en el interior del cilindro. Esta herramienta ha sido desarrollada por el CMT y durante su vida ha contado con las actualizaciones necesarias para obtener los mejores resultados. Este proyecto hace uso de su versión en MATLAB.

Los inputs que requiere este software se obtienen, por un lado, de las medidas experimentales correspondientes a cada punto de operación (presión en el cilindro, presión en la admisión, régimen de giro, par) y de las condiciones ambientales durante su ejecución (temperatura, presión, humedad...). Por otro lado, se requiere caracterizar termomecánicamente el motor en cuestión para conocer la geometría real de la cámara de combustión y ajustar la transmisión de calor a las paredes.

Con todo esto, lo que se pretende obtener de CALMEC es la tasa de liberación de calor a lo largo del ciclo, así como una descomposición de esta en los distintos factores que la integran. La liberación de calor es un buen indicativo del proceso de combustión, que tiene lugar a lo largo de lo que se conoce como ciclo cerrado: desde el cierre de la admisión hasta la apertura del escape. Para un cálculo rápido pero suficientemente preciso, CALMEC usa un modelo de cálculo cero-dimensional (0D). Un modelo 0D es aquél que trabaja considerando propiedades constantes en todo el volumen, es decir, solo se desarrolla en el tiempo, no en el espacio.

Aplicando el primer principio de la termodinámica a la cámara de combustión calcula:

$$dFQL = du + dW + dQ + de_{bb} + de_{f,ev} \quad (2)$$

- du es la variación de energía interna: $du = m_c c_v dT$, siendo m_c la masa total contenida en la cámara de combustión, c_v el calor específico a volumen constante de la mezcla de sustancias que integran esta masa obtenido combinando los distintos c_v de los componentes ponderados con su fracción másica y dT la variación de temperatura. El método de cálculo considera una sola zona en el cilindro, esto es, toma una temperatura media para la obtención de este parámetro y no distingue entre zonas quemadas y zonas sin quemar. Además, como especies que intervienen en el proceso, se consideran 3: aire, combustible y productos de la combustión. Esta simplificación se complementa asumiendo que no hay disociación de especies debido a las elevadas temperaturas

MEMORIA

- dW es el trabajo ejercido por los gases sobre el pistón: $dW = p dV$, siendo p la presión en el cilindro y dV la variación de volumen. La presión en el cilindro se considera uniforme por ser el modelo de cálculo cero-dimensional (0D)
- dQ hace referencia a la transmisión de calor de los gases al material: $dQ = h A (T - T_m) dt$, donde h es el coeficiente de película, A es la superficie de intercambio de calor, T es la temperatura media de los gases, T_m es la temperatura de las superficies y dt el incremento temporal. Cabe señalar que se distinguen 3 superficies que encierran la cámara de combustión y hacia las cuáles se transfiere calor: Cilindro, culata y pistón. Se cuenta con un modelo nodal que calcula la temperatura en cada superficie. El coeficiente de película se estima mediante el modelo de transmisión de calor de Woschni con las modificaciones propuestas en [4]. De ahora en adelante, por simplicidad se referirá a este modelo de transmisión de calor como “modelo de Woschni”
- de_{bb} es el trabajo del flujo de pérdidas por *Blow by*: $de_{bb} = R_c T_c dm_{bb}$, con R_c la constante ideal de los gases de la cámara a T_c (temperatura de la cámara) y dm_{bb} la variación de masa producida por las pérdidas entre las paredes del cilindro y el pistón. Para el cálculo de la masa fugada se considera que el espacio entre el cilindro y los segmentos del pistón actúa como una tobera isentrópica, pudiendo así deducir un gasto másico
- $de_{f,ev}$ se corresponde con la energía absorbida por el fuel al evaporarse en el interior del cilindro: $de_{f,ev} = (h_{f,inj} - u_{f,g}) dm_{f,ev}$, donde $h_{f,inj}$ es la entalpía del combustible líquido, $u_{f,g}$ es la energía interna del combustible en estado gaseoso y $dm_{f,ev}$ es la masa de fuel evaporada en cada instante. Este término aparece debido a la inyección evaporación del combustible durante una inyección directa. En el caso de ser un motor de inyección indirecta como es el motor que nos atañe, este término se anulará al atomizarse el combustible fuera de la cámara de combustión y entrar ya como componente de una mezcla homogénea

Concretando, el software CALMEC calcula la ley de combustión o liberación de calor aplicando el primer principio de la termodinámica durante el ciclo cerrado a la cámara de combustión y considerando algunas simplificaciones como un espacio isobárico (modelo 0D), isoterma (modelo de una zona) y 3 especies que intervienen en la combustión: aire, fuel y productos quemados.

MEMORIA

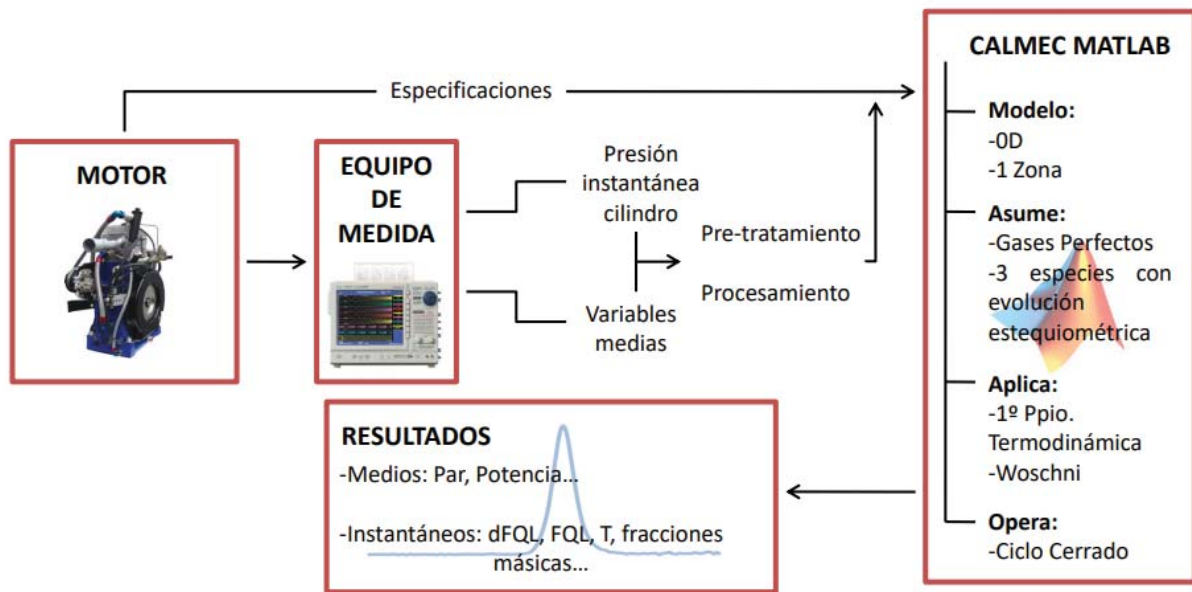


Figura 9. Esquema de Funcionamiento del Software CALMEC

La adaptación de este software a las necesidades del proyecto es lo que constituye el grueso de este trabajo.

4. PUESTA A PUNTO DE LA HERRAMIENTA

En el inicio de este proyecto, se contaba con un software que realizaba las tareas de diagnóstico que se requerían pero desarrollado en concreto para el motor R9M de RENAULT. Constaba de tres piezas principales: una interfaz en Excel, un código de Matlab y las variables medidas en la sala de ensayo. En este punto se trata, por un lado, la adaptación de del programa a los requerimientos del motor de investigación, y por otro lado, la mejora de la interfaz y de la gestión de datos.

4.1. ADAPTACIÓN DE LOS MODELOS

4.1.1. Modelo de transmisión de calor

Dado que el modelo de transferencia de calor configurado en el programa no era del todo válido para el motor de investigación, hubo que adaptarlo. La causa de que el mecanismo de transmisión de calor no sea universal en todos los motores es el movimiento del gas: La geometría de admisión infiere un movimiento de rotación sobre el fluido para aumentar la turbulencia, que mejora la homogeneización de la mezcla consiguiendo una combustión más eficiente. Este movimiento no es el mismo en todos los motores.

Según la geometría de los conductos de aspiración el fluido adquiere un movimiento que puede ser de rotación alrededor de un eje paralelo al eje del cilindro (*swirl*, característico en motores MEC) o en torno a un eje perpendicular al cilindro (*tumble*, usual en MEP) y se cuantifica mediante la componente tangencial de la velocidad. El problema estaba acotado: partiendo de un programa preparado para gestionar *swirl*, había que prepararlo para *tumble* por ser la tipología de movimiento del gas en el motor de investigación.

El modelo de transferencia de calor durante el ciclo cerrado se compone de un submodelo que estima la temperatura de las paredes de la cámara y de un submodelo que calcula el coeficiente de película basado en el modelo de Woschni [14] y que se detalla a continuación:

$$Q_W = h_W [(T - T_{pis}) A_{pis} + (T - T_{cul}) A_{cul} + (T - T_{cil}) A_{cil}] \quad (3)$$

con T la temperatura del gas, A_{pis} , A_{cul} y A_{cil} las superficies del pistón, culata y cilindro que cierran la cámara de combustión, T_{pis} , T_{cul} y T_{cil} sus correspondientes temperaturas y h_W el coeficiente de película que se depende de la siguiente fórmula semiempírica:

$$h_W = C D^{b-1} p^b T^{0.75-1.62b} v_g^b \quad (4)$$

MEMORIA

donde C y b son constantes, D el diámetro del cilindro, p es la presión en cámara, T la temperatura del gas y v_g la velocidad característica del gas, objeto de la adaptación del modelo. La velocidad del gas viene dada por tres términos:

$$v_g = C_{w1} c_m + C_{w2} c_u + C_2 COMB \quad (5)$$

siendo C_{w1} , C_{w2} y C_2 constantes, c_m la velocidad media del pistón, c_u la velocidad tangencial del gas y $COMB$ un término representativo de el aporte de la combustión a la velocidad del gas.

Las constantes de C , b y C_2 adoptan distintos valores en función del autor que las propone. El presente modelo parte de los valores experimentales propuestos por Martín, J. en [4] durante su análisis de resultados en distintas configuraciones: $C = 0.012$, $b = 0.8$, $C_2 = 0.001$. En cuanto al valor que toman C_{w1} y C_{w2} , se requiere de un ajuste como se detalla en el apartado 4.3 para C_{w1} . A partir de esta, se obtiene C_{w2} mediante un ratio C_{w1}/C_{w2} .

La velocidad del pistón se calcula fácilmente a partir del régimen de giro y de la carrera del motor y el término $COMB$ viene dado por

$$\frac{V_d T_{RCA}}{P_{RCA} V_{RCA}} (P - P_{arr}) \quad (6)$$

donde V_d es el volumen desplazado por el pistón, T_{RCA} , P_{RCA} y V_{RCA} son las condiciones de temperatura, presión y volumen al cierre de la admisión, P es la presión instantánea y P_{arr} es la presión que habría en condiciones de arrastre (sin combustión) y se calcula asumiendo una evolución politrópica con exponente 1.36 desde el cierre de la admisión. En condiciones de arrastre, $COMB$ se hace cero al igualarse P con P_{arr} .

La velocidad tangencial debida al *swirl* se calcula como sigue:

$$c_u(\alpha) = k_{CTM} x(\alpha) c_{u,max} \quad (7)$$

Donde k_{CTM} representa la fracción de momento angular que no se ha disipado durante la compresión debido a la fricción (constante empírica), α es el ángulo de giro del cigüeñal y $x(\alpha)$ es una función trigonométrica que modela c_u en función del ángulo de giro del cigüeñal, reproduciendo la aceleración y la deceleración del vórtice del torbellino.

$$c_{u,max} = \left(\frac{D}{D_{bowl}} \right)^2 CTM \frac{D_{bowl}}{2} \omega_M \quad (8)$$

D y D_{bowl} son los diámetros del cilindro y del *bowl* del pistón y CTM es el coeficiente de torbellino medio que representa el cociente de la vorticidad angular del fluido al RCA entre la velocidad angular del cigüeñal (ω_M). Este coeficiente es un parámetro característico del motor de estudio, y puesto que aparece también en el modelo de *tumble*, requiere ser caracterizado tal como se explica en el apartado 4.2.

En el caso del *tumble*, para el cálculo de la velocidad tangencial se ha utilizado el modelo desarrollado por Olmeda, P. y otros en [15], definido como:

$$c_u = v_{mean} f_w \quad (9)$$

En el que la velocidad tangencial se obtiene como el producto de una velocidad media de *tumble* (v_{mean}) y la función de Wiebe (f_w), una función exponencial que modela el desarrollo del *tumble*. La existencia de (f_w) se debe a que el *tumble* se desarrolla durante la carrera de admisión y durante la de compresión solo hasta las proximidades del PMS, pues a medida que se reduce el volumen, el vórtice se queda sin espacio reduciendo cada vez más su radio hasta disiparse.

$$v_{mean} = \frac{CTM \omega_M D}{2} \quad (10)$$

y

$$f_w = e^{-c1 \left(\frac{\alpha_w - \alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1} \right)^{c2}} \quad (11)$$

donde las constantes $c1$ y $c2$ y los ángulos de inicio de la disipación y de fin del *tumble* α_1 y α_2 deben ajustarse para cada motor (su ajuste se puede ver en el apartado 4.3 de calibración del modelo) y α_w es un parámetro que toma el valor del ángulo de inicio de de la disipación del *tumble* en el caso de que este todavía no se haya alcanzado y α en caso contrario. Sin embargo, como se ve en (10), la velocidad media de *tumble* en cada ensayo es constante, pues el coeficiente de torbellino medio es una constante del motor, así como el diámetro del pistón, y la velocidad angular depende del punto de operación del ensayo. Por lo tanto, para modelar la velocidad tangencial debida al *tumble* se multiplica el valor constante de la velocidad media por $f_w \in [0,1]$, buscando obtener el siguiente perfil:

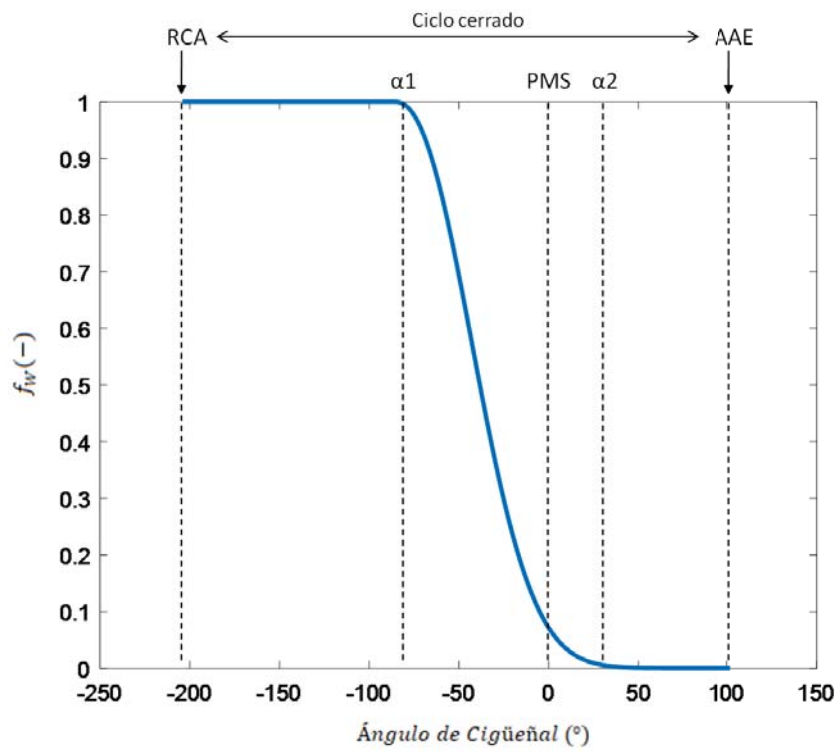


Figura 10. Función de Wiebe

Así se consigue emular el desarrollo de la velocidad de *tumble* durante el ciclo cerrado según tres estados: *tumble* desarrollado ($f_W = 1$), disipación ($f_W \in (0,1)$) y extinción ($f_W = 0$):

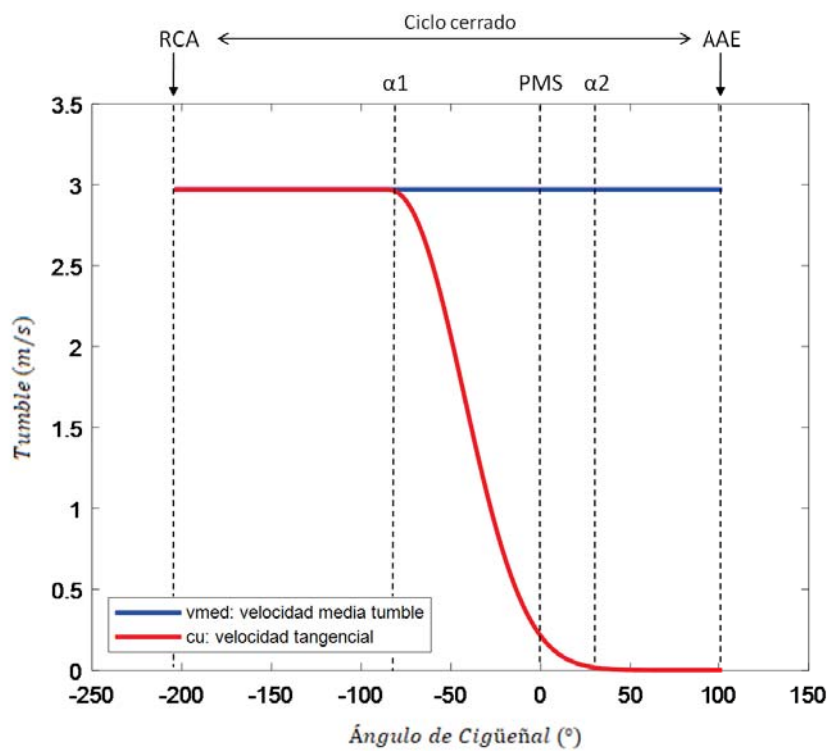


Figura 11. Velocidad media de tumble y velocidad tangencial debida al tumble

4.1.2. Balace de energía

Un balance de energía es muy útil para conocer en qué y en qué proporción se invierte el combustible. El hecho de comparar los distintos términos del balance de ambas configuraciones del motor de investigación puede ser muy interesante para entender el comportamiento del encendido por pre-cámara y cuantificar el grado de mejora que supone la configuración que le acompaña.

Por ello, se ha implementado en CALMEC el siguiente balance energético:

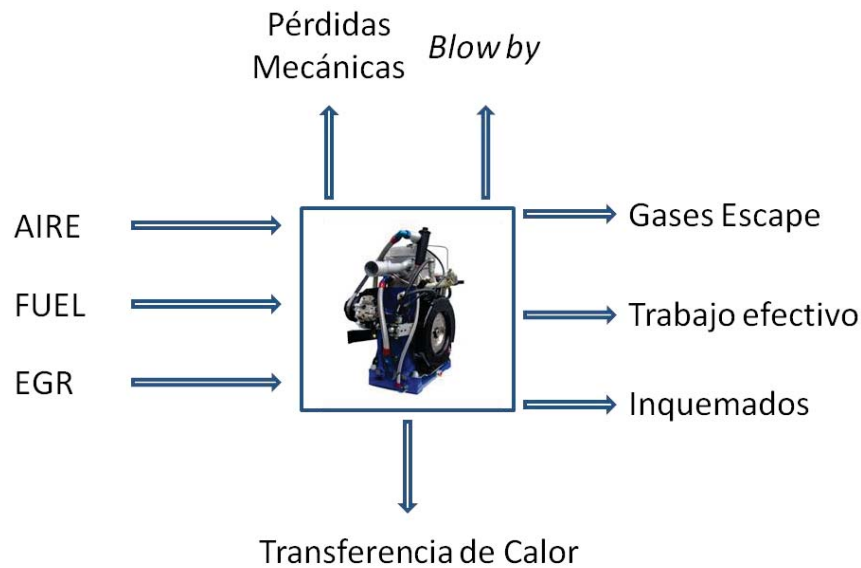


Figura 12. Balance de Energía

- El trabajo efectivo es el realizado por el gas sobre el pistón y que se transmite íntegramente al cigüeñal, es decir, una vez descontadas las pérdidas mecánicas
- Las pérdidas mecánicas computan las pérdidas por fricción, las pérdidas por bombeo y las pérdidas por el accionamiento de auxiliares, como la bomba de aceite, la de refrigerante, la de combustible...
- Las pérdidas por *blow by* expresan la energía que se pierde al fugarse la mezcla del cilindro entre este y el pistón hacia el cárter. La energía interna del flujo de *blow by* considera que las fugas tienen la composición de la mezcla en el cilindro, están a la temperatura de la zona por la que se escapan (cilindro-pistón) y que el gasto másico a través de esta zona se comporta como el gasto en una tobera isentrópica, como se vio en el apartado 3.2
- La transferencia de calor a las paredes de la cámara de combustión ya se ha tratado anteriormente en este mismo trabajo

- El flujo de entalpía de los gases de escape es un balance de entalpías entrantes y salientes: A la entalpía de los gases de escape se le resta la de la mezcla de combustible, aire y recirculación de gases de escape que entran al cilindro
- Por último, los inquemados son los gases que no han llegado a reaccionar y se estiman a partir de las emisiones de monóxido de carbono y de hidrocarburos. Estos valores de emisiones definen una eficiencia de la combustión que determina el porcentaje de combustible que se ha quemado

4.2. MEJORA DE LA USABILIDAD

Al ser un programa en constante desarrollo, las actualizaciones no se habían integrado de la forma más óptima: el código estaba desestructurado y la interfaz era incoherente y poco intuitiva. Se decidió pues, como primer paso hacia la obtención de un programa funcional para cualquier motor de ensayo del CMT, transformar el código en algo legible y fácilmente interpretable y reestructurar la interfaz en Excel. Estas dos tareas se han desarrollado paralelamente, realimentándose recíprocamente en función de las decisiones tomadas en cada una.

4.2.1. Preparación del código en Matlab

En el momento de recibir el programa, el código estaba conformado por un script que hacía la función de ejecutable y varias funciones que correspondían a submodelos de cálculo. La fase 1 de la preparación iba a consistir en estructurar el código de forma que se mejorara su interpretación, fuese intuitivo e incluso mejorara su eficiencia. Esta tarea se desarrolló previamente a la habilitación del código para el motor de gasolina y a la adaptación de sus modelos.

El primer paso consistió en limpiar el script principal, *Launcher* o *Main* de ahora en adelante. La estrategia que se adoptó fue, por un lado, identificar y dividir el código en distintos modelos de cálculo, realizando una función para cada uno de ellos que englobara todas las llamadas a subfunciones vinculadas. Esta misma estrategia se adoptó para cada uno de los submodelos, intentando dejar la función principal del modelo limpia, simplemente manteniendo la estructura ordenando las llamadas a funciones. Este modo de organizar el código tuvo repercusión en, como se verá más adelante, la estructura de directorios de los archivos del programa.

La presencia de funciones con poco contenido se zanjó traspasando su código a funciones con más contenido que guardarán relación con los cálculos que se realizaban. Así, se eliminaron del programa archivos innecesarios a la par que se agilizaron las tareas de depuración al ser más sencillo disponer de los cálculos en una misma función.

Con esto se definieron varias secciones en el programa: La sección de adquisición de datos, la sección de selección de datos, el núcleo CALMEC del programa, modelos como el ajuste de señal instantánea, cálculo de pérdidas mecánicas, transmisión de calor o inyección, sector de resultados...

Por otro lado, también había que establecer un orden jerárquico de trabajo que quedara reflejado en el *Launcher*. Para ello, se aplicó una estructura de bucles anidados que gestionaran los casos a lanzar. Con esto se corrigió la presencia de varias operaciones que se realizaban en bucles distintos pero que perfectamente podían tener cabida en uno mismo, mejorando la eficiencia del código. La estructura resultante es la que se muestra a continuación, con un bucle que ejecuta los distintos intervalos de instantes de un ensayo transitorio y que en el caso de ser ensayos estacionarios como es el caso que nos atañe considera un solo intervalo de cálculo; un bucle que recorre los ensayos seleccionados (en caso de ser estacionarios) o los instantes del intervalo (test transitorio); un bucle que se realiza para cada cilindro del motor.

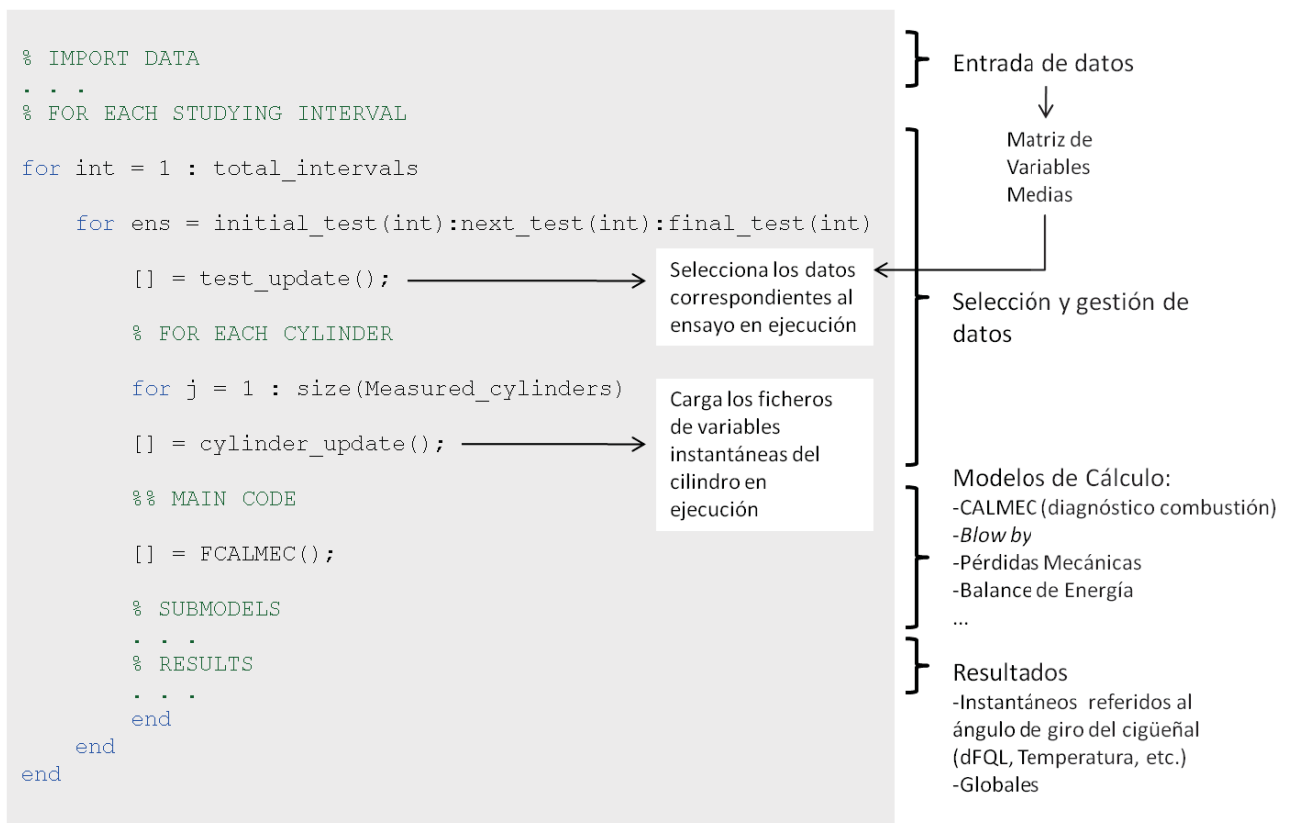


Figura 13. Jerarquía de niveles del script principal

Tras estas modificaciones se completó la fase 1, obteniendo un script principal en el que fácilmente se podía localizar cualquier parte del código y que pasó de tener casi 500 líneas a unas 100 y de ocupar 24 kB a tan solo 6 kB.

Una vez se dispuso de un código ordenado, comenzó la fase 2, con el objetivo de dotar al programa de una buena gestión de los datos.

Uno de los principales problemas que se encontraron al ampliar el rango de utilización de este *software* fue que al estar desarrollado para un motor en concreto, abundaba el *hard code*. El *hard code* es un término del mundo de la programación que señala la mala práctica de incluir datos directamente en el código en vez de obtenerlos externamente, en nuestro caso, desde un fichero de

configuración. Algunos ejemplos de configuraciones fijas entre las líneas de código eran cálculos hechos para motores de 4 tiempos, pudiendo tener una variable dedicada a identificar el motor o rutas a directorios o ficheros incrustadas en las funciones, que al cambiar de PC impedían que el software las encontrara. Así infinidad de operaciones sin opción de ser configuradas, simplemente pensadas para un motor diesel de 4T, inyección directa, sobrealimentado, cuyos datos instantáneos llegan referidos a un vector de ángulo del cigüeñal con un incremento angular determinado, etc. Durante la preparación de un código compatible, estas opciones impuestas se fueron eliminando y sustituyendo por variables manipulables desde el Excel de configuración que permitieran acotar el problema a la perfección sin tener que interferir en el código fuente.

Esta segunda fase de preparación del código tuvo una gran interacción con el sistema de entrada de datos, por lo tanto el archivo de configuración sufrió importantes cambios. Esta interacción se va a detallar en el siguiente apartado.

Para terminar con la mejora del código y en vista a hacerlo legible y comprensible para cualquiera que fuese a trabajar con él, se tradujeron los nombres de las funciones, variables y comentarios al inglés. Además, se añadieron multitud de comentarios a lo largo del programa explicando que cálculos se estaban realizando así como indicaciones sobre las unidades de las variables. Obviamente, fue necesario el uso de algunas estructuras de control y de selección como la sentencia *'if'* o la selección de casos *'switch-case'*, pues en función del motor el formato de entrada de datos cambia y los cálculos varían, pero la idea general fue de reducir estas estructuras para así obtener un código común. Esto se consiguió unificando protocolos y adaptando las instrucciones de forma que fuesen válidas para todos los casos.

4.2.2. Preparación de la interfaz en Excel

El Excel de configuración es la herramienta desde la cual el código lee los *settings* del motor, las especificaciones del combustible, las opciones de cálculo elegidas por el usuario...

Una interfaz agradable es necesaria, pues la perspectiva de este programa es que tenga muchos usuarios, independientemente de sus requerimientos, configuraciones de motor, etc. Por lo tanto, se decidió hacer una plantilla en Excel universal para todas las necesidades que sean competencia de CALMEC, de forma que se rellene con las especificaciones del usuario y se pueda lanzar directamente el programa. El punto de partida fue el Excel de configuración existente, el cuál debido al frenético ritmo de trabajo y las sucesivas implementaciones de modelos de cálculo al código, se encontraba desordenado, con campos repetidos en distintas hojas y una estructura poco acertada.

La tarea de mejora de la interfaz tuvo lugar durante la fase 2, en la que para mejorar la gestión de datos se plantearon varias modificaciones relativas al archivo de configuración:

- Eliminación de información repetida
- Agrupar la información de una forma coherente e intuitiva
- Otorgarle la capacidad de gestionar las opciones de cálculo disponibles en el código
- Añadir las nuevas funcionalidades incorporadas al código
- Separar los datos experimentales de los ensayos
- Traducir al inglés

MEMORIA

Evidentemente, cualquier cambio durante la fase 2 iba acompañado de su complementario en el código: Al cambiar los archivos externos hay que cambiar también la forma en que se leen.

Tras identificar y eliminar la información repetida en el Excel, se diseñó una plantilla de trabajo organizada en distintas hojas. Cada una de estas hojas cubre una necesidad del código, y son:

- *“LAUNCHER”* : Contiene la información relativa al tipo de ensayo: Estacionario o transitorio, arrastre, combustión o pseudoarrastre y ensayos a lanzar. Además, contiene la ruta al fichero de variables medias.
- *“OPTIONS”* : Esta hoja permite determinar las opciones de cálculo de los distintos modelos así como activar o desactivar su ejecución. Contiene las opciones relativas al modelo de llenado y vaciado, modelo de pérdidas mecánicas y pérdidas por *blow by*, ajuste de la temperatura de las paredes de la cámara, ajuste de las condiciones (masa y presión) al cierre de la admisión, modelo de cálculo de la temperatura adiabática de llama o formato del archivo de resultados.
- *“ADJUSTMENT”* : Aquí podemos introducir los parámetros obtenidos de la caracterización del motor, cuyo procedimiento se tratará más adelante.
- *“CONSTANTS”* : Contiene las constantes que usan los distintos modelos de transmisión de calor y de pérdidas mecánicas. En general, si se desconoce el funcionamiento y método de cálculo de estos modelos, la información de esta hoja no debe cambiarse.
- *“INSTRUMENTATION”* : Especifica las medidas de señal instantánea disponibles procedentes de la sala de ensayo (señal de presión en cámara para n cilindros, presión en la camisa, presión de inyección, de escape, de admisión, señal de inyección, tasa de inyección o señal de la bobina). Además, especifica el número de ciclos medidos y con qué frecuencia se han realizado las mediciones en cada ciclo (número de puntos por ciclo).
- *“FLUID”* : En esta hoja se encuentran las especificaciones del combustible usado (gasoil, gasolina o gas natural). Entre la información disponible se encuentra el poder calorífico, dosado estequiométrico o densidad.
- *“MEAN VARIABLES”* : La hoja de variables medias indica, por un lado, el nombre de las variables en el código y las unidades con las que deben introducirse. En la hoja hay que indicar para cada variable del código, el nombre que tiene en la cabecera del fichero de variables medias, así como si se quiere cargar o no. De esta forma, el programa busca las variables comparando las cabeceras con el nombre indicado en el Excel de configuración.
- *“ENGINE”* : Se divide en los campos “Parámetros Básicos”, “Masas”, “Válvulas”, “Inyección”, “Pérdidas Mecánicas” y “Otros”.

MEMORIA

- “AUXILIAR” : La función de esta hoja es simplemente dotar de cierta comodidad a la hora de configurar el motor en el Excel. Esta hoja contiene la información necesaria para que hayan celdas desplegables en otras hojas o que con determinar el tipo de combustible directamente se seleccionen todos los parámetros y no haya que insertarlos uno a uno.

La interacción de las 3 partes fundamentales del programa queda definida en el siguiente esquema:

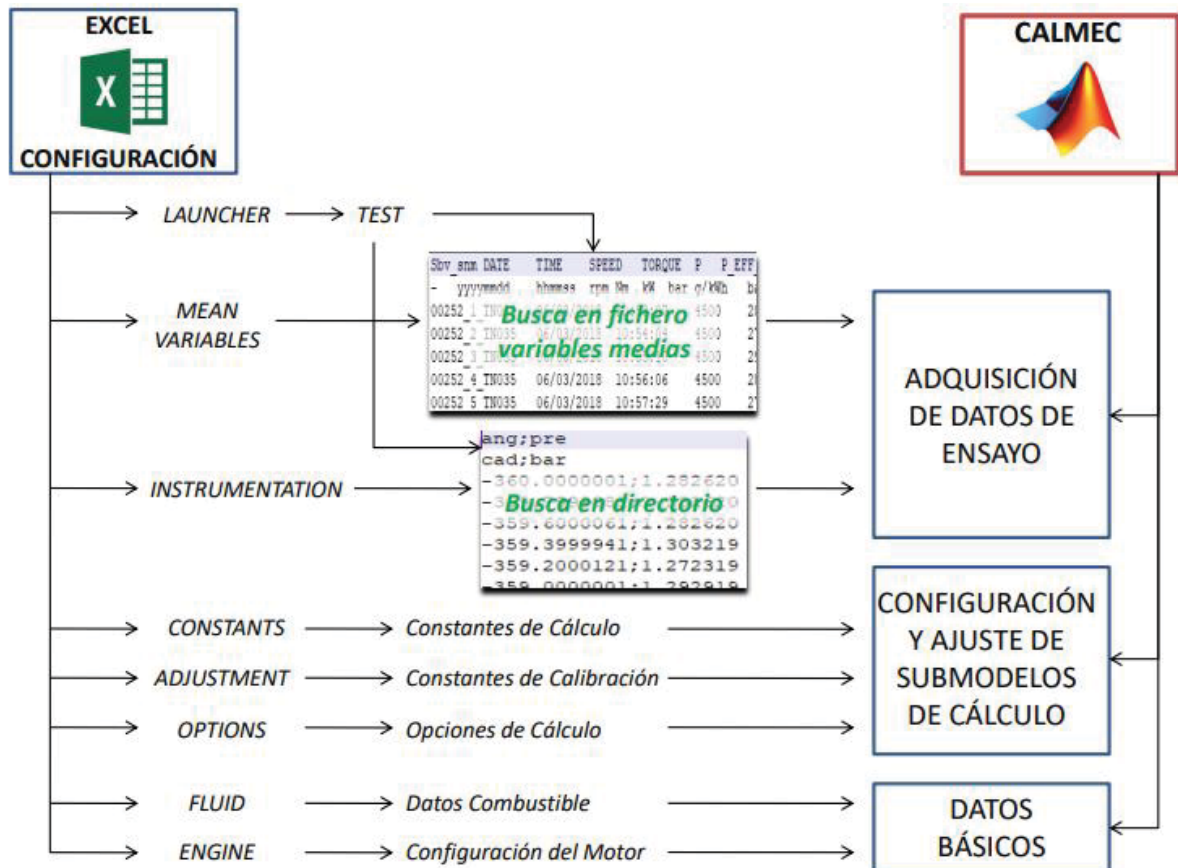


Figura 14. Interacción entre los componentes que conforman el software CALMEC

Sin embargo, esta interacción no siempre fue así. Previamente a la remodelación de CALMEC, si bien los datos de variables instantáneas constituían archivos externos a la configuración, las variables medias se depositaban en una hoja del Excel de configuración y su lectura tenía lugar tal como se detalla en este esquema:

MEMORIA

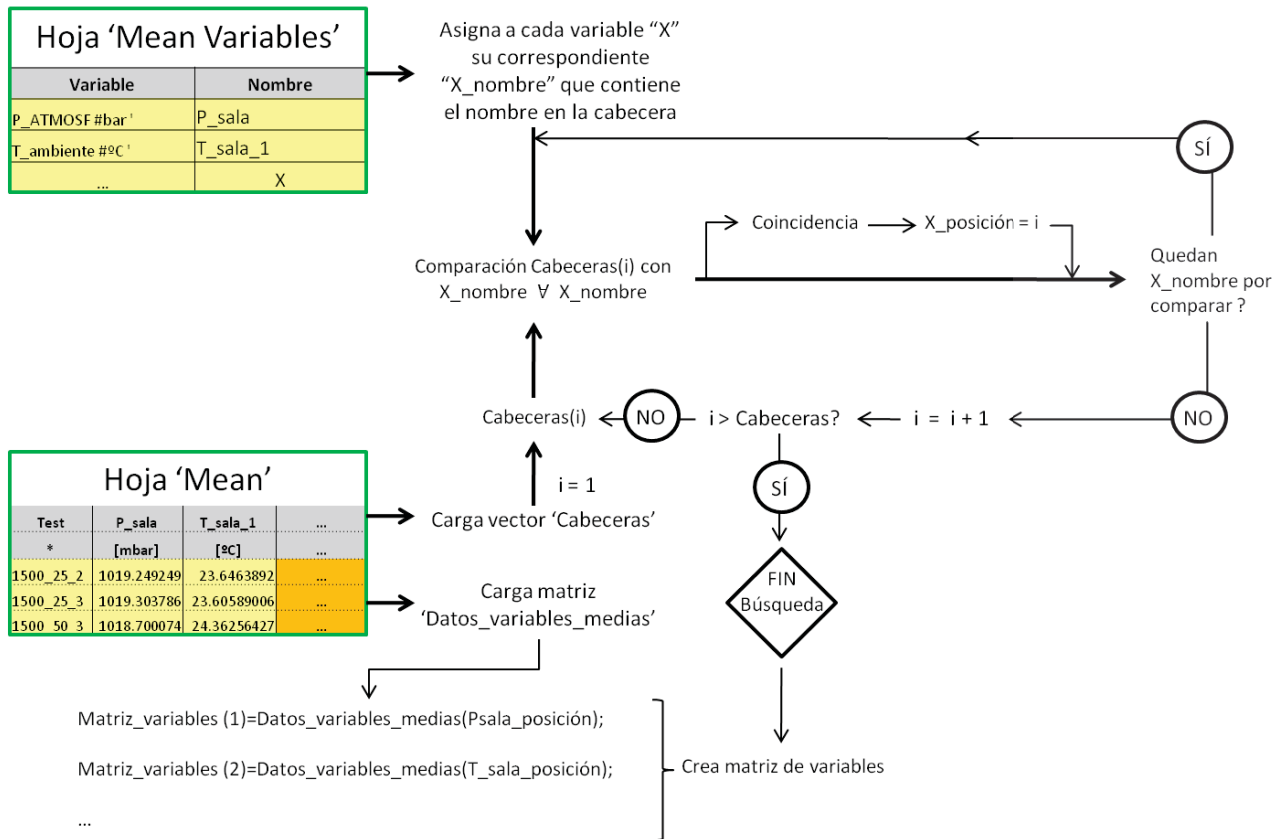


Figura 15. Método de adquisición de variables medias antiguo

Históricamente, las variables medias de los ensayos (régimen de giro, gastos, emisiones...) entraban al programa mediante el archivo de configuración, donde se hallaba una hoja que contenía los datos correspondientes a los ensayos a lanzar. El programa a leía de la hoja 'Mean Variables' el nombre que tenían las variables en la hoja 'Mean', y lo asignaba a una variable en el código. Luego, buscaba la coincidencia en la hoja 'Mean' y se lo asignaba a la variable en cuestión.

De alguna manera, parece que se pretendía dotar al sistema de búsqueda de las variables de un método en el que la posición (columna) correspondiente a las variables no estuviera incrustada en el código, sino que se buscaran comparando cabeceras. Sin embargo, la ejecución no era correcta, pues si bien encontraba la posición comparando el nombre de la cabecera con el que se asignaba en la hoja 'Mean Variables', el proceso mediante el cual se asignaba la cabecera a la variable correspondiente en el código echaba por tierra el propósito: la posición estaba *hard coded*.

Además, el proceso era poco eficiente, pues la comparación con las cabeceras en la hoja de "Mean" se realizaba para todos y cada uno de los nombres indicados en la hoja "Mean Variables" aunque ya hubiese sido asignada (hay una sentencia "if" para cada variable). Este sistema de lectura se podría haber mejorado levemente simplemente usando las condiciones "elseif", de modo que si se encuentra una variable no se sigan comparando las demás, sin embargo la solución adecuada residía en implementar un bucle de búsqueda, que se incluyó en el nuevo sistema de gestión.

MEMORIA

Al no ser este un sistema compatible con la habilitación del programa a otros motores (y por ende, a otros sistemas de variables medias en los que el orden de las variables no es el mismo, y por lo tanto, su posición no puede estar pre-definida), se enfocó la lectura de datos de otra forma:

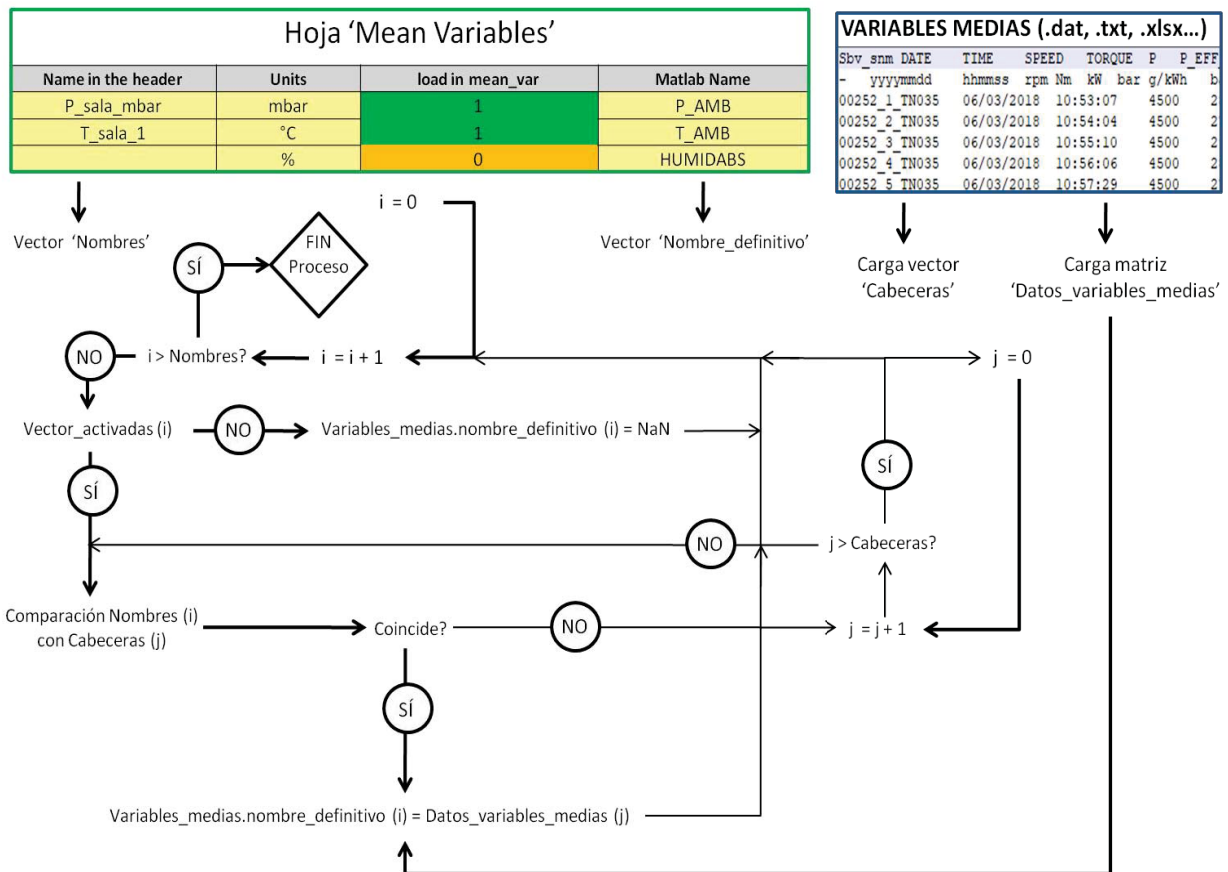


Figura 16. Nuevo método de adquisición de variables medias

Este sistema presenta varias ventajas sobre el original:

- Por un lado, se pueden definir variables extra a parte de las imprescindibles, que en el caso de tenerlas se cargan en el código para realizar cualquier cálculo o simplemente mostrarlas en los resultados y si no se tienen o se prefiere no considerarlas basta con desactivarlas
- Por otro lado, la búsqueda de variables está libre de patrones de búsqueda limitados a un formato de archivo de variables
- Es más cómodo tener las variables medias separadas del archivo de configuración, pues al no llegar todos los ficheros de variables en formato Excel, copiar los datos en una hoja de este formato no siempre es inmediato

MEMORIA

- Las variables medias pasan a formar parte de una variable de tipo “estructura” y se nombran dinámicamente en un bucle, no una por una. El estar almacenadas en una estructura en vez de una matriz tiene la ventaja de que se identifica la variable fácilmente por el nombre del “campo” de la estructura. En una matriz, hace falta saber que columna se corresponde con cada variable
- Por último, hay una columna dedicada a especificar en qué unidades deben entrar las variables medias para evitar errores de cálculo. Las unidades de entrada se basan en las unidades de medición más comunes entre los distintos equipos experimentales, y junto con un trabajo de convertir todas las variables del código al sistema internacional, incrementan la robustez del código

4.2.3. Esquema de directorios

El adoptar una estructura adecuada completa el objetivo de disponer de un programa ordenado.

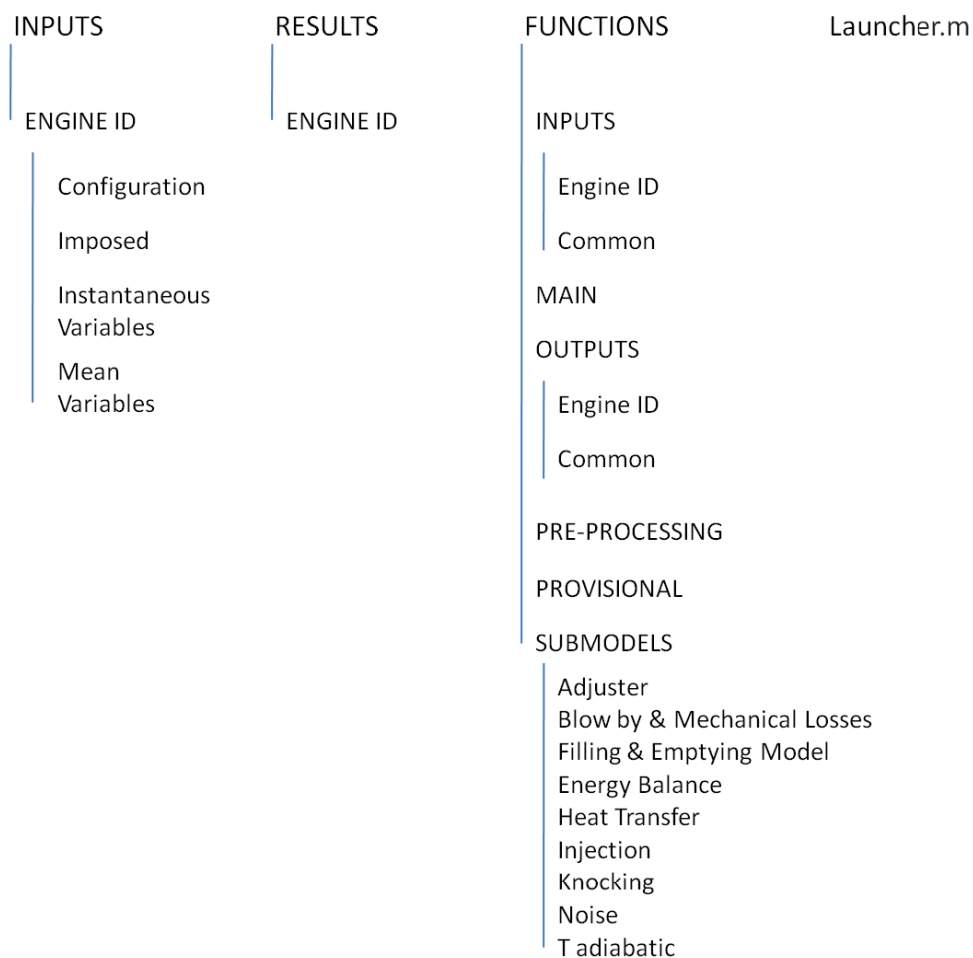


Figura 17. Esquema de directorios de CALMEC

En la figura 17 se muestra la estructura del programa, establecida a partir del trabajo de agrupar y organizar las funciones del código y de remodelar el sistema de adquisición de datos. En las carpetas “*Inputs*” y “*Results*” se hallan distintas sub carpetas “*Engine ID*” correspondientes a los distintos motores cuyos ensayos se están procesando en CALMEC. Dentro de cada carpeta, encontramos los archivos de lectura necesarios para el programa en “*Inputs*” y los resultados instantáneos de cada ensayo y globales de un conjunto de ensayos procesados en “*Results*”. Con esto se puede ver que CALMEC es ahora mucho más versátil, y actualmente permite su ejecución para 5 motores distintos. En cuanto a la carpeta “*Functions*”, esta contiene todos los archivos de software:

- En “*Inputs*” se encuentran las funciones empleadas en la lectura de datos. Como se puede ver, hay funciones comunes y funciones específicas de cada motor, pues los datos no suelen llegar en el mismo formato
- “*Main*” contiene todas las funciones que se encuentran en el script principal, el “*Launcher*”
- La carpeta “*Outputs*” engloba todas las funciones encargadas de escribir los resultados. Es habitual que cada proyecto solicite unos resultados en concreto, de ahí que haya una función específica de resultados para cada motor
- En “*Pre-processing*” se tienen funciones previas al cálculo principal que realizan tareas de acondicionamiento de la señal instantánea de presión
- “*Provisional*” abarca funciones que no están totalmente integradas en el programa, ya sea porque están en periodo de pruebas, porque están en desuso o porque simplemente no encajan en ninguna de las demás carpetas
- Por último, la carpeta “*Submodels*” organiza todos los modelos de cálculo que usa CALMEC

4.3. CALIBRACIÓN DEL MODELO

La entrada de datos al programa, como se ha visto, tiene dos partes: por un lado los datos experimentales obtenidos de las medidas durante los ensayos, y por otro lado la configuración del motor, combustible, etc. No todos los *inputs* están perfectamente definidos, sino que existe cierta incertidumbre en torno a algunos parámetros que hay que ajustar para obtener unos resultados precisos.

Durante este apartado se detalla el proceso de calibración del modelo de *tumble* del cual se narra su adaptación al código en el apartado 4.1 y la calibración que realiza CALMEC de otros parámetros inciertos.

El ajuste del modelo de *tumble* que interviene en la transmisión de calor reside en determinar el valor de los parámetros de la función de Wiebe (11) y del coeficiente de torbellino medio *CTM*. Como se ha explicado anteriormente, con esta función se modela el valor de la velocidad media de *tumble* de forma que simule su evolución en el ciclo cerrado: desde el establecimiento del vórtice hasta su disipación.

Para calibrar esta función se ha hecho uso de una herramienta de CFD que arroja datos sobre el movimiento del fluido en la cámara de combustión. La simulación en CFD no ha formado parte de este trabajo, pero sin estos datos el siguiente método de ajuste no hubiese sido posible. Los datos de partida pertenecen a simulaciones en condiciones de arrastre y son los siguientes:

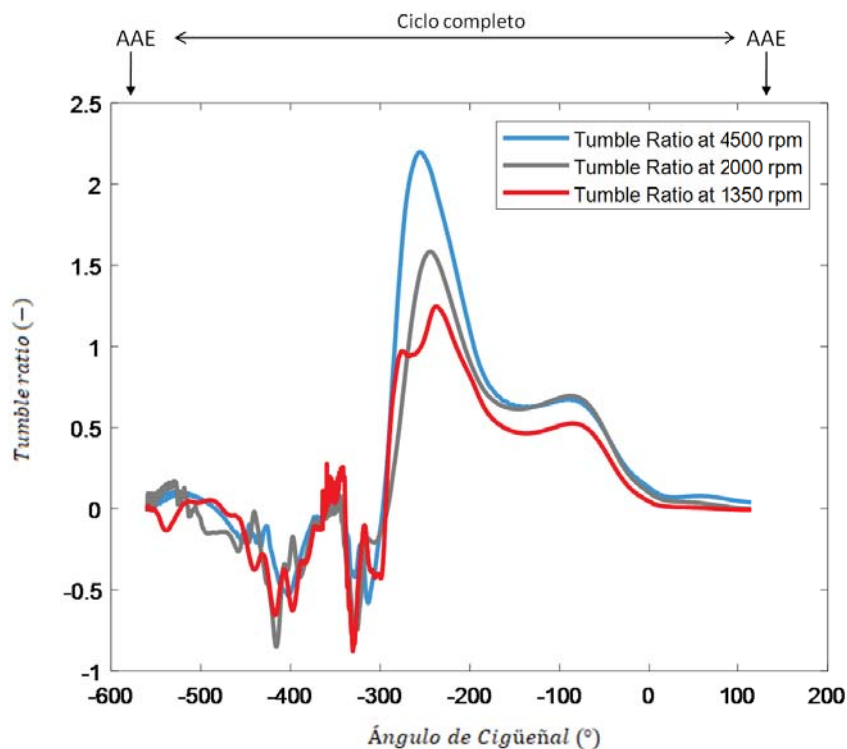


Figura 18. Evolución del Tumble Ratio durante el ciclo completo

El *Tumble ratio* es una magnitud adimensional que refleja la variación de *tumble* y como se puede apreciar en la figura, depende de las condiciones de operación. Sin embargo, este ajuste pretende establecer unos parámetros únicos para el motor de investigación que no varíen en función del ensayo, por lo tanto la estrategia de ajuste ha consistido en ajustar una función para cada simulación disponible y adoptar una solución de compromiso entre todas ellas.

Dado que el objetivo es ajustar el modelo para la transmisión de calor durante el ciclo cerrado, el primer paso es localizar este y recortar los datos.

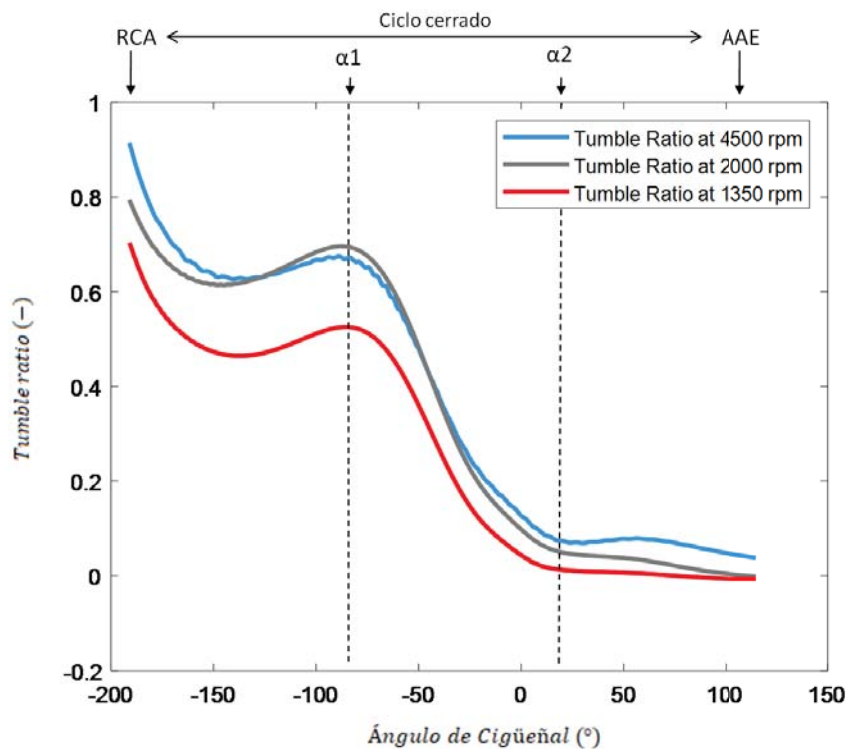


Figura 19. Evolución del Tumble Ratio durante el ciclo cerrado

La función de Wiebe que como se ha visto presenta tres tramos bien definidos, evidentemente no va a ajustarse perfectamente al comportamiento real del gas. Esto no es impedimento para lograr un arreglo suficiente, y para ello se han simplificado las curvas de la figura 19.

La simplificación realizada parte de identificar y asignar los intervalos angulares del *Tumble Ratio* a los tramos correspondientes de la función de Wiebe. Para ello, se localizan en las curvas dos puntos críticos: el inicio y el final de la pendiente pronunciada. Estos puntos van a definir los ángulos α_1 y α_2 y para localizarlos se ha partido de que constituyen máximos y mínimos locales o, como poco, cambios muy bruscos de pendiente. Por ello, a partir de los puntos en los que la derivada se hace 0 se han podido situar fácilmente.

Una vez localizados los ángulos, se iguala el tramo inicial hasta α_1 al valor de *Tumble Ratio* en α_1 y el tramo final desde α_2 a su valor correspondiente, obteniendo las curvas de la figura 20.

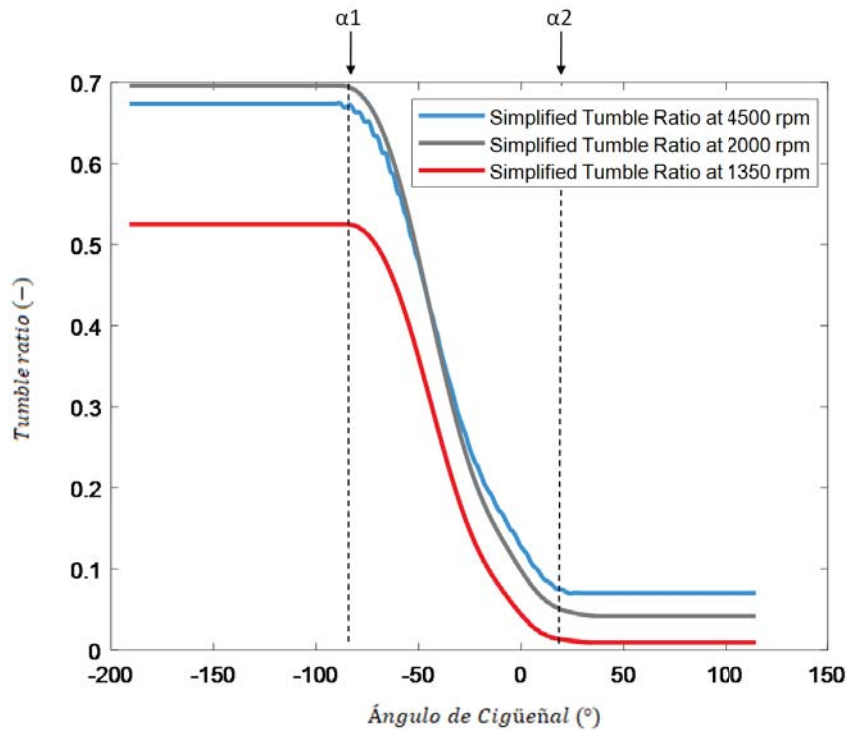


Figura 20. Ajuste de α_1 y α_2

Antes de seguir con el ajuste de c_1 y c_2 se debe hacer una pequeña aclaración conceptual: Como se puede observar, las curvas de esta figura no alcanzan el límite superior de la función de Wiebe (la unidad) y es aquí es donde entra en juego el coeficiente de torbellino medio. Este parámetro se ha obtenido como el máximo del *Tumble Ratio* tras la simplificación, de forma que el ajuste sea en base a la siguiente igualdad adimensional

$$f_w \times CTM = Tumble Ratio \quad (12)$$

Para el ajuste de las constantes restantes, se ha hecho un pequeño estudio del efecto de estas en la forma de la curva ajustada. El estudio ha sido muy simple y manual, simplemente se han ido variando los parámetros viendo que c_1 tiene una mayor repercusión en la pendiente de la bajada, siendo esta mayor conforme se aumenta c_1 y que aumentar c_2 implica fundamentalmente un retraso en el ángulo de inicio del flanco de bajada. Posteriormente, se han optimizado las constantes para cada caso obteniendo los siguientes resultados:

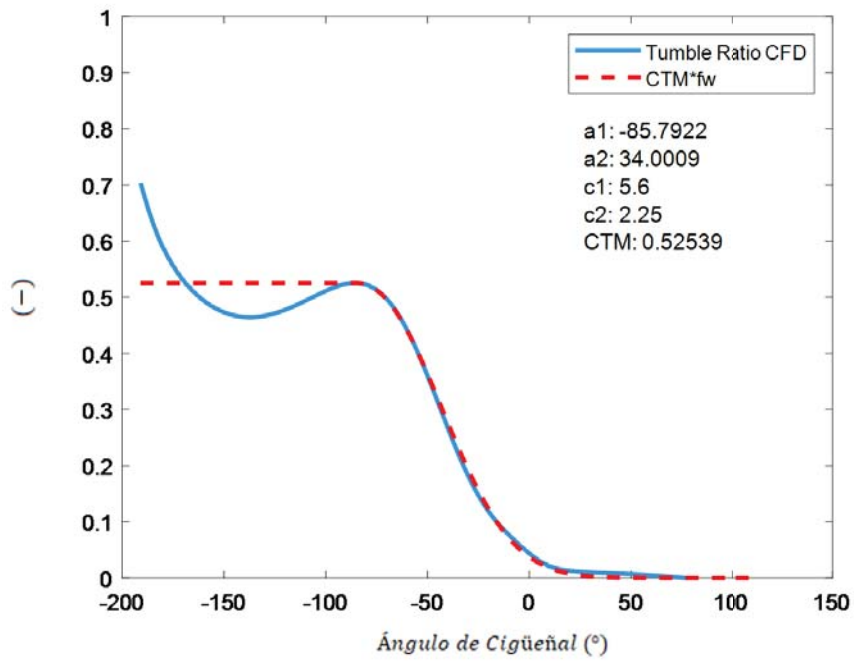


Figura 21. Ajuste Tumble a 1350 rpm

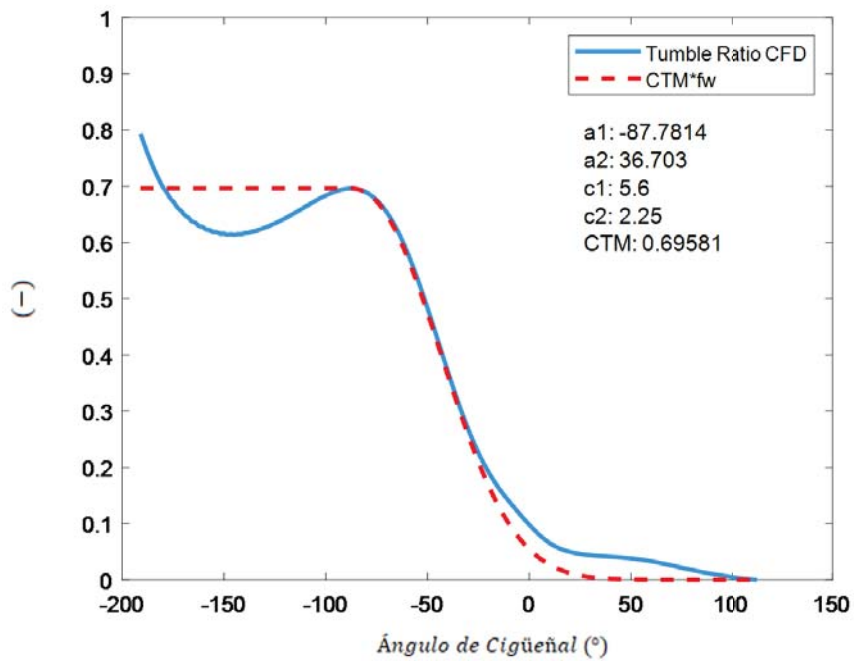


Figura 22. Ajuste Tumble a 2000 rpm

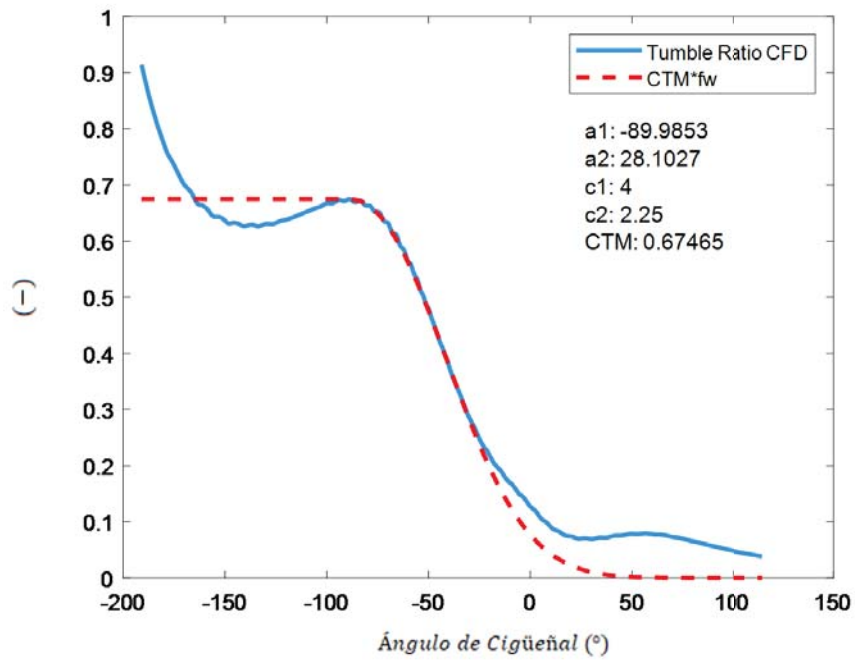


Figura 23. Ajuste Tumble a 4000 rpm

Finalmente, para obtener unos parámetros fijos para el motor que no dependan del punto de operación se ha optado por ponderar los valores optimizados para cada caso en función del régimen de giro, obteniendo el ajuste final:

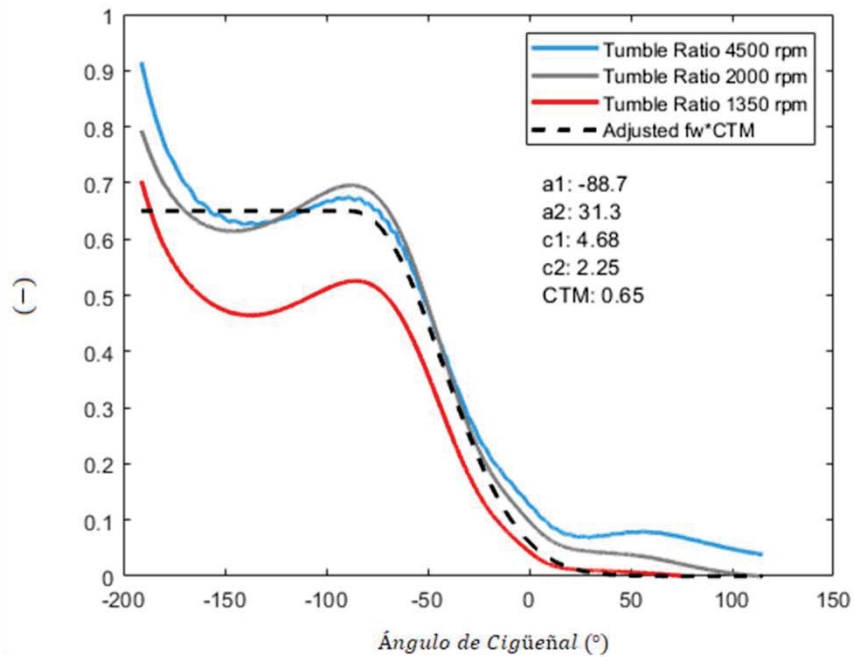


Figura 24. Ajuste definitivo de las constantes de Tumble

El efecto del *tumble* en la velocidad del gas según la ecuación (5) se muestra a continuación:

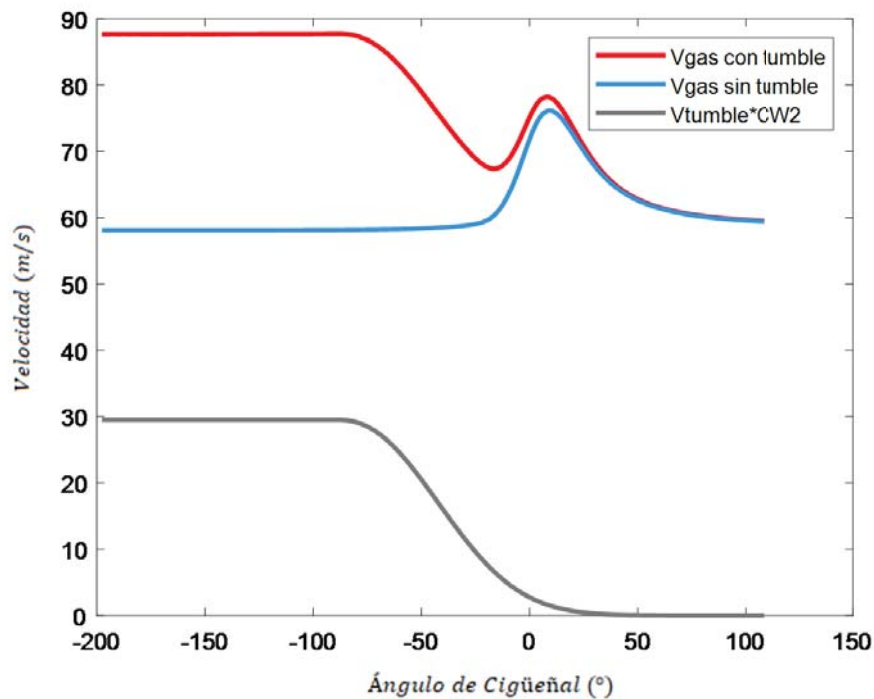


Figura 25. Efecto del *tumble* en la velocidad del gas

Como se observa, el término de la velocidad tangencial debida al *tumble* multiplicada por C_{w2} supone un aumento del 50% en la velocidad del gas al inicio de la compresión.

Una vez calibrado el modelo de *tumble*, todavía hay incertidumbre en torno a algunos parámetros. Para ajustarlos, CALMEC realiza una caracterización del motor mediante ensayos en arrastre. La razón de usar ensayos sin combustión es que la $dFQL$ debería mantenerse en cero (no se libera energía) y se tiene un sistema termodinámico con el siguiente balance energético:

$$dW = - du - dQ - de_{bb} \quad (13)$$

Pero la simplificación va más allá: al no haber combustión, el fluido es sometido simplemente a una compresión y expansión politrópica. De esta forma, se asume que en arrastre la transferencia de calor proporcionada por el modelo de Woschni debe coincidir con la resultante de un proceso politrópico.

A continuación se detallan algunos de ellos, que si bien no son los únicos, el resto se obvia por ser su efecto muy inferior al de los presentados:

- C_{w1} : Coeficiente de Woschni usado en el modelo de transmisión de calor, como se ha visto en el apartado 4.1. El hecho de utilizar ensayos en arrastre facilita su ajuste, pues el término de combustión que interviene en la ecuación de la velocidad del gas (5) en la transmisión de calor desaparece
- RC: La relación de compresión se ha comentado brevemente en el título 2.2.1 y no basta con tomar la indicada por el fabricante, puesto que no toma en consideración la deformación de la cámara debida a la presión o a la inercia ni la presencia de nuevos elementos en el cilindro como el sensor de presión. Además, como se ha explicado anteriormente, en este proyecto se va adoptar una nueva configuración del motor con una RC superior a la original, con lo que no se tiene un valor de fábrica.
- k_{def} : Coeficiente de deformaciones mecánicas de los elementos de la cámara producidas por la presión y la inercia. Al estar estrechamente relacionado con los materiales y la geometría de cada motor, se debe ajustar.
- $\Delta\alpha_{TOT}$: El desfase total es el equivalente a ubicar la posición del PMS en la señal de presión. Se compone de, por un lado, el desfase geométrico α_G que es la diferencia angular entre el inicio de la adquisición de datos y el punto de máxima presión en condiciones de arrastre. Además, el desfase termodinámico α_t constituye un segundo sumando en la determinación del desfase total, y tiene en cuenta el ángulo desde el punto de máxima presión hasta el de mínimo volumen. Como se puede entrever, la determinación del PMS con respecto a la señal de presión no es inmediata: no vale simplemente cuadrarlo con el punto de máxima presión (pues la presión máxima tiene lugar antes del PMS), hay que cuadrarlo con el punto de mínimo volumen.

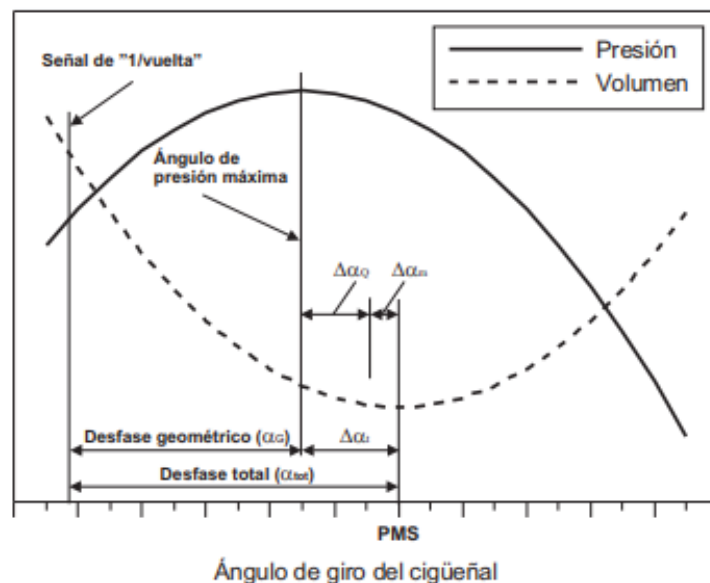


Figura 26. Desfases angulares [4]

Como se puede ver, αt se descompone a su vez en dos desfases, producidos por la transferencia de calor a las paredes (αQ) y por las pérdidas de masa por blow by (αm).

La calibración entrega valores precisos de RC, $\Delta\alpha_{TOT}$ y k_{def} . Sin embargo, C_{W1} queda calibrado para condiciones de arrastre, que si bien es lo suficientemente preciso, el modelo de transmisión de calor en combustión no es del todo perfecto.

El proceso de caracterización consiste en un método iterativo que parte de unos valores iniciales dados y los ajusta hasta que la liberación de calor sea efectivamente cero. El primer paso es realizar un estudio de sensibilidad de cada parámetro: Hay que cuantificar la influencia de cada uno de estos parámetros por separado en la ley de combustión. Seguidamente, ya teniendo un conocimiento de los efectos de cada variable, CALMEC propone un nuevo conjunto de valores ajustados cada uno en un sub-bucle. En el momento en el que la variación de un nuevo conjunto de parámetros respecto al anterior difiera menos de un 1%, se dan por ajustados y se finaliza la caracterización [4].

Hay un parámetro que requiere ser ajustado y que sin embargo no se ha nombrado anteriormente debido a que su ajuste es necesario siempre, ya sea en un ensayo de arrastre para caracterización o en cualquier ensayo de combustión. Se trata de la señal de presión en la cámara. El captador de presión ofrece la variación de presión instantánea, y para convertirla a valores absolutos, se debe referenciar a alguna otra presión, habitualmente la de admisión. El tratamiento de esta señal incluye también un filtrado para eliminar el ruido.

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1. METODOLOGÍA

Con el programa preparado para estudiar el motor MEP de investigación y los submodelos de cálculo adaptados a este propósito, se pueden procesar las medidas experimentales recogidas en la bancada de ensayos del laboratorio. La toma de de datos experimentales no forma parte del ámbito de ocupación este trabajo, sino que las tareas relacionadas con este TFG comienzan con los datos en bruto.

El primer paso es seleccionar los ensayos que se quieren procesar. Con los ensayos seleccionados, se rellena la plantilla Excel de configuración en compañía de los datos del motor y de su caracterización, combustible, etc. Posteriormente, se introducen las variables medias y las instantáneas pertinentes en los directorios oportunos del programa y se ejecuta el programa. Una vez finalizado el procesado, se dispone de los resultados listos para ser analizados.

El análisis va a consistir, por un lado, en la comparación de las leyes de combustión procedentes de ensayos en las configuraciones 1 y 2 del motor, esto es, el motor encendido por chispa y el motor con una pre-cámara incorporada a la bujía, sin ningún cambio adicional en la configuración. Estas comparaciones irán acompañadas de datos de interés de cada ensayo que complementarán las explicaciones oportunas y permitirán cuantificar la mejora que aporta este sistema por sí solo.

Seguidamente, se realizará un estudio paramétrico de algunos de los factores más determinantes a la hora de evaluar un motor obtenidos para las tres configuraciones, de forma que se pueda apreciar el incremento de prestaciones logrado con la estrategia de mejora del rendimiento planteada en el apartado 2.2.

5.2. EFECTO DEL ENCENDIDO POR PRE-CÁMARA SOBRE LA LEY DE COMBUSTIÓN

La ley de combustión es un buen indicativo de la evolución del proceso de combustión. Expresa la tasa de liberación de calor ($dFQL$) y en MCIA suele referenciarse al ángulo de giro del cigüeñal, cuyo valor 0° coincide con el PMS en las siguientes gráficas.

A continuación, se van a comentar las tasas de liberación de calor obtenidas de CALMEC para tres puntos seleccionados y para las configuraciones 1 y 2, a las que se referirá alternativamente como SI (*Spark Ignition*) y configuración con pre-cámara respectivamente de ahora en adelante. El mapa de puntos de operación se muestra a continuación, y como condiciones de contorno a los ensayos realizados hay que decir que se han realizado sin recirculación de gases de escape y operando en dosado estequiométrico.

- Alta carga y régimen de giro alto
- Media carga y régimen de giro medio
- Baja carga y régimen de giro bajo

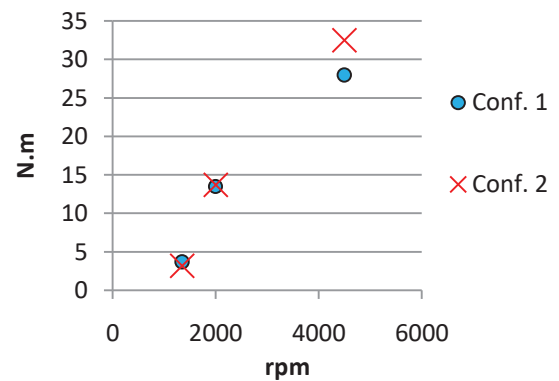


Figura 27. Mapa de puntos de operación seleccionados: Par vs rev/min

Aunque se aportarán algunos datos para facilitar el seguimiento de combustión como son el ángulo de avance del encendido y una serie de ángulos que indican el porcentaje de combustible quemado hasta ese momento con el formato [CA-porcentaje quemado], lo que se pretende hacer es un análisis cualitativo del efecto del sistema de pre-cámara sobre la velocidad de combustión comprobando que coincide con lo esperado. Para cuantificar brevemente la mejora producida, se reflejarán los datos de incremento en el rendimiento.

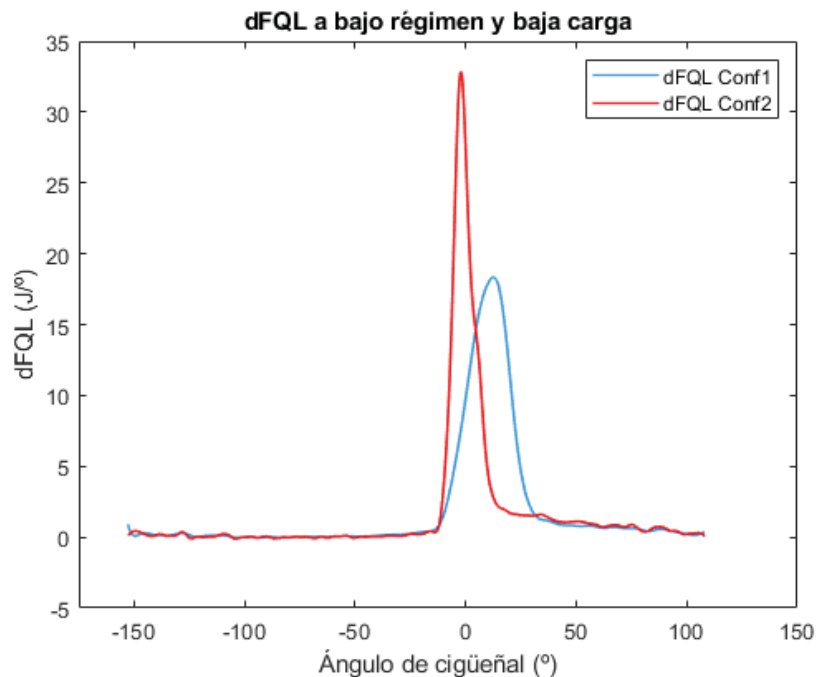


Figura 28. Tasa de liberación de calor a bajo régimen de giro y baja carga

A priori, y cumpliendo con lo que se espera, se observa que la velocidad de combustión es mucho mayor encendiendo con el concepto de encendido por pre-cámara. Esto se deduce a partir de que la ley de combustión usando este sistema es mucho más estrecha, es decir, el inicio y el final de la

combustión están más cerca. En ambos casos la combustión comienza en torno a 8° antes del PMS, pero con la tecnología de pre-cámara se acaba de quemar alrededor del CA50 de la combustión SI.

Aunque el pico de máximo calor liberado es mayor con la configuración 2 ($32 \text{ J}/^\circ$ 2° antes del PMS contra $18 \text{ J}/^\circ$ 12° después del PMS), al ser puntos con el mismo grado de carga y mismo dosado, en el cilindro se encuentra la misma masa de combustible en ambos casos y la liberación total de calor (FQL) es la misma. La diferencia está en cómo se libera, siendo la forma más rápida con el concepto de encendido por pre-cámara y suponiendo un incremento en rendimiento indicado de un 2%.

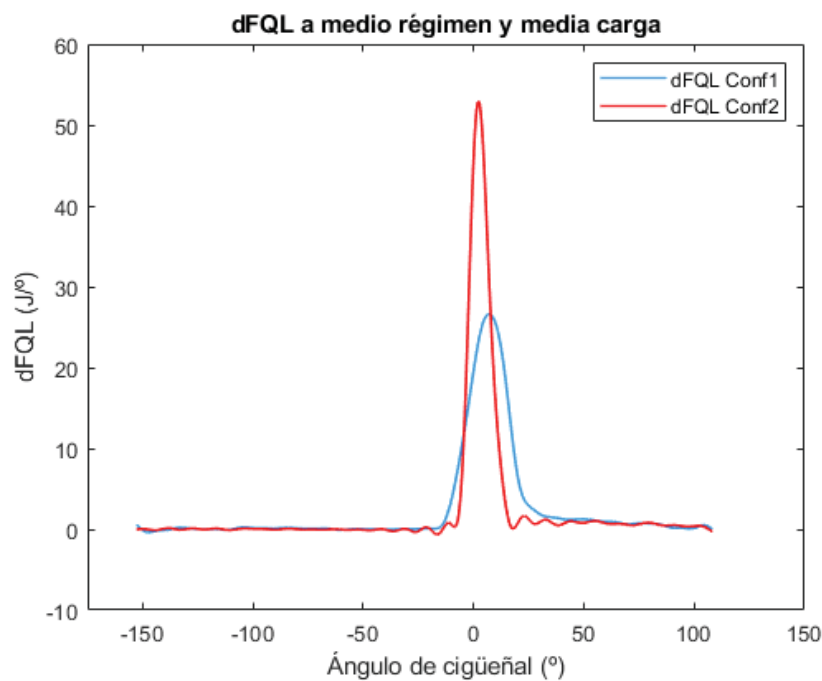


Figura 29. Tasa de liberación de calor a medio régimen de giro y medio carga

En este segundo punto de operación, la configuración SI obtiene un rendimiento indicado del 40% frente al 41% de la configuración con pre-cámara. En este caso, la gestión del encendido en la configuración 2 se ha atrasado 8° respecto a la 1, lo que provoca que el inicio de la combustión se retrase 2° . Como se puede deducir, el intervalo de tiempo desde que salta la chispa hasta que prende la mezcla en el cilindro se ha acertado mucho con el concepto de encendido por pre-cámara, es decir, se ha mejorado la ignición. Además, se ha requerido incluso menos energía en el electrodo (67 mJ contra 73 mJ). Si a esto le añadimos el hecho de que la combustión evoluciona desde los distintos orificios de la pre-cámara, se obtiene una ley de combustión que es lo suficientemente rápida como para alcanzar su pico antes que la combustión convencional haga lo propio y finalizar 15° antes.

El retrasar el encendido al usar el concepto de encendido por pre-cámara se debe a que al ser la combustión tan rápida, para mantener el centrado de la combustión en el ángulo de máximo rendimiento hay que comenzarla más tarde. Sin embargo, pese a retrasar el encendido, la

combustión finaliza antes, siendo esto muy interesante para el concepto de mejora del rendimiento planteado en este trabajo: si se quiere mejorar el rendimiento basándose en el aumento de la relación de compresión, con un encendido tradicional debería atrasarse el salto de la chispa para evitar el *knocking*, retrasando mucho la combustión y limitando o incluso disminuyendo las ganancias provenientes de una mayor RC.

En cambio, con los niveles de velocidad alcanzados con este novedoso sistema de ignición, atrasar el encendido no es tanto un problema. La ventaja que presenta una combustión tan rápida es que se consiguen las ventajas de un encendido adelantado sin la necesidad de llevarlo a cabo. De esta forma, se puede mantener el proceso centrado en el PMS, recuperando el CA50 que con encendido por bujía se retrasaría al tener una combustión lenta sumada a un inicio tardío.

Para finalizar el análisis de las ventajas de la ignición con pre-cámara se adjuntan los resultados del tercer punto de operación:

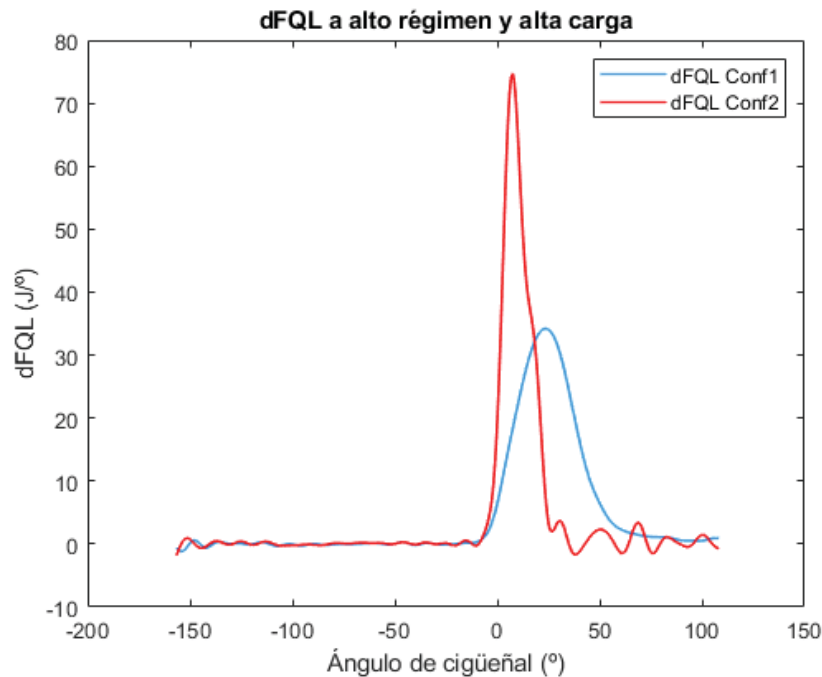


Figura 30. Tasa de liberación de calor a alto régimen de giro y alta carga

Al superponer las tasas de liberación de calor a alto régimen de giro y alta carga, se puede realizar la misma apreciación que en los casos anteriores: El ángulo transcurrido desde la actuación de la bujía hasta el CA10 es de 22° en la configuración 1 y de 12° en la configuración 2.

La chispa salta alrededor de 14° antes del PMS con la configuración 1 y 10° antes del PMS con la configuración 2. No obstante, los CA90 se sitúan respectivamente a 45'6" y 21'4" después del PMS. En estas condiciones, se logra un aumento en el rendimiento indicado de un 3'5%.

5.3. ESTUDIO PARAMÉTRICO

A continuación se van a enfrentar distintos parámetros resultantes de los ensayos realizados en cada una de las configuraciones planteadas. Los valores representados provienen de un promedio de los datos obtenidos en distintos puntos de operación, siendo el punto 1 a alta carga y alto régimen de giro, el punto 2 a media carga y régimen de giro medio y el punto 3 a baja carga y bajo régimen de giro:

		Vel. (rpm)	Fr (-)	Mfuel kg/h	Mair kg/h
Punto 1	Conf 1	4500	1.00	3.86	56.42
	Conf 2	4500	1.00	3.85	56.49
	Conf 3	4000	0.79	2.87	59.80
Punto 2	Conf 1	2000	1.00	0.95	14.30
	Conf 2	2000	1.00	0.94	14.75
	Conf 3	2000	0.79	0.73	15.48
Punto 3	Conf 1	1350	1.10	0.37	5.82
	Conf 2	1350	1.08	0.37	5.61
	Conf 3	1000	0.81	0.23	4.71

Tabla 2. Puntos de operación escogidos

Todos los ensayos se han realizado sin recirculación de gases de escape, sin embargo, como se puede ver en la tabla 2, el dosado empleado en los tests de la tercera configuración no es estequiométrico al igual que en el resto de configuraciones, sino que se trabaja con un exceso de aire en la mezcla de en torno a un 25% como se puede deducir a partir del dosado relativo Fr. Esto, como se verá a lo largo de este apartado, presenta ventajas e inconvenientes.

Como se observa en la tabla 1, para la configuración 3 se pretende combinar el concepto de encendido por pre-cámara con otras estrategias de interés por su impacto positivo sobre el rendimiento, en este caso el aumento de la relación de compresión y la implantación de un ciclo tipo Miller. Este estudio permitirá identificar el potencial de una configuración de MEP orientada a maximizar la eficiencia y con ello a reducir el consumo de combustible.

5.3.1. Máximo de la tasa de liberación de calor

En el apartado anterior se ha hecho una observación cualitativa del incremento en la velocidad de la combustión que ofrece la ignición por chorros turbulentos. A continuación se muestra un parámetro que es indicativo de esta velocidad:

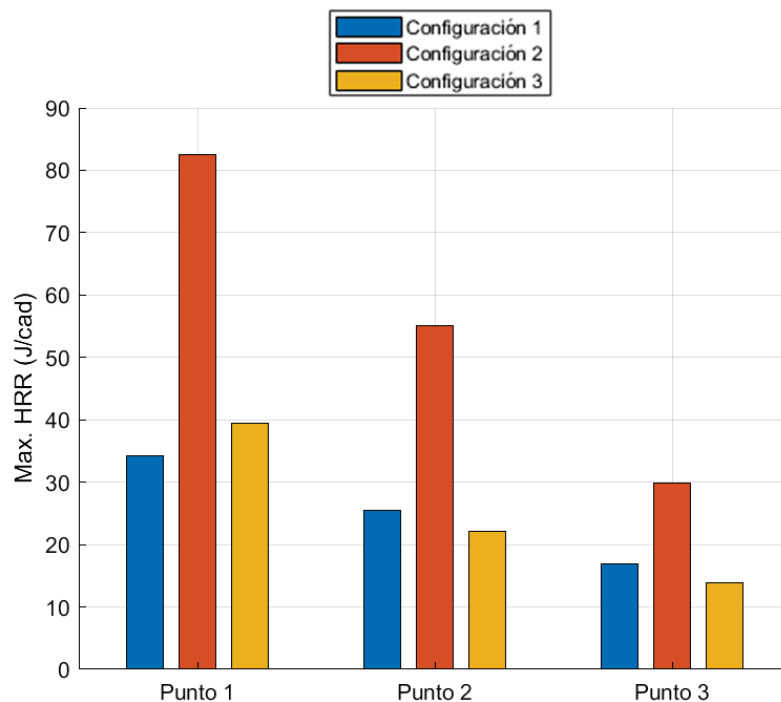


Figura 31. Comparación máxima tasa de liberación de calor en las tres configuraciones propuestas

El máximo en la tasa de liberación de calor (*Heat release rate* en inglés) considerando que el calor total liberado es el mismo en las configuraciones 1 y 2 (mismo grado de carga, mismo dosado y mismo combustible) muestra lo rápida que ha sido la combustión, pues un pico más elevado es sinónimo de una $dFQL$ más estrecha que se desarrolla a lo largo de un intervalo angular más corto. Disponer de una velocidad de combustión más elevada es beneficioso ya que ofrece un margen más amplio para centrar la combustión, esto es, acercar el CA50 a su ángulo óptimo en las proximidades del PMS.

En la figura anterior se ve que el máximo de la $dFQL$ en la configuración 3 no es tan elevado como en la configuración 2, si bien el calor liberado total es menor en esta configuración al reducir el combustible inyectado para operar en condiciones de mezcla pobre y por lo tanto esta configuración no es comparable. También se muestra que la ignición en la configuración 3 es capaz de aumentar la velocidad de combustión en algunas condiciones a pesar de trabajar con mezcla pobre, sin embargo hay que recordar que una combustión más rápida no es la única ventaja del encendido por pre-cámara: los focos de ignición más distribuidos y con mayor aporte energético que la chispa son factores que participan en la lucha contra el *knocking*.

5.3.2. CA50

El CA50, también conocido como ángulo de posicionamiento de la combustión, ya se ha tratado anteriormente y es el ángulo de cigüeñal para el cual se ha quemado el 50% de la mezcla en el cilindro. Hay estudios experimentales que relacionan combustiones óptimas con un CA50 situado en torno a $7^\circ - 8^\circ$ después del PMS [16]. Una combustión tardía disminuye el rendimiento, pues se

alcanzan menores presiones en el cilindro. En cambio, una combustión demasiado adelantada con el CA50 centrado en el PMS empeora el rendimiento térmico del motor debido a unas mayores pérdidas por transmisión de calor. Que sea poco dependiente de las condiciones de operación lo convierte en un dato muy importante que puede ser utilizado como parámetro de control por el sistema de ignición para definir el punto de encendido.

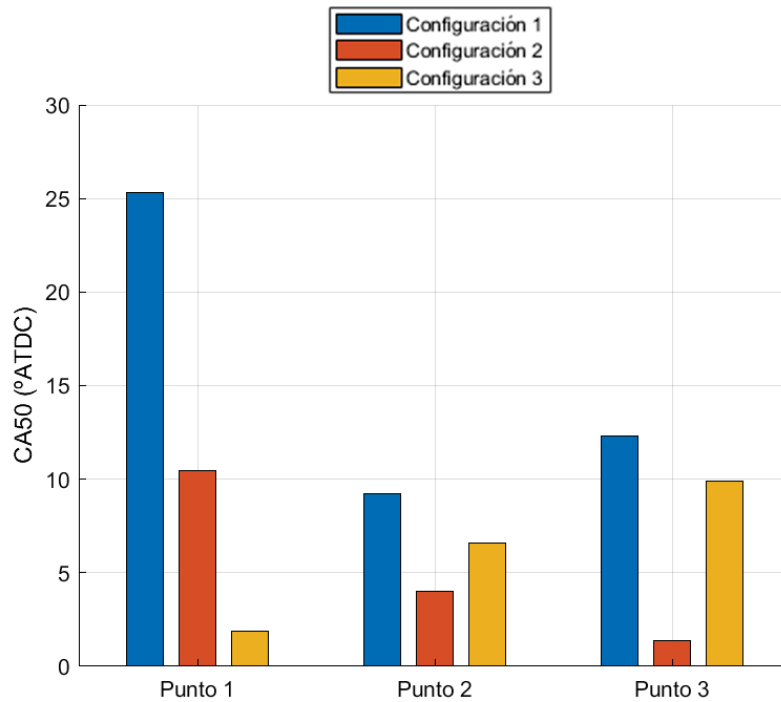


Figura 32. Comparación CA50 en las tres configuraciones propuestas

En el gráfico superior se muestra el ángulo CA50 en grados después del punto muerto superior (0°). Como se puede ver, el concepto de encendido por pre-cámara ayuda a recuperar el CA50, posicionándolo más cercano al PMS. Aunque los valores obtenidos durante el diagnóstico no se acerquen en algunos casos a los puntos óptimos propuestos, no significa que el resultado sea peor: el simple hecho de haber situado el CA50 por debajo de los valores de referencia de la configuración 1 es una ventaja, pues significa que a partir de ese ángulo se puede retrasar la combustión todo lo que se desee (lo difícil es adelantarla evitando el *knocking*).

5.3.3. Knocking: MAPO

En el caso de la configuración 2, se observa detonación en la figura siguiente. Esto se debe a que el estudio de la precámara se ha centrado en apreciar el incremento de velocidad en la combustión y es precisamente esta elevada velocidad la que produce las peligrosas oscilaciones en la presión.

En cambio, con la configuración 3 no sólo se ha conseguido un mejor posicionamiento de la combustión (figura 32), sino que el *knocking* ha disminuido. Esto se debe a la combinación de un combustible de mayor calidad con una combustión que avanza desde distintos focos (cada orificio de la pre-cámara) y a mayor velocidad.

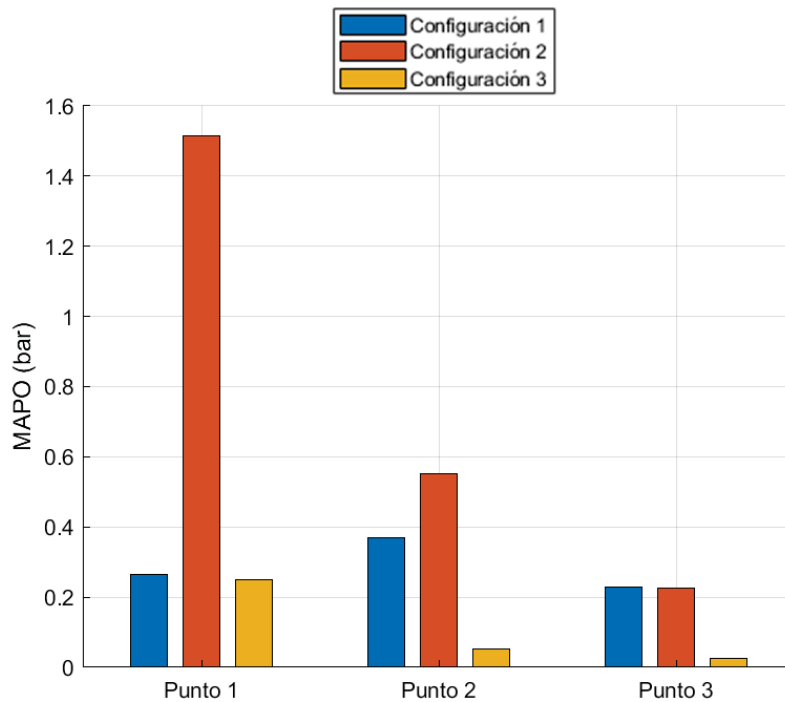


Figura 33. Comparación MAPO en las tres configuraciones propuestas

Los resultados obtenidos en la configuración 3 mejoran notablemente a los originales. Se puede afirmar que la tecnología de pre-cámara tiene sus mejores aptitudes a alto régimen, pues manteniendo el índice de detonación ha llevado el CA50 hasta 2° después del PMS.

5.3.4. Máxima presión en cámara

Remitiéndonos a la figura 31, una velocidad de combustión mayor supone una mayor presión alcanzada durante el ciclo cerrado. En la siguiente figura se exponen las presiones máximas registradas para cada caso, pero hay que tener en cuenta que la configuración 3 trabaja con una relación de compresión mayor (1:13,4 vs 1:15,2) y con menos combustible (ver tabla 2). Por ello, no debe ligarse la relación que guardan las presiones de las configuraciones 1 y 2 y sus respectivos máximos de liberación de calor con el caso de la configuración 3.

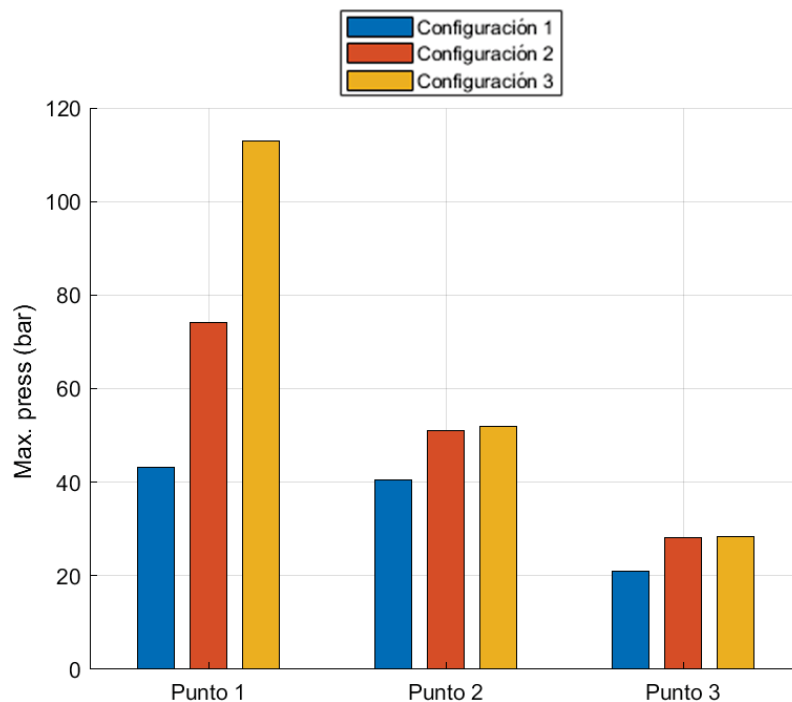


Figura 34. Comparación presión máxima en las tres configuraciones propuestas

Considerando que las comparaciones establecidas se realizan entre puntos prácticamente iguales en cuanto a grado de carga, es decir, la masa encerrada en el cilindro es muy similar como se puede ver en la tabla 2, el aumento experimentado en el pico de la presión viene determinado fundamentalmente por la relación de compresión, por la cantidad de combustible quemado (bastante inferior en la configuración 3) y por la duración y situación angular de la combustión: cuanto más combustible se queme durante la compresión (cuanto menos descentrada esté la combustión), mayores presiones se alcanzan. El efecto sobre el rendimiento del avance del encendido se basa en esta afirmación como se ha explicado en la introducción teórica, y en este caso el concepto de encendido por pre-cámara permite aprovecharse de los efectos positivos de adelantar el encendido sin tener que adelantarlos realmente, pues con las elevadas velocidades de combustión puede mantenerse el instante de salto de la chispa o incluso atrasarse y quemar más gas durante la compresión. Así pues, cuanto mayor sea la presión, mayor es el trabajo sobre el pistón aumentando la eficiencia.

Se debe hacer el mismo comentario respecto al ángulo de máxima presión que respecto a la figura 32 en la que se explicaba el CA50: se deduce que las modificaciones realizadas en el motor de investigación han permitido adelantar el ángulo de presión máxima sin poner en peligro la integridad del motor. A partir de aquí, atrasar la presión es perfectamente factible, si bien situar su pico en el ángulo óptimo va mejorar el rendimiento.

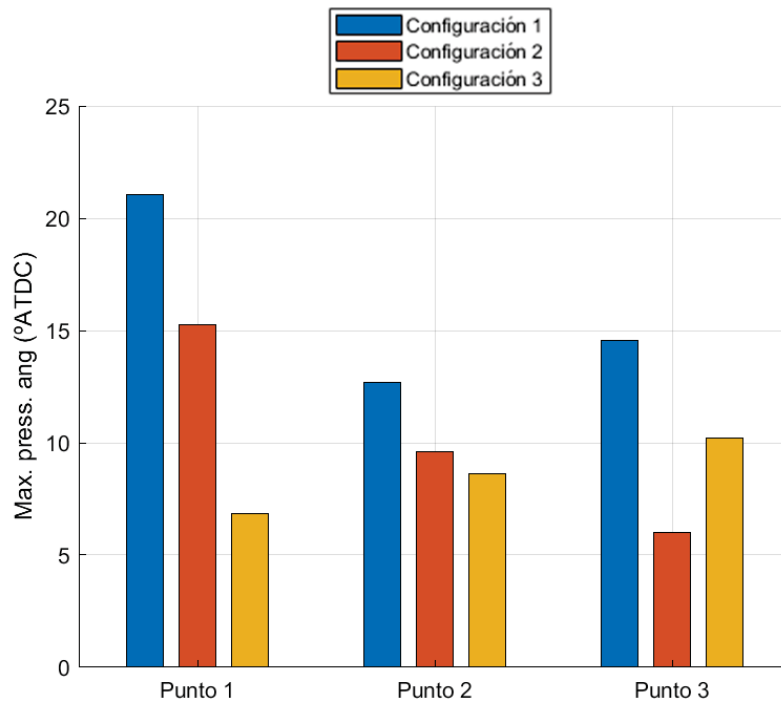


Figura 35. Comparación del ángulo de máxima presión en las tres configuraciones propuestas

5.3.5. Variación de la pmi: estabilidad del funcionamiento

Hay un concepto que no se ha tratado todavía y que influye sobre el rendimiento del motor. Se trata de la dispersión cíclica, y como su propio nombre indica, este concepto trata las variaciones que experimenta el motor entre los sucesivos ciclos. El frente de llama no progresa igual en todos los ciclos, sino que debido a pequeñas variaciones en, por ejemplo, el movimiento del gas o los dosados locales, su difusión se altera.

La dispersión cíclica se va a evaluar mediante la variación ciclo a ciclo de la presión media indicada (pmi). Para ello, CALMEC ofrece el coeficiente de variación de la pmi, es decir, el ratio de la desviación estándar de la pmi respecto a la media. Un coeficiente de variación de la presión media indicada alto disminuye el rendimiento indicado y la eficiencia de la combustión al ser el funcionamiento del motor más inestable, y usualmente se dice que por encima del 10% el funcionamiento es inestable y por debajo del 5% se tiene un muy buen funcionamiento.

Como se puede observar en la siguiente figura, en todos los casos el COV es bueno, así que los efectos del concepto de encendido por pre-cámara en la dispersión cíclica no son especialmente notorios.

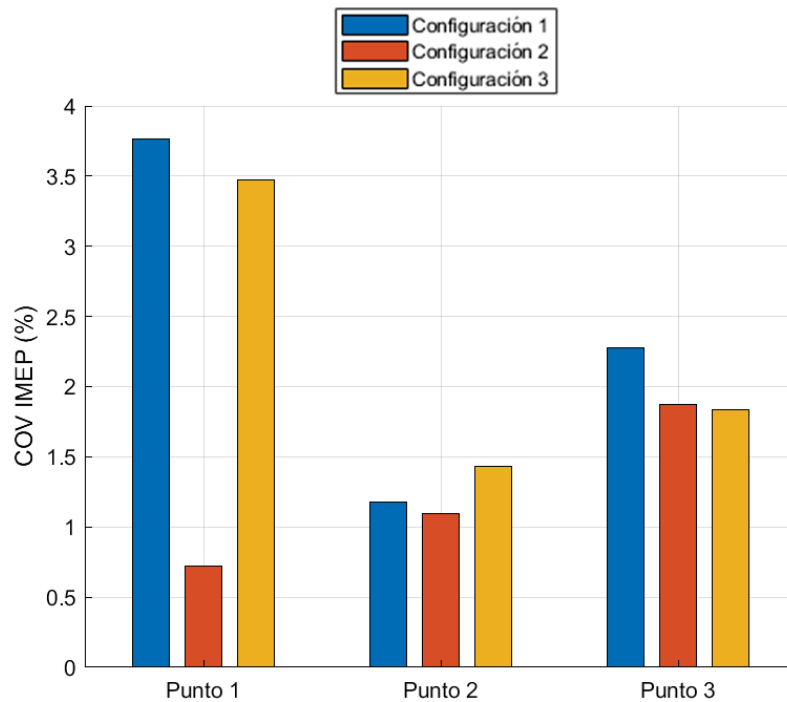


Figura 36. Comparación del COV de la pmi en las tres configuraciones propuestas

5.3.6. Rendimiento

El trabajo desarrollado ha ido enfocado a mejorar la eficiencia del motor, así que se espera un aumento en esta. En el siguiente gráfico de barras se adjuntan los rendimientos indicados obtenidos para cada una de las tres configuraciones. El rendimiento indicado es la relación entre la potencia indicada obtenida y la potencia térmica disponible en el combustible consumido y se ha optado por mostrar el rendimiento indicado neto, es decir, una vez descontadas las pérdidas por bombeo pero no las de fricción y auxiliares.

El hecho de haber descontado las pérdidas por bombeo es para apreciar el efecto que tiene adelantar el cierre de la admisión y operar con mezcla pobre, permitiendo anular parcialmente la regulación de aire entrante con la mariposa de admisión y consecuentemente reduciendo notablemente las pérdidas que surgen al trasegar el fluido y restringir su paso con la regulación por mariposa.

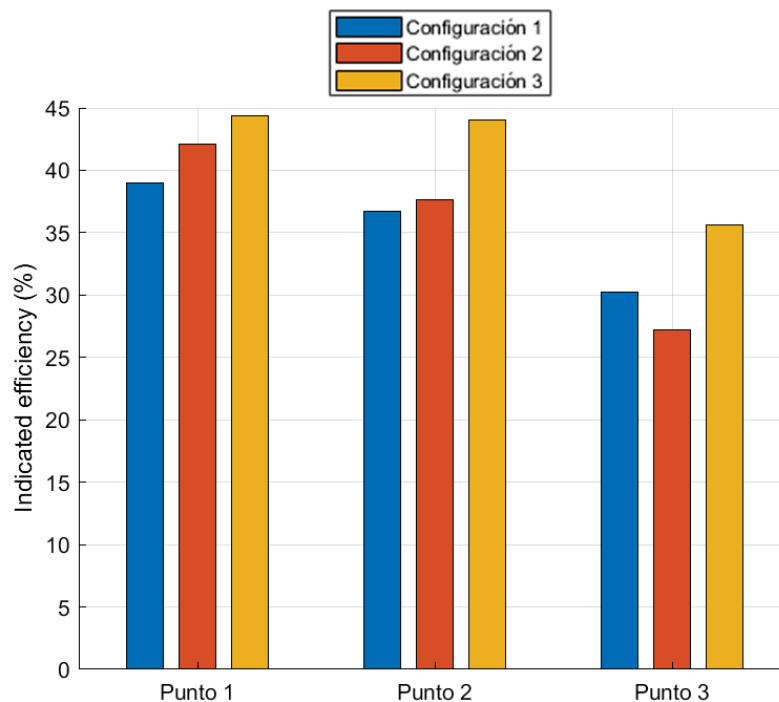


Figura 37. Comparación del rendimiento indicado neto en las tres configuraciones propuestas

Al hecho de operar con un dosado pobre en la configuración 3 se le atribuye gran parte del impacto sobre el rendimiento indicado. La clave del éxito de una mezcla pobre en este caso reside en que una menor presencia de combustible no ha dificultado ni lentificado la ignición, pues precisamente en la mejora del encendido es donde una pre-cámara demuestra su mayor potencial: la energía que liberan los chorros turbulentos es mucho más capaz que el arco eléctrico de la bujía. Cabe decir que un dosado relativo distinto de uno trae un problema consigo, que se va a tratar más adelante al revisar los resultados de emisiones.

En cuanto a complementar la bujía con una pre-cámara, el impacto en el rendimiento ofrece buenos resultados en los puntos 1 y 2, sin embargo en el tercer punto de operación se obtiene un mal rendimiento. De nuevo, se puede afirmar que el máximo provecho de la ignición por pre-cámara se obtiene a alto grado de carga y alto régimen de giro, siendo esta tecnología deficiente a baja carga y bajo régimen.

En definitiva, un incremento en el rendimiento del 7% es un orden de magnitud para nada despreciable y que supone un gran avance en el campo de la automoción. Según el anterior gráfico, se puede afirmar rotundamente que la tecnología de ignición con pre-cámara es un actor que combina perfectamente con distintas estrategias de mejora de la eficiencia en motores de combustión, y su cómputo global ofrece una mejora a la par que no pone en riesgo los componentes del motor, pues como se ha visto, el índice de *knocking* MAPO alcanza su mínimo con la configuración 3. Este hito pone de manifiesto el potencial del concepto de encendido por pre-cámara.

5.3.7. Eficiencia de la combustión

Para comprender mejor el próximo apartado es conveniente definir el parámetro de eficiencia de la combustión. Como se ha expuesto durante la explicación del balance energético implementado en el programa, la eficiencia de la combustión se calcula a partir de las emisiones de hidrocarburos y monóxido de carbono y expresa el porcentaje de combustible que se ha quemado.

La eficiencia de la combustión aumenta con el incremento del exceso de aire hasta que el calor empleado en calentar el aire supera el liberado por la combustión más eficiente. Dependiendo del combustible usado, los valores de la relación combustible/aire varían, aunque las tendencias son las mismas tanto para gasolina como para gas natural. En el gráfico que se adjunta a continuación se pretende apreciar cualitativamente la reacción de los contaminantes al variar el dosado. Nótese que al hablar de contaminantes no se incluye el CO₂, pues pese a ser un gas nocivo para el planeta, es el producto de la combustión y por lo tanto es lo que se espera obtener y no se puede cambiar (siendo los combustibles hidrocarburos).

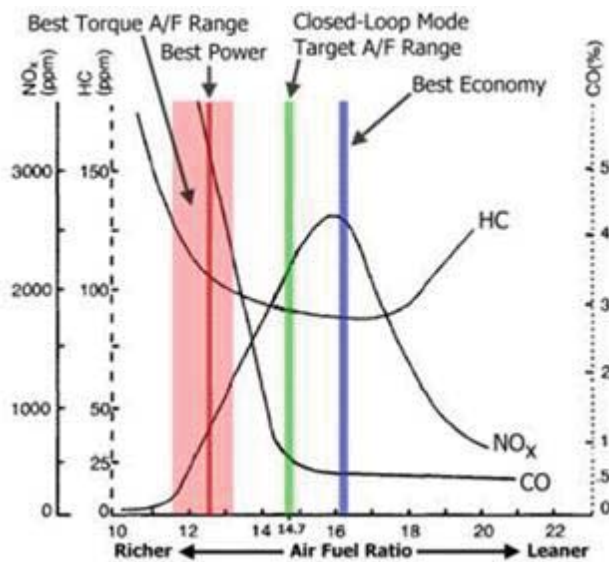


Figura 38. Evolución de las emisiones en función del dosado usando gasolina [17]

La siguiente gráfica muestra la evolución de la eficiencia de la combustión para los distintos puntos y configuraciones:

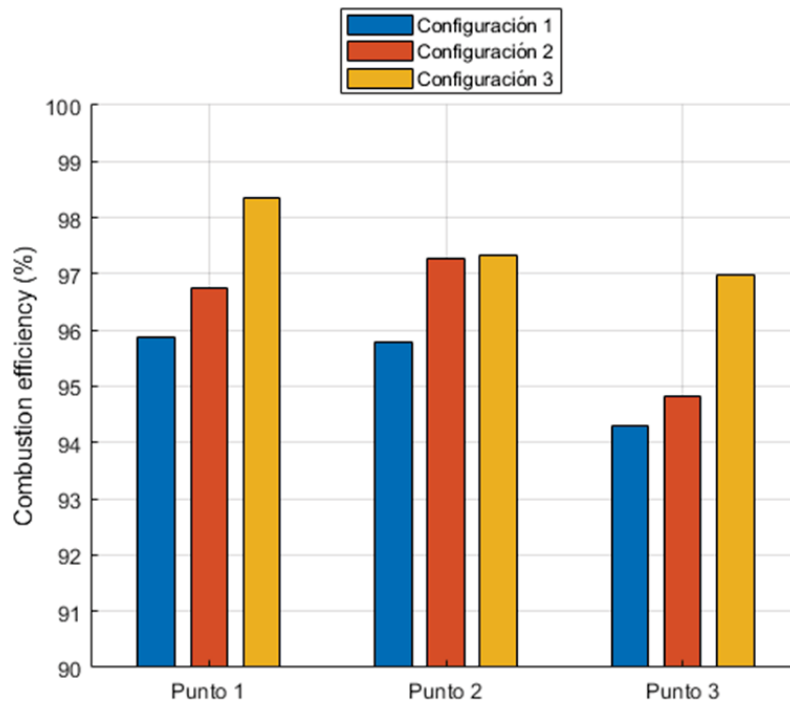


Figura 39. Comparación de la eficiencia de la combustión en las tres configuraciones propuestas

Efectivamente, el operar con exceso de aire ha aumentado la eficiencia de la combustión.

5.3.8. Emisiones contaminantes

Para finalizar el estudio de las mejoras propuestas sobre el motor original, se van a tratar las emisiones. Respecto a las unidades en las que se presentan, se debe hacer un comentario. Desde un punto de vista científico, cuantificar las emisiones o el consumo en g/kWh es mucho más explicativo, pues equipara las condiciones de todos los casos que se comparan: se han emitido unos determinados gramos de contaminantes y se ha consumido tanto combustible para obtener una determinada potencia. En este caso, las emisiones se refieren a kWh de potencia indicada. Esta pequeña aclaración viene a decir que proporcionar datos de emisiones o de consumo en g/km como se hace en otros ámbitos de la automoción orientados al consumidor no es representativo, pues dependiendo de las condiciones (pendiente de la carretera, peso del vehículo, etc.) se emitirá más o menos.

En primer lugar, se presentan las emisiones de CO. Según la evolución de la eficiencia de la combustión, se debería haber reducido el monóxido de carbono, pues este se forma en exceso con mezcla rica ya que al faltar aire la reacción del combustible no es completa, produciéndose la oxidación parcial del carbono. Con mezclas pobres, el CO emitido se debe fundamentalmente a las disociación de especies producida por las altas temperaturas [18].

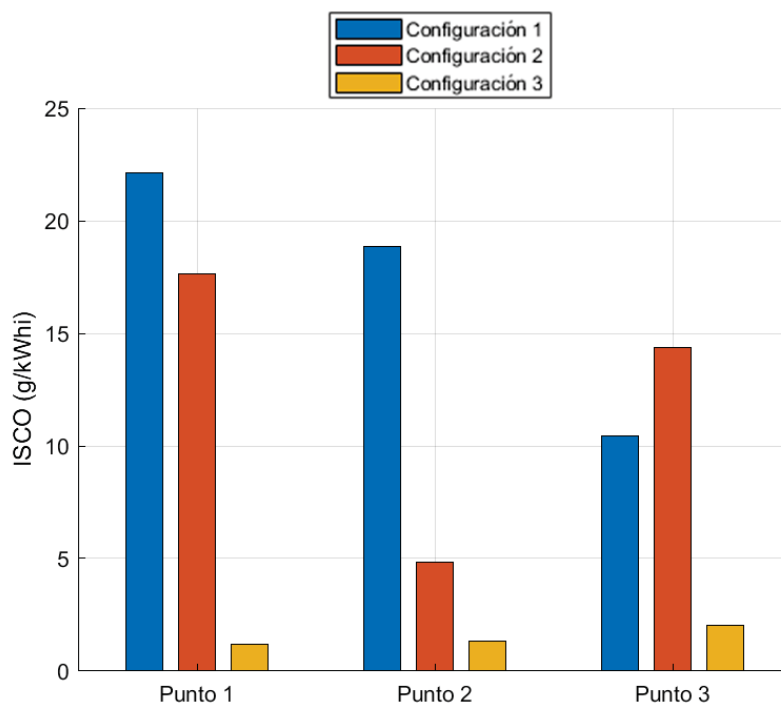


Figura 40. Comparación de emisiones específicas de CO en las tres configuraciones propuestas

Si bien en la configuración 2 se puede ver una reducción del monóxido de carbono en dos puntos, a baja carga y bajo régimen (punto de operación en el que menos diferencia hay en la eficiencia de la combustión entre las configuraciones 1 y 2) se ha emitido más CO (un 40% más). Con la configuración 3 la reducción ha sido mucho más notoria, consiguiendo rebajar estas emisiones hasta en un 90% a alta carga y régimen de giro alto.

En cuanto a la emisión de hidrocarburos sin quemar, la tendencia de estos según la figura 38 es de reducirse con el empobrecimiento de la mezcla hasta cierto punto a partir del cual la combustión es tan deficiente que no alcanza a quemarse todo el combustible. Estas emisiones son típicas de condiciones de mezcla rica, pues un exceso de combustible supone que no todo vaya a reaccionar, expulsando de esta forma el sobrante.

En la siguiente figura se puede observar que, a pesar de que la reducción de HC no ha sido del mismo orden que la de CO, sí que es apreciable sobre todo a baja carga y bajo régimen donde los dosados en las configuraciones 1 y 2 son ligeramente ricos. En este punto se ha rebajado un 50% la emisión de HC en la configuración 3 respecto a la 1, y en las dos configuraciones con pre-cámara se ha logrado emitir menos hidrocarburos en todo el rango de operación.

MEMORIA

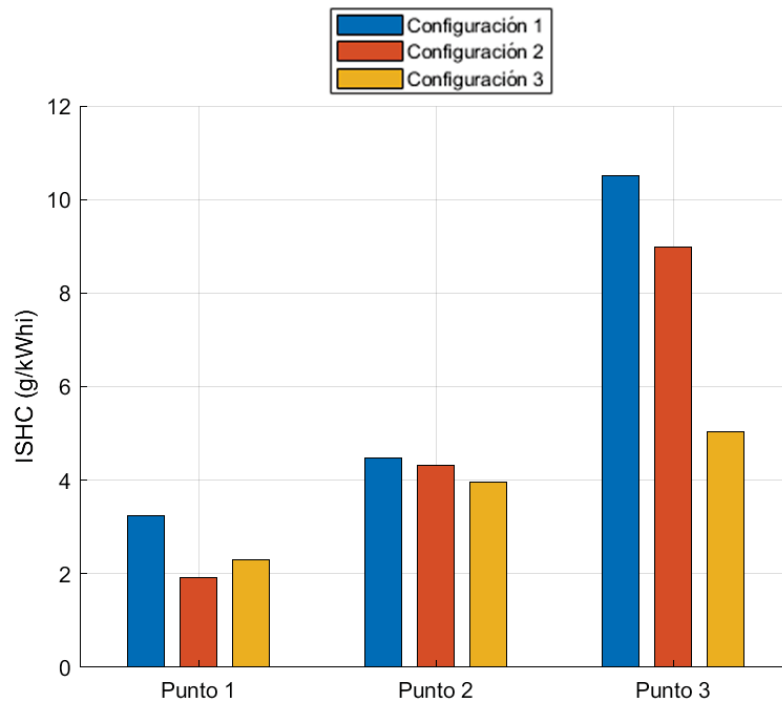


Figura 41. Comparación de emisiones específicas de HC en las tres configuraciones propuestas

Para finalizar la comparativa de emisiones, la figura 42 muestra las emisiones de óxidos de nitrógeno:

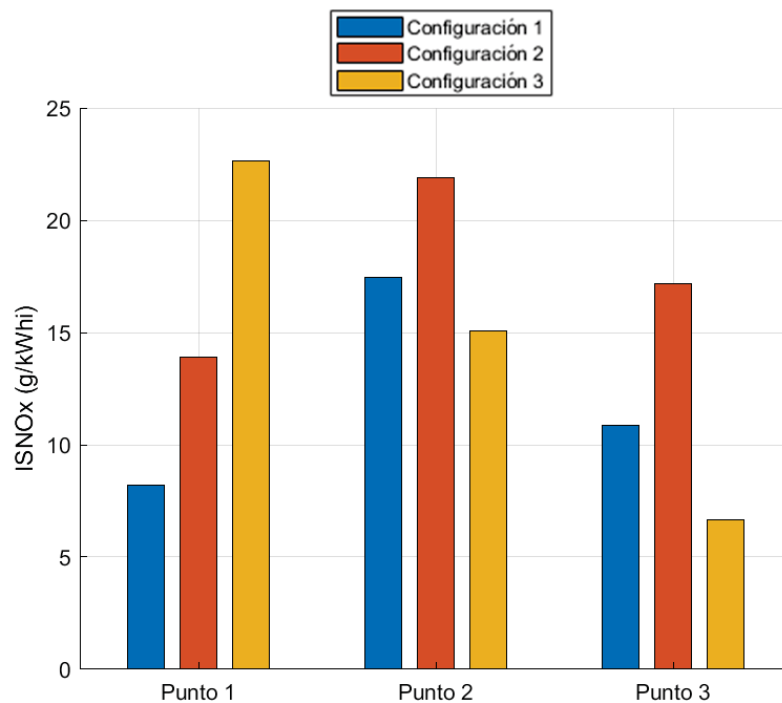


Figura 42. Comparación de emisiones específicas de NO_x en las tres configuraciones propuestas

Las emisiones de óxidos de nitrógeno en la configuración 2 aumentan debido a que el combustible quema más rápido, lo que incrementa las presiones y temperaturas en el cilindro y con ello la formación de NO_x : el nitrógeno presente en el aire se combina con el oxígeno formando estas emisiones tan perjudiciales para la salud y para el medio ambiente.

En la configuración 3, a alta carga y alto régimen han llegado a aumentarse en un 180%, si bien en los demás puntos se han reducido. Incluso habiéndose reducido las emisiones de NO_x , la configuración 3 tiene una gran desventaja respecto a las otras por el hecho de trabajar con un dosado no estequiométrico: el post tratamiento de los gases de escape. Actualmente, los MEP funcionan en su mayoría con dosado estequiométrico, y esto se debe en gran parte al requerimiento del sistema de tratamiento de las emisiones (catalizador de 3 vías). Fuera de la estequiometría, este tipo de catalizador no es útil y por lo tanto mientras las configuraciones 1 y 2 pueden beneficiarse de su efectividad, la configuración 3 no.

Como síntesis al análisis de emisiones, según lo esperado en general las emisiones de CO y de HC se han reducido, sin embargo las emisiones de NO_x a alta carga han aumentado con la configuración 3 respecto a la configuración SI. Esto se debe tanto a la tendencia observada en la figura 38 como al aumento de temperatura adicional producido por la combustión más rápida.

6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1. CONCLUSIONES

Como fin a la memoria de este proyecto, se muestran las conclusiones obtenidas tras estudiar los resultados y cotejarlos con los análisis previos del concepto de encendido por pre-cámara.

- La velocidad de combustión usando el concepto de encendido por pre-cámara es sin duda mucho más rápida, siendo capaz de reducir la duración de la combustión en un 50%. De esta forma, este concepto permite implementar otras estrategias orientadas a incrementar el rendimiento térmico de los MEP, como aumentar la relación de compresión o operar con un ciclo de tipo Miller
- Donde mejor se comporta el sistema de pre-cámara comparativamente con el encendido por chispa es en condiciones de alto régimen de giro y alto grado de carga, ya que en este caso el centrado del proceso de combustión está limitado por la detonación e incrementar la velocidad de combustión permite posicionar dicho proceso más cerca del punto óptimo
- Con la estrategia planteada en la configuración 3 las emisiones de CO y de HC han disminuido en todos los casos. El efecto negativo de operar el diseño planteado con una mezcla con dosado inferior al estequiométrico no es solo que se lleguen a aumentar las emisiones de óxidos de nitrógeno a alta carga en un 180% : también son difíciles de tratar
- La combinación del concepto de encendido por pre-cámara con las estrategias anteriores es un éxito en cuanto a eficiencia térmica, cumpliendo las expectativas depositadas en el proyecto al lograr incrementos en el rendimiento indicado de hasta un 7%

Finalmente cabe decir que pese a que el análisis de costes no ha sido el objeto de este trabajo, el coste de implantación de esta tecnología es muy asequible debido a la simplicidad del diseño, facilitando así su posible incorporación a la automoción comercial.

6.2. TRABAJOS FUTUROS

Hasta ahora, como post tratamiento en motores MEP está instaurado globalmente el catalizador de tres vías. Sin embargo, alterar el dosado impide tratar las emisiones con este sistema, siendo necesario estudiar un protocolo para beneficiarse del incremento de prestaciones que brinda el concepto de encendido por pre-cámara a la par que se cumple la normativa de contaminantes. Se requiere una investigación que estudie como reducir los contaminantes formados durante la

combustión (principalmente los NO_x) o, en su defecto, hallar un método efectivo de post tratamiento.

Respecto a reducir la formación de contaminantes, se conoce que a partir de relaciones aire/combustible del orden del doble de la estequiométrica la producción de NO_x desciende notoriamente hasta niveles que permiten deshacerse de mecanismos pasivos de reducción de contaminantes. No obstante, dosados tan pobres son difícilmente encendibles en motores MEP incluso usando una pre-cámara pasiva, cuyo potencial de encendido queda limitado a partir de un dosado relativo de 0,6, si bien una pre-cámara activa podría solucionarlo mediante la estratificación de la mezcla en la cámara principal.

Como se ha explicado al principio de las comparativas, los resultados expuestos se corresponden a ensayos sin recirculación de gases de escape. Diluir la mezcla que entra al cilindro con una fracción de los gases de escape reduce la reactividad química, pues estos gases son prácticamente inertes. Por lo tanto, otra vía de investigación puede centrarse en el efecto de la EGR sobre las emisiones de óxidos de nitrógeno usando un encendido por pre-cámara.

En cuanto al post tratamiento, existen métodos alternativos que permiten tratar las emisiones de NO_x y que hoy en día ya se encuentran en uso en motores diésel. Se basan en la inyección de urea a los gases de escape, llevando a cabo una reducción catalítica selectiva. Estudiar la sinergia de este mecanismo con motores MEP puede ser la solución del problema planteado.

7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] IDAE, «Instituto para la Diversificación y ahorro de la Energía,» 2014. [En línea]. Available: www.idae.es.
- [2] D. Blanco, Assessment and optimization of the indicated cycle with a 0D thermodynamic model, 2018.
- [3] J. Benajes, R. Novella, J. Gomez-Soriano, P. Martínez, C. Libert y M. Dabiri, «Evaluation of the passive pre-chamber ignition concept for future high compression ratio turbocharged spark-ignition engines,» *www.researchgate.net*, 2019.
- [4] J. Martín, Aportación al diagnóstico de la combustión, 2007.
- [5] T. Martín y A. Serrano, 2014. [En línea]. Available: <http://www2.montes.upm.es/dptos/digfa/cfisica/default.htm>.
- [6] F. Payri, J. Desantes y Otros, Motores de Combustión Interna Alternativos, 2011.
- [7] G. Brecq y O. Corre, « Modeling of In-cylinder Pressure Oscillations under Knocking Conditions: Introduction to Pressure Envelope Curve,» *SAE Technical Papers*, 2005.
- [8] A. Dittrich y S. Beroun, «Spark Plug with Integrated Chamber,» 2018.
- [9] MAHLE, «MAHLE Powertrain,» [En línea]. Available: <https://www.mahle-powertrain.com/en/experience/mahle-jet-ignition/>.
- [10] Gasnam, «Gasnam,» [En línea]. Available: <https://gasnam.es/>.
- [11] R. Miller, «Supercharging and internal cooling cycle for high output, ASME Transactions,» nº 69. 453-457, 1947.
- [12] T. Li, Y. Gao, J. Wang y Z. Chen, «The Miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC,» 2013.
- [13] dieselnet.com, «<https://www.dieselnet.com>,» 2017. [En línea]. Available: <https://www.dieselnet.com>.
- [14] G. W. - M. A. - N. AG, «A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine,» 1967.
- [15] P. Olmeda, J. Martín, R. Novella y R. Carreño, «An adapted heat transfer model for engines with tumble motion,» *Applied Energy*, 2015.

- [16] J. Klimstra, «The Optimum Combustion Phasing Angle—A Convenient Engine Tuning Criterion,» 1985.
- [17] Toyota, «Emissions curves from Toyota sales literature».
- [18] J. C. Roca, «Mejora de una herramienta de diagnóstico de la combustión mediante el cálculo de la temperatura adiabática de llama en la cámara de un motor diésel,» 2016.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO TJI MEDIANTE UNA HERRAMIENTA DE DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN

DOCUMENTO II: PRESUPUESTO

1. PRESUPUESTO GENERAL

A continuación se va a realizar un desglose de los distintos costes presentes en la ejecución de este TFG para así poder valorar económicamente el desarrollo de este trabajo.

Los costes a considerar son de recursos humanos por el tiempo dedicado a desarrollar el software y analizar los resultados, de coste computacional por el tiempo dedicado a procesar datos y coste material debido a los equipos y programas necesarios para la consecución de los objetivos.

1.1. CUADROS DE PRECIOS

A continuación, se muestran los precios correspondientes a los distintos actores que han intervenido en la realización del presente TFG, que corresponden a recursos humanos y a recursos materiales.

CUADRO DE PRECIOS BÁSICOS: RECURSOS HUMANOS			
Código	Unidad	Descripción	Precio(€)
RH.TUT1	h	Doctor Ingeniero Industrial (Tutor)	50
RH.TUT2	h	Doctor Ingeniero Industrial (Cotutor)	50
RH.DOC	h	Doctorando asistente de investigación	35
RH.II	h	Ingeniero Industrial	20
RH.TEC	h	Técnico de laboratorio	20

Tabla 3. Cuadro de precios básicos: Recursos Humanos

- Los doctores en ingeniería industrial, ambos tutores de este proyecto, han llevado a cabo las tareas de supervisión del trabajo y planificación de las tareas necesarias para alcanzar los objetivos.
- El doctorando asistente de investigación ha colaborado activamente en las tareas del proyecto llevadas a cabo por el ingeniero industrial
- El ingeniero industrial ha realizado las tareas de programación y análisis de resultados
- El técnico de laboratorio ha ensayado el motor de investigación en las condiciones necesarias para obtener resultados para procesar y analizar

PRESUPUESTO

En cuanto a los recursos materiales, se consideran un ordenador portátil y los software Matlab y Microsoft Office, pero estimar el coste que suponen dichos elementos para el proyecto no es inmediato: al adquirir los programas se obtiene licencia por un año y sin embargo el trabajo no se ha prolongado durante tanto tiempo, y al comprar el PC se espera que su vida útil supere la duración del proyecto. Por lo tanto, se recurre a calcular el coste de amortización considerando un periodo de amortización.

- Ordenador portátil HP Pavilion: 600€ pago único
- Licencia Matlab: 800€ al año
- Licencia Microsoft Office 365: 8,80 €/mes con compromiso de un año

Los costes de licencias han sido obtenidos directamente de las páginas web de dichos productos, y aunque el coste de Microsoft Office viene dado en tasas mensuales, se debe considerar un año como periodo de amortización al ser el tiempo mínimo de contratación.

Considerando que el año 2019 tiene 250 días laborables con jornadas de 8h, los costes de amortización resultan:

- Licencia Matlab:

$$800\text{€}/\text{año} \times 1 \text{ año}/250 \text{ días laborables} \times 1 \text{ día}/8\text{h laborables} = 0,40 \text{ €/h}$$

- Licencia Microsoft Office 365:

$$8,80\text{€}/\text{mes} \times 1 \text{ mes}/20 \text{ días laborables} \times 1 \text{ día}/8\text{h laborables} = 0,06 \text{ €/h}$$

Para el PC se considera un periodo de amortización de 5 años. En cuanto al sistema operativo Windows 10, su coste se contabiliza incluido en el precio del PC al venir incluido con este. Repitiendo los cálculos anteriores, se obtiene la cifra de 0,06 €/h.

- HP Pavilion:

$$600\text{€}/5 \text{ años} \times 1 \text{ año}/250 \text{ días laborables} \times 1 \text{ día}/8\text{h laborables} = 0,06 \text{ €/h}$$

PRESUPUESTO

Hay que tener en cuenta también el coste energético es decir, la potencia absorbida por el ordenador durante la computación de datos y durante el resto de tareas. La estimación en € por hora de uso del PC parte de las siguientes premisas:

- La potencia máxima que llega a consumir el ordenador es de 50 W, según la etiqueta del cargador. Este consumo se asocia al procesado de datos, cuando el PC trabaja a máximo rendimiento
- La potencia mínima en uso, es decir, excluyendo los modos apagado y *stand by*, se sitúa en torno a los 20 W. Este consumo se establece para las tareas de programación

Considerando un precio de la electricidad medio de 0.13 €/ kWh, se obtienen para los dos modos de uso unos costes de 0.0065 €/h y de 0.0026 €/h.

Por último, debido a la amortización de los equipos del laboratorio, a cada hora de trabajo en el laboratorio se le estima un coste de 20€. De esta forma, y considerando que el programa CALMEC no tiene coste al estar desarrollado por el CMT y ser objeto de este proyecto, el cuadro de precios relativo a los materiales usados queda:

CUADRO DE PRECIOS BÁSICOS: RECURSOS MATERIALES			
Código	Unidad	Descripción	Precio(€)
RM.MW	h	Matlab 2018b	0.4
RM.MO	h	Microsoft Office 365	0.06
RM.LAB	h	Laboratorio	20
RM.PC	h	PC HP Pavilion	0.06
RM.PCALTO	h	Coste energético del PC durante la ejecución del programa	0.0065
RM.PCBAJO	h	Coste energético del PC durante el resto de tareas	0.0026

Tabla 4. Cuadro de precios básicos: Material

Nótese que en estos precios no se incluye el IVA, pues este se aplicará en la obtención del presupuesto final.

PRESUPUESTO

1.2. UNIDADES DE OBRA

En este capítulo se va a determinar el precio unitario de cada unidad de obra, realizando un cuadro de precios descompuestos para cada una. Con esto, se pretende obtener unos presupuestos parciales que, al actualizarlos con los valores de mediciones del apartado siguiente, nos indiquen el presupuesto total de este TFG. Se ha considerado en concepto de costes directos complementarios un 3% del valor de cada unidad de obra, de modo que se tengan en cuenta gastos difícilmente cuantificables por no ser este trabajo el único beneficiario de ciertos productos como conexión a internet o de materiales fungibles como combustible para los motores.

Se van a considerar tres unidades de obra distintas:

- La unidad de obra UO-01 considera el coste de las tareas de programación requeridas para disponer de un programa de diagnóstico de combustión válido en el motor de investigación:

Código	Unidad	Descripción	Rendimiento	Precio	Importe (€)
UO-01	h	Tareas Programación			
	Coste asociado al desarrollo de las tareas de adecuación de un código existente a los requerimientos del proyecto, incluyendo tareas de programación y tutorías				
RH.DOC1	h	Doctor Ingeniero Industrial (Tutor)	0.050	50.000	2.500
RH.DOC2	h	Doctor Ingeniero Industrial (Cotutor)	0.050	50.000	2.500
RH.ASIST	h	Doctorando asistente de investigación	0.100	35.000	3.500
RH.II	h	Ingeniero Industrial	1.000	20.000	20.000
RM.MW	h	Matlab 2018b	1.000	0.400	0.400
RM.MO	h	Microsoft Office 365	0.400	0.060	0.024
E.PCBAJO	h	Coste energético del PC a bajo rendimiento	1.000	0.003	0.003
%	%	Costes Directos Complementarios	0.030	28.924	0.868
		Costes Directos			29.794
	%	Costes Indirectos	0.010	29.794	0.298
		Coste Total			30.092

Tabla 5. Unidad de obra 01: Programación

PRESUPUESTO

- La unidad de obra UO-02 engloba las actividades partícipes en el procesamiento de ensayos, desde la medición en el laboratorio hasta la obtención de resultados de CALMEC:

Código	Unidad	Descripción	Rendimiento	Precio	Importe (€)
UO-02	h	Procesado de Ensayos			
	Coste derivado de procesar los ensayos en el motor de investigación provenientes del laboratorio. Incluye caracterización del motor, preparación de la plantilla de configuración, ejecución del programa y supervisión para un buen funcionamiento				
RH.TEC	h	Técnico de laboratorio	0.300	20.000	6.000
RM.LAB	h	Laboratorio	0.300	20.000	6.000
RH.ASIST	h	Doctorando asistente de investigación	0.100	35.000	3.500
RH.II	h	Ingeniero Industrial	1.000	20.000	20.000
RM.MW	h	Matlab 2018b	0.500	0.400	0.200
RM.MO	h	Microsoft Office 365	0.500	0.060	0.030
RM.PCALTO	h	Coste energético del PC a alto rendimiento	1.000	0.007	0.007
%	%	Costes Directos Complementarios	0.030	35.730	1.072
		Costes Directos			36.808
	%	Costes Indirectos	0.010	36.808	0.368
		Coste Total			37.176

Tabla 6. Unidad de obra 02: Procesado de Ensayos

- La unidad de obra UO-03, correspondiente al análisis de los *outputs* que ofrece CALMEC. El tiempo dedicado al análisis se basa fundamentalmente a la elaboración de gráficas y comparativas

Código	Unidad	Descripción	Rendimiento	Precio	Importe (€)
UO-03	h	Análisis Resultados			
	Análisis y discusión de los resultados. Comparación entre ensayos en el mismo punto de operación pero distintas configuraciones del motor. Valoración de la tecnología TJI				
RH.DOC1	h	Doctor Ingeniero Industrial (Tutor)	0.050	50.000	2.500
RH.DOC2	h	Doctor Ingeniero Industrial (Cotutor)	0.050	50.000	2.500
RH.II	h	Ingeniero Industrial	1.000	20.000	20.000
RM.MW	h	Matlab 2018b	0.200	0.400	0.080
RM.MO	h	Microsoft Office 365	0.300	0.060	0.018
RM.PCBAJO	h	Coste energético del PC a bajo rendimiento	1.000	0.003	0.003
%	%	Costes Directos Complementarios	0.030	25.098	0.753
		Costes Directos			25.854
	%	Costes Indirectos	0.010	25.854	0.259
		Coste Total			26.112

Tabla 7. Unidad de obra 03: Análisis de Resultados

PRESUPUESTO

1.3. MEDICIONES

La dedicación al desarrollo del presente TFG se estima en 300h, tiempo correspondiente a 12 ECTS. Este tiempo se ha distribuido en las distintas tareas (programación, procesado y análisis). Los trabajos de programación son los que más tiempo han abarcado, suponiendo un 60% del total (180h). El procesado de los ensayos comprende un 15% del tiempo total (45h), y el análisis y discusión de los resultados un 25% (75h). En cada una de estas tres mediciones se incluye tanto el desarrollo de la tarea en sí como la redacción correspondiente para conformar la memoria del trabajo.

1.4. PRESUPUESTO FINAL

Código	Unidad	Descripción	Rendimiento	Precio	Importe (€)
UO-01	h	Tareas de Programación	180	30.092	5416.61
UO-02	h	Procesado de los Ensayos	45	37.176	1672.94
UO-03	h	Análisis de los Resultados	75	26.112	1958.41

Presupuesto de Ejecución Material.....	9047.95 €
Gastos Generales 13%.....	1176.23 .+
Beneficio Industrial 6%.....	542.88 .+
Presupuesto de Ejecución por Contrata.....	10767.07 €
IVA 21%.....	2261.08 .+
Presupuesto base de licitación.....	13028.15 €

Tabla 8. Presupuesto final

Después de contabilizar los gastos generales y el beneficio industrial, y aplicar el IVA que en 2019 se sitúa en un 21%, el presupuesto final de este proyecto asciende a la cifra de TRECE MIL VEINTIOCHO EUROS CON QUINCE CÉNTIMOS.