



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

MODELADO CFD DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN UN MOTOR DIÉSEL DE PEQUEÑA CILINDRADA

AUTOR: PABLO PEIRÓ LLUECA

TUTOR: RICARDO NOVELLA ROSA

COTUTOR:

Curso Académico: 2014-15

Resumen

El objetivo principal de la siguiente investigación ha consistido en analizar el proceso de combustión en un motor Diesel de tamaño medio, para posteriormente estudiar las emisiones que en él se generan. Para ello, se va a utilizar la información disponible del motor tanto de tipo experimental como la obtenida a partir del modelo CFD correctamente ajustado.

Con la intención de conseguir dicho objetivo, se ha seguido una estructura secuencial en la que en primer lugar se describirá y analizará el proceso de combustión para dos puntos de funcionamiento característicos del mapa motor, plena y baja carga, a partir de la evolución de la presión en el interior del cilindro y la tasa de liberación de calor, combinando datos experimentales con teóricos. A continuación, con la intención de verificar si el modelo CFD del motor está bien ajustado a la información experimental y puede ser utilizado en los posteriores análisis de la investigación, se comparan la presión y el calor liberado durante el proceso de combustión y se analizan las diferencias entre ambas.

Finalmente, en la última parte de este documento, se irán modificando diferentes aspectos del motor en el modelo CFD correctamente ajustado (geometría, formación de la mezcla, mecanismo químico) con la intención de comprobar la sensibilidad del proceso de combustión en cuanto a emisiones contaminantes generadas, presión en el cilindro y cantidad de calor liberado.

Abstract

The main objective of the following study has been to analyze the combustion process in a diesel engine of medium size, to later study emissions generated therein. To do this, i am going to use the information from the experimental case and from the CFD model correctly adjusted.

With the intention to achieve this objective, i have followed a sequential structure in which first will describe and analyze the combustion process for two characteristic performance points from the engine mapping, full and low load, from the evolution of the pressure inside the cylinder and the heat release rate, combining experimental data with theoretical. Then, with the intention of checking whether the engine CFD model is well adjusted to the experimental data and can be used in subsequent analyzes of the investigation, the pressure and the heat released during the combustion process are compared and analyzed the differences between them.

Finally, in the last part of this document, they will be modified different aspects of the engine in the CFD model correctly adjusted (geometry, mixture formation, chemical mechanism) in order to check the sensitivity of the combustion process in terms of emissions generated, cylinder pressure and amount of heat released.

ÍNDICE GENERAL

I. Memoria

1. Introducción	9
1.1. Antecedentes	9
1.1.1. Historia de los motores térmicos de combustión interna	9
1.1.2. Historia del CFD	10
1.1.3. Importancia de los motores térmicos	10
1.1.3.1. Generación eléctrica.	11
1.1.3.2. El mundo del transporte.	12
1.1.4. Progreso MCI	13
1.1.4.1. Potencia específica	14
1.1.4.2. Control de emisiones.	16
1.2. Objetivo.	18
1.3. Metodología de la investigación.	18
2. Revisión bibliográfica	21
2.1. Introducción	21
2.2. Combustión Diesel convencional	21
2.2.1. Formación de la mezcla	21
2.2.2. Proceso de combustión	22
2.2.2.1. Fase de retraso al encendido	24
2.2.2.2. Fase de combustión premezclada	25
2.2.2.3. Fase de combustión por difusión rápida	27
2.2.2.4. Fase de combustión por difusión lenta	29
2.3. Emisiones contaminantes	29
2.3.1. Parámetros para caracterizar emisiones	30
2.3.1.1. Índice de emisión	30
2.3.1.2. Medidas típicas de emisiones	31
2.3.2. Tipos de emisiones contaminantes	32
2.3.2.1. Óxidos de nitrógeno	32
2.3.2.2. Monóxido de carbono	35
2.3.2.3. Hidrocarburos sin quemar o parcialmente quemados	36
2.3.2.4. Partículas de hollín	37
2.4. Síntesis y conclusiones	37
3. Herramientas experimentales y teóricas	39
3.1. Introducción	39

3.2.	Herramientas experimentales.....	39
3.2.1.	Motor monocilíndrico de investigación.....	39
3.2.1.1.	Motor térmico.....	39
3.2.2.	Sistemas auxiliares.....	41
3.2.2.1.	Sistemas de regulación de par y régimen.....	41
3.2.2.2.	Sistema de admisión.....	41
3.2.2.3.	Sistema de escape.....	42
3.2.2.4.	Sistema de recirculación de gases de escape (EGR).....	42
3.2.2.5.	Sistemas de refrigeración y lubricación.....	42
3.2.2.6.	Sistema de alimentación de combustible.....	43
3.2.3.	Características de la sala de ensayo.....	44
3.2.3.1.	Bancada.....	44
3.2.3.2.	Sistema de ventilación.....	44
3.2.3.3.	Red de agua de refrigeración.....	45
3.2.3.4.	Red de combustible.....	45
3.2.3.5.	Instalación de aire comprimido.....	45
3.2.3.6.	Sistema de seguridad.....	46
3.2.4.	Instrumentos y equipos de medida.....	46
3.2.4.1.	Medida de par y régimen de giro.....	46
3.2.4.2.	Transductores de presión y temperatura media.....	47
3.2.4.3.	Sensores de variables instantáneas.....	47
3.2.4.4.	Medida del pulso de inyección.....	47
3.2.4.5.	Señales del sistema de válvulas (VVT).....	47
3.2.4.6.	Medida del gasto másico de aire.....	48
3.2.4.7.	Medida del gasto másico del combustible.....	48
3.2.4.8.	Equipo de medida de <i>blow-by</i>	48
3.2.4.9.	Medida de las condiciones ambientales.....	48
3.2.4.10.	Medida de gases de escape y de humos.....	49
3.2.4.11.	Sistema de control y adquisición de variables medias.....	49
3.3.	Información del Hardware.....	49
3.4.	Información del Software.....	51
3.4.1.	<i>CONVERGETM</i>	51
3.4.1.1.	Ecuaciones de transporte de masa y cantidad de movimiento... ..	51
3.4.1.2.	Ecuación de transporte de energía.....	53
3.4.1.3.	Ecuación de transporte de especies.....	53
3.4.1.4.	Ecuación de transporte de especies pasivas.....	54
3.4.1.5.	Ecuaciones del modelo de turbulencia.....	55
3.4.1.6.	Métodos de resolución.....	56
3.4.1.7.	Sub-modelos.....	57
3.4.2.	<i>MATLAB</i>	58

3.4.3. EnSight.....	58
3.4.4. Software complementario.....	59
3.5. Síntesis y conclusiones.....	59
4. Análisis del proceso de combustión.....	61
4.1. Introducción.....	61
4.2. Descripción del proceso de combustión.....	62
4.2.1. Caso experimental.....	62
4.2.1.1. Funcionamiento a plena carga.....	62
4.2.1.2. Funcionamiento a baja carga.....	66
4.2.2. Modelado CFD.....	69
4.2.2.1. Funcionamiento a plena carga.....	69
4.2.2.2. Funcionamiento a baja carga.....	72
4.3. Comparación de resultados experimentales con resultados CFD.....	75
4.3.1. Evolución de la presión en el cilindro.....	76
4.3.2. Tasa de liberación de calor.....	78
4.4. Sensibilidad del proceso de combustión.....	80
4.4.1. Modificación de la altura del punto de inyección.....	80
4.4.2. Modificación del número de Schmidt.....	82
4.4.3. Modificación del mecanismo químico.....	83
4.4.4. Modificación del modelo de <i>blow-by</i>	84
5. Conclusiones y trabajos futuros.....	87
5.1. Introducción.....	87
5.2. Conclusiones.....	87
5.3. Líneas de trabajo futuras.....	88
Bibliografía.....	89
II. Presupuesto.....	91

Memoria

1. Introducción

1.1. Antecedentes

1.1.1. Historia de los motores térmicos de combustión interna

El primer motor térmico de la historia fue creado por Herón de Alejandría en el siglo I a.C. Éste consistía en una vasija de cobre llena de agua que al ser calentada liberaba vapor, el cual pasaba por un tubo hasta un recipiente hueco y salía a través de dos tubos situados tangencialmente a éste, produciendo su rotación.

Durante un gran periodo de tiempo, el único motor utilizado fue el de vapor. Estos utilizaban la expansión del vapor de agua dentro de un depósito externo al motor para obtener energía mecánica, pero presentaban varios inconvenientes: eran de combustión externa, su rendimiento era bastante bajo y debido a su tamaño no eran aptos para vehículos ligeros.

Tras muchas investigaciones, pruebas y fallos a lo largo de los años, hay que esperar hasta 1876 a que el ingeniero alemán Nikolas August Otto (1832-1891), ayudado por su auxiliar mecánico E. Langen, consiga desarrollar el primer motor térmico de combustión interna de cuatro tiempos de la historia, la base de los motores de gasolina utilizados hoy en día. Dicho motor admitía en una carrera la carga de aire y gasolina, seguidamente la comprimía y tras una explosión provocada se producía la carrera de expansión.

Años más tarde, exactamente en el 1898, el ingeniero francés de origen alemán Rudolf Diesel (1858-1913) dio a conocer el denominado “motor Diesel”. Dicho motor presentaba una gran diferencia con el de Otto: no necesitaba de un sistema de encendido. En este caso se utilizaba el calor del aire altamente comprimido para encender la carga inyectada en el cilindro. Esto le permitió conseguir el doble de eficiencia frente a otros motores de combustión interna de la época, con relaciones de compresión mayores y sin el problema de la detonación o repiqueteo.

Actualmente, los motores de combustión interna utilizados para la automoción e industria no son más que versiones de estos dos motores que han sido mejoradas con el paso de los años y adaptadas tanto a las leyes como a las demandas del mercado.

1.1.2. Historia del CFD

La historia de la dinámica de fluidos computacional, abreviado en inglés CFD, comienza en los años 60. Previamente a su aparición, los problemas fluidodinámicos se abordaban por vía teórica o por vía experimental, siendo la segunda opción la más antigua y utilizada.

El objetivo principal del CFD es la resolución de flujos, y para conseguirlo combina la física, los métodos matemáticos y la informática. Por lo tanto, su desarrollo estuvo, está y estará completamente ligado a los progresos conseguidos en la tecnología informática.

En sus primeros años de vida se utilizó para la simulación de fluidos en movimiento, aunque para situaciones muy simples en aplicaciones aeroespaciales e industrias donde la predicción del comportamiento del flujo era importante.

A principios de los 80, con la evolución de las supercomputadoras y con el desarrollo de nuevas técnicas numéricas, los problemas que se podían resolver aumentaban en complejidad y ya se llegaban a resolver las ecuaciones de Euler en dos y, posteriormente, en tres dimensiones. A mediados de esta década se centró el interés hacia los fluidos viscosos y se dirigieron todos los esfuerzos en conseguir la resolución completa de Navier-Stokes, hasta ese momento casi imposible de resolver analíticamente.

En los 90 el uso de la CFD se acaba expandiendo de forma significativa a distintas aplicaciones y procesos industriales en los que interviene transferencia de calor, reacciones químicas (como la combustión), flujos bifásicos, cambios de fase, transferencia de masa y esfuerzos al interactuar con sólidos, entre otros.

Actualmente el uso de esta herramienta ha evolucionado enormemente. Ha pasado de ser empleado solo a nivel de investigación a ser utilizado como una potente herramienta en problemas aplicados de ingeniería de carácter industrial.

1.1.3. Importancia de los motores térmicos

Desde su aparición a finales del siglo XIX, con el paso del tiempo y la aplicación de numerosas mejoras, los motores térmicos han ido adquiriendo una importante presencia en la vida de las personas, llegando a ser casi imprescindibles en la actualidad. Han pasado de utilizarse únicamente en las grandes industrias a estar presentes diariamente en nuestras vidas. Se puede decir que su aparición cambió completamente el mundo.

Este apartado está dedicado a dos sectores que han jugado, juegan y jugarán un papel muy importante para las personas, y cuyo correcto funcionamiento depende básicamente de la utilización de motores térmicos: la generación de electricidad y el transporte, tanto de mercancías como de personas.

1.1.3.1. Generación eléctrica

La demanda energética a nivel mundial puede dividirse en dos grupos de países: los pertenecientes a la OECD y los que no forman parte de esta organización. La OECD, Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos, es un organismo de colaboración internacional formado por 34 estados y cuyo objetivo es coordinar sus políticas económicas y sociales.

Ambos grupos, en cuanto a generación eléctrica se refiere, presentan dos grandes diferencias: la cantidad anual de electricidad producida, en el año 2012 los países de la OECD producían anualmente 22752 TWh mientras que los no pertenecientes alcanzaban los 11903 TWh, y en el aumento de producción, un 4,6% en el año 2012 para los no pertenecientes a la OECD frente a un pequeño 0,1% de los que si forman parte. Sin embargo, ambos conjuntos tienen un gran punto en común: la gran importancia de los combustibles fósiles en la producción de electricidad a nivel mundial. Y es que para el grupo de la OECD, el uso de los combustibles fósiles para la generación de electricidad suponía en 2013 un 60% del total, estando incluso situado por debajo del 74,8% de los países no-OECD.

En España, la situación tampoco cambia mucho. Aunque las energías renovables, tras el impulso recibido mediante el aporte de ayudas por parte del gobierno, han ido comiéndole terreno a las no renovables durante estos últimos años, el uso de los combustibles fósiles sigue estando a la cabeza de la generación de electricidad, con 144,62 TWh producidos en el 2012.

También hay que destacar la importancia que en los últimos años están adquiriendo otro tipo de centrales que también utilizan los motores térmicos para la producción de energía eléctrica pero con otro tipo de combustible: las centrales nucleares. Aunque el accidente de Fukushima en el 2011 afectó negativamente a la producción de este sector provocando fuertes caídas en la producción de ciertos países, en el año 2013 generaron el 18.1% del total de la electricidad de la OECD (1961TWh).

En cuanto al futuro, los pronósticos de la AEI son conservadores. Aunque los gobiernos de los distintos países se encargan de llevar a cabo nuevas políticas energéticas para el control de las emisiones producidas por este tipo de combustibles, para el año 2040 se siguen considerando los combustibles fósiles como un recurso básico en la generación de electricidad, como muestra la siguiente figura.

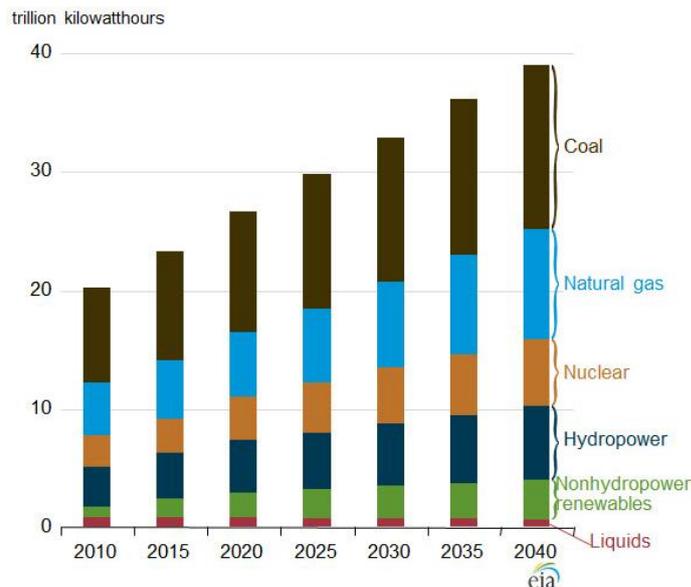


Imagen (1.1): perspectivas de las fuentes energéticas para la generación de electricidad

Por lo tanto, el uso de motores térmicos como turbinas de gas o turbinas de vapor para la generación de electricidad, cuya fuente de energía son el carbón, el gas natural y en menor medida el petróleo, es necesario para abastecer la demanda mundial de energía eléctrica por dos razones principales: tanto el precio de estos combustibles en la actualidad como la buena eficiencia de estas máquinas no encuentra competidor en las energías renovables, aún caras de mantener y con poca eficiencia debido a que se encuentran en fase de investigación.

1.1.3.2. El mundo del transporte

Los motores térmicos son la base para el transporte de mercancías y personas, tanto por tierra como por mar y aire. Si no existieran los motores de combustión interna alternativos, de cuatro o dos tiempos, instalados en camiones, autobuses, coches, barcos, etc. y los reactores utilizados en los aviones, este sector no hubiera evolucionado como lo ha hecho, afectando en gran medida en nuestra calidad de vida y al crecimiento económico de los países.

El número total de mercancías transportadas vía marítima en el mundo en el año 2013 ascendió a un valor aproximado de 9600 millones de toneladas, un 3.8% superior al valor del año anterior (9200 millones de toneladas), gracias al crecimiento de la demanda interna china y el aumento del comercio interno de Asia. El transporte marítimo representa el 80% del comercio internacional de mercancías debido a que permite enviar grandes cantidades a un precio muy económico. En el transporte aéreo, la carga transportada en el 2014, superior a los 50 millones de toneladas, sufrió un aumento del 4.5% con respecto al año 2013 debido también al empuje de las regiones de Asia y Oriente medio. En cuanto al transporte de

mercancías por tierra, el realizado por carretera llegó, en Europa, a los casi 14 millones de miles de toneladas en el año 2013, un % superior al año anterior, lo que supone la vuelta a la senda de crecimiento. El transporte de personas tampoco se queda atrás, por ejemplo, en el 2013 casi 3.1 billones de personas subieron a un avión, un 4.5% superior al año anterior gracias a la mejora del PIB mundial. Además, diariamente miles de millones de personas se suben a un coche, una moto o un autobús para desplazarse de un punto a otro del planeta.

Por lo tanto, a la vista de todos estos datos se puede concluir que, actualmente y en el futuro próximo, la presencia de los motores térmicos es esencial para el correcto funcionamiento del día a día de las personas y del comercio mundial. Y es que, actualmente, no se dispone de otra tecnología lo suficientemente desarrollada para competir con ellos en este sector.

1.1.4. Progreso MCI(Revisar)

Este apartado se centra completamente en los motores de combustión interna alternativos diésel, es decir, los motores de encendido por compresión (MEC). Su evolución hasta nuestros días ha sido sorprendente en muchos aspectos, pero se deben destacar dos por encima de todos, ya que ambos han marcado significativamente el diseño y el desempeño de los motores hasta la actualidad: el aumento de la potencia específica y la reducción de emisiones que deben cumplir por la imposición de las leyes de emisiones de los gobiernos.

1.1.4.1. Potencia específica

La potencia específica que presenta un motor, relación entre su potencia máxima y su cilindrada total, ha evolucionado enormemente desde la fabricación del primer coche hasta los modernos motores actuales, alcanzando valores tan sorprendentes como los del motor 1.6 de 160cv presentado en el 2014 por la compañía Renault, el primer motor diésel de cuatro cilindros en alcanzar una potencia específica de 100cv/litro. Una cifra muy alta, pues este valor solamente se ve superado por motores de alta gama que llevan instalados dos o tres turbocompresores y seis u ocho cilindros, entre otras prestaciones.

El primer motor diésel de la historia presentaba unos valores muy buenos en cuanto a consumo y rendimiento frente a los del motor de gasolina de Otto. Sin embargo, además de su gran tamaño y el fuerte ruido que producía, su potencia específica dejaba mucho que desear: su potencia era mucho inferior a la de motores de gasolina de cilindrada parecida. Es por ello que en un principio no fueron introducidos en el sector del automóvil de la época, sino que se instalaron en grandes barcos y vehículos de trabajo como tractores.

Tuvieron que pasar unos cuantos años hasta que en 1936 la compañía Mercedes-Benz, pionera en introducir el diésel en los turismos, presentara el primer coche de fabricación en serie con un motor diésel, el Mercedes-Benz 260D. Dicho motor presentaba las siguientes características: era un 2.6 de cuatro cilindros, atmosférico, inyección mecánica, una potencia de 45cv a 3500rpm y conseguía alcanzar los 90km/h. Dos aspectos a destacar son la mejora de su potencia específica, alcanzando el valor de 16Cv/l (aún lejano a los 24Cv/l que ofrecía el 230D de gasolina), y con un consumo tres veces menor que el de un gasolina de la misma potencia, aproximadamente de 9l/100km. La gran innovación de este motor fue la eliminación del compresor de gran tamaño que impulsaba el combustible a los cilindros y la adopción de la precámara de combustión, consiguiendo con ello una gran reducción en las vibraciones y el peso.

El motor diésel, pobre en prestaciones frente a los gasolina de la época, continuó pasando desapercibido hasta la aparición en el año 1949 del Mercedes 170D, el coche que popularizó el diésel. Presentaba un motor de 1700cc que proporcionaba 38Cv a 3200rpm, esto significa que en apenas 13 años se consigue pasar de una potencia específica de 16Cv/l del 260D a los 22Cv/l de este motor, un valor mucho más competitivo con los turismos de gasolina de la época. Estas geniales características fueron posibles gracias a la introducción de las siguientes mejoras: aumento de la relación de compresión, rediseño de la culata para resistir las mayores presiones en los cilindros, cigüeñal reforzado y se le añadió una bomba de inyección, bujías de precalentamiento e inyectores Bosch.

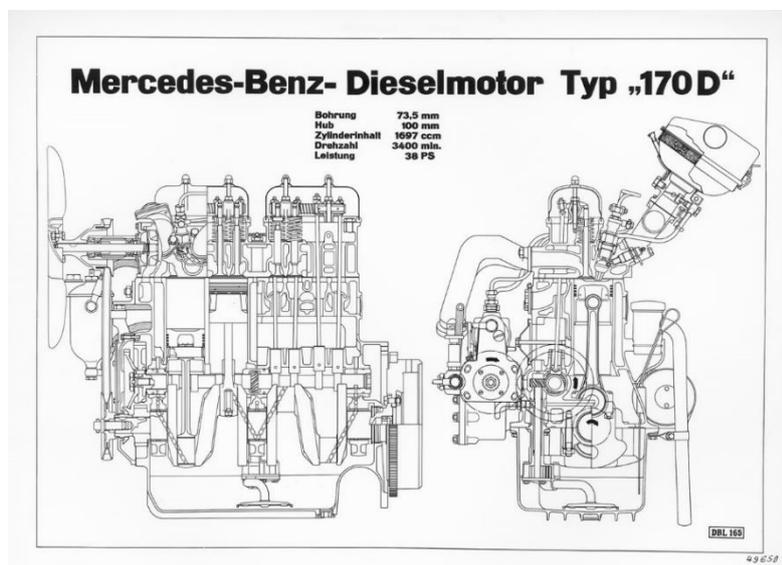


Imagen (1.2): Plano del motor 170D de Mercedes-Benz

La potencia que es capaz de generar un motor depende fundamentalmente de la cantidad de oxígeno que este es capaz de hacer reaccionar con el combustible, por lo que cuanto más aire es capaz de introducir la mecánica en el cilindro, mayor potencia desarrollará el motor.

Para conseguirlo existen dos opciones: aumentar la cilindrada para que entre mayor cantidad de aire en el cilindro, o comprimir el aire admitido para que en la misma cilindrada entre más.

Durante las dos décadas posteriores a la aparición del Mercedes 170D se siguió la primera opción: coches potentes con grandes cilindradas que llegaban a alcanzar los tres litros. Sin embargo, esta opción no proporcionaba las mejores prestaciones del motor.

La segunda opción se pone en práctica con la incorporación de la sobrealimentación en los turismos. Esta nueva tecnología permitía comprimir el aire admitido y empujarlo al interior del cilindro, lo que se traduce en un salto enorme de la potencia para una cilindrada similar y sin aumentar el consumo. El primer vehículo diésel de producción en serie que instaló un turbo-grupo fue el Mercedes 300 SD W116 en el año 1978, que proporcionaba 110CV con una cilindrada de 3000cc frente a los 80CV de la versión atmosférica. De esta manera se consiguió aumentar la potencia específica hasta los 37CV/l, cifra inalcanzable para los motores de la época sin esta tecnología.

Años después, exactamente en 1989, vio la luz la tecnología que acabaría implantándose en los turismos diésel hasta la actualidad y que consiguió equiparar por primera vez las prestaciones de los motores diésel a los de gasolina: el motor turboalimentado de inyección directa. Los impulsores de esta nueva tecnología en los turismos fueron los ingenieros de la compañía Audi, que presentaron un motor de 2500cc con una potencia de 120CV, es decir, era capaz de desarrollar una potencia de 48CV por litro de combustible. Esto se consiguió gracias a que el combustible se inyectaba directamente en el interior de la cámara de combustión a muy alta presión y este proceso se controlaba con gran precisión mediante un sistema de gestión electrónica.

Desde ese momento, las grandes compañías centraron todos sus esfuerzos en mejorar todas estas tecnologías y así conseguir motores que proporcionaran una gran potencia pero sin dejar de lado un consumo reducido. Aumentar las presiones de inyección, desarrollar nuevos sistemas de inyección como el "common rail" que era controlado electrónicamente, mejorar los turbo-grupos o utilizar materiales más ligeros para la construcción del motor fueron algunas de las opciones elegidas.

Este nuevo sistema de inyección, el "common rail", apareció por primera vez en el Alfa Romeo 156 JTD de 1900cc de 1997 del fabricante italiano FIAT. Desarrollada por Bosch, esta nueva tecnología permite aumentar la potencia del motor y disminuir al mismo tiempo el consumo gracias a que la mezcla que prepara consigue una combustión óptima. Esta buena mezcla se consigue gracias a las dos mejoras que incorpora frente a las de la bomba inyectora: una presión de funcionamiento mayor y regulable a los diferentes regímenes de giro del motor, y un control electrónico que decide cuándo se debe realizar la inyección y que incluso permite realizar varias en un mismo ciclo.

En la actualidad, la mayor parte de fabricantes del sector del automóvil están aplicando a sus motores el llamado “downsizing”. Este consiste en reducir el tamaño y la cilindrada de los motores, incluso eliminando cilindros, para obtener menores consumos y emisiones al mismo tiempo que se gana en potencia específica. Esto se consigue gracias a la utilización de turbocompresores mejorados, un control electrónico excepcional, mayores presiones de inyección y materiales mucho más ligeros tanto para la fabricación del motor como para la elaboración del chasis.

En cuanto al futuro más próximo de los diésel, la premisa es mantener la potencia del vehículo al mismo tiempo que se consigue disminuir el consumo y se reducen las emisiones, es decir, el objetivo principal es mejorar su eficiencia. La tendencia para conseguirla es continuar con la utilización del downsizing pero acompañado de mejoras en el sistema de sobrealimentación, que será el que impondrá el límite en el desarrollo.

1.1.4.2. Control de emisiones

Las emisiones generadas por un vehículo se clasifican en tres categorías diferentes. En primer lugar están las emisiones de la tubería de escape, residuos generados en la quema del combustible fósil en el motor y emitidos por el sistema de escape (Hidrocarburos, NOX, CO, CO₂, etc.). En segundo lugar están las llamadas emisiones evaporadas, producidas por la evaporación del combustible y una de las principales causas de la aparición del smog urbano. Finalmente están las relacionadas con las actividades de manufactura, mantenimiento y desecho del vehículo, llamadas emisiones del ciclo de vida.

La elaboración por parte de los gobiernos de un gran número de normativas y legislaciones que limitan la cantidad de gases contaminantes que los motores pueden lanzar a la atmósfera es debida a la gran preocupación social por el impacto ambiental que estos provocan. Para cumplir con estos límites cada vez más exigentes, los automóviles, especialmente los diésel, han sido sometidos a un control de emisiones que consiste en la incorporación en sus mecánicas de una serie de tecnologías que han ido reduciendo con gran éxito sus emisiones en términos de cantidad por distancia recorrida.

La primera regulación de emisiones para vehículos nuevos se implantó en Europa en el año 1970 con la directiva 70/220/CE, de la que derivan casi todas las posteriores. Sin embargo, no fue hasta el año 1992 cuando se produjo un cambio importante en este campo gracias a la implantación de la primera reducción de límites de emisión: la Euro 1. Para cumplir con ella los turismos incorporaron por primera vez un catalizador. Este nuevo componente se instalaba en el tramo intermedio del tubo de escape y su función era reducir y transformar los gases de combustión del coche mediante reacciones de oxidación-reducción (REDOX) donde en una primera parte, los dióxidos de nitrógeno se convierten en nitrógeno molecular, y en la segunda

parte los hidrocarburos no quemados y el monóxido de carbono, se convierten en dióxido de carbono y agua.

A partir de esta fecha y hasta 2005, se elaboran sucesivas normas Euro (II, III y IV) cada vez más restrictivas. Para cumplir con estos nuevos límites la mayoría fabricantes se dedicaron básicamente a mejorar el catalizador. Otros se decantaron por la reducción de tamaño del motor para así conseguir menores consumos y por lo tanto, menores emisiones. Otra técnica utilizada fue aumentar el número de marchas para hacer funcionar el motor a menos revoluciones, consiguiendo generar menos monóxido de carbono al producir una mezcla de mayor calidad, menos hidrocarburos sin quemar porque se aprovecha más el combustible y menos NOX al alcanzarse menor temperatura en el motor.

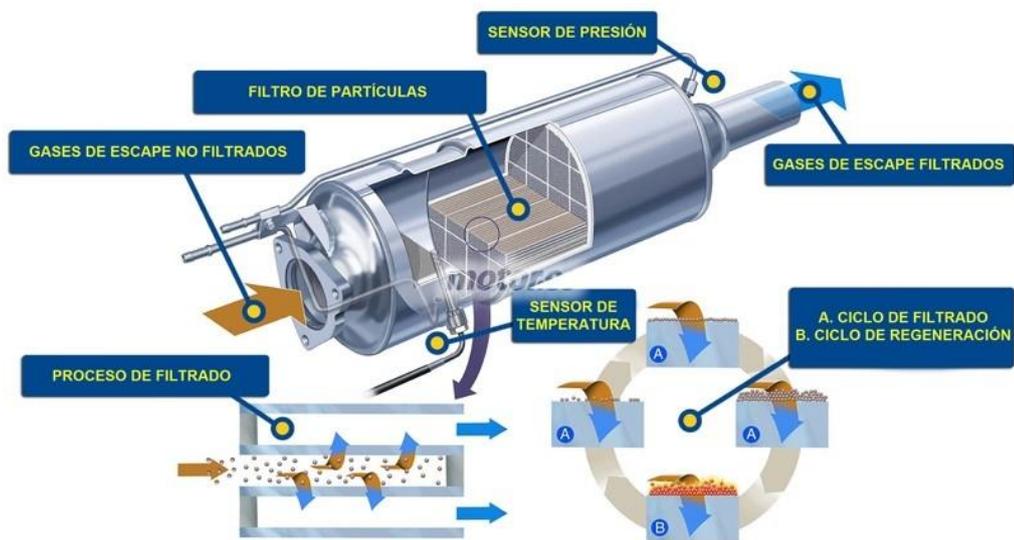


Imagen 1.3: Filtro de partículas. Fuente: motor.es

En el año 2009 se implanta la Euro V, cuyo objetivo es la eliminación de la materia particulada, nociva para los seres vivos, que generan los MEC debido a las impurezas del diésel. Para ello, los fabricantes incorporan en sus vehículos un filtro de partículas (FAP o DPF) que consiste en una trampa para las partículas sólidas en suspensión, quedando retenidas en su interior mediante un material cerámico poroso que se regenera automáticamente cuando queda saturado.

En la actualidad estamos sujetos a la normativa Euro VI del año 2014, cuyo objetivo principal es la reducción drástica de los gases NOX y partículas emitidas por los vehículos diésel. Con el fin de conseguirlo, los turismos de mayor tamaño empiezan a incorporar la utilización de un catalizador SCR (reducción catalítica selectiva). Dicho sistema inyecta AdBlue,

una solución de urea inodora, en los gases de combustión generando una reacción química a alta temperatura que produce amoníaco que descompone las moléculas de NOX en vapor de agua y nitrógeno inocuo, que no son nocivos para el medio ambiente.

1.2. Objetivo

El objetivo principal de esta investigación es **analizar con gran detalle el proceso de combustión de un motor de encendido por compresión y estudiar las emisiones contaminantes generadas en él.**

Para ello se va a realizar el modelado CFD de los procesos de compresión, combustión y expansión en un motor MEC-Diesel mediante el código CFD *CONVERGE^T*, ajustándolo a una serie de datos experimentales ya disponibles en el *Departamento de Máquinas y Motores Térmicos*. Posteriormente, dicho modelo se utilizará para realizar estudios paramétricos modificando distintas variables de operación del motor.

1.3. Metodología de la investigación

Es necesario seguir una metodología correcta para así poder alcanzar con éxito el objetivo principal de la investigación, el cual condicionará el diseño de la metodología empleada. El proceso seguido cuenta con los siguientes apartados:

- **Revisión bibliográfica.** A lo largo de este capítulo se desarrollaran diferentes temas como la descripción del proceso de combustión Diesel convencional y las emisiones de un motor MEC, que permitirán centrar la investigación y al mismo tiempo proporcionar el conocimiento necesario para posteriormente poder entender el trabajo realizado.
- **Herramientas experimentales y teóricas.** Capítulo dedicado a describir detalladamente las herramientas necesarias para llevar a cabo la investigación, tanto las utilizadas en la sala de ensayos (motor monocilíndrico, sistemas auxiliares e instrumentos de medida) como las empleadas en el despacho (software y hardware).
- **Análisis del proceso de combustión.** En este capítulo del documento se describirá el proceso de combustión del motor, tanto del caso experimental como del modelado por CFD, funcionando en dos zonas características del mapa motor a partir del comportamiento de la presión en el cilindro, de la tasa de liberación de calor obtenida y de las imágenes proporcionadas por el software EnSight. Tras esta primera parte, se

analizarán las emisiones generadas por el motor a partir de los datos obtenidos del modelo CFD.

- **Conclusiones y trabajos futuros.** En este capítulo final se plasmaran las conclusiones alcanzadas tras finalizar la investigación junto con algunos trabajos a realizar en un futuro, relacionados con el tema tratado en este.

2. REVISION BIBLIOGRAFICA

2.1. Introducción

En el siguiente capítulo, a lo largo de toda su extensión, se quiere llevar a cabo un repaso de toda la bibliografía que mantiene una relación con los temas abordados en el presente documento. Principalmente se tratarán los procesos físicos que tienen lugar durante la marcha del motor.

En el primer apartado el objetivo es detallar el funcionamiento del motor diésel de inyección directa de la actualidad. Para ello, en primer lugar se describirá como ocurren tanto el proceso de formación de la mezcla como el proceso de combustión que este lleva a cabo, ambos fuertemente ligados, las emisiones contaminantes generadas en la quema de la mezcla y finalmente el consumo de combustible que el proceso produce. Seguidamente, en el segundo apartado se realizará una comparación con el motor de gasolina o de encendido provocado de diferentes aspectos tratados en el apartado anterior.

2.2. Combustión Diesel convencional

2.2.1. Formación de la mezcla

El proceso de combustión en el Motor de Encendido por Compresión (MEC) se inicia mediante el autoencendido de la mezcla formada en el interior del cilindro a alta temperatura, una mezcla de aire-combustible que, en condiciones normales de funcionamiento del motor, prende con gran velocidad, llegando a alcanzar los dos milisegundos, gracias a su inestabilidad química.

Por lo tanto, la formación de la mezcla es un proceso fuertemente ligado al proceso de combustión: ambos se producen casi simultáneamente, pues el punto que representa el final de uno y el comienzo del otro, es decir, el punto que separa los dos fenómenos presenta grandes dificultades para fijarlo.

En este proceso, el sistema de inyección instalado juega un papel fundamental, pues es el encargado de proporcionar el combustible en las condiciones óptimas para favorecer la creación de la mezcla, así como su posterior evaporación y combustión. Es por ello que los inyectores, a través de los orificios de descarga, inyectan el diésel a muy elevada presión, que variará dependiendo del régimen de funcionamiento del motor, perfectamente atomizado y repartido adecuadamente en el interior del cilindro. La geometría de dichos orificios, principalmente cónica en la actualidad, influye considerablemente en las características del

flujo tanto en el interior, evitando la cavitación del combustible en la tobera del inyector, como a la salida de estos, unas características esenciales para conseguir la atomización del chorro y para el proceso de mezcla.

Una vez superados estos orificios, el combustible entra en contacto con el gas a elevada temperatura en el cilindro produciéndose la atomización de la llamada “*vena líquida*”. Tras superar la conocida como “*longitud intacta o de rotura*” se produce la atomización primaria del chorro diésel, la “*vena líquida*” se convierte en un conjunto de gotas de tamaño relacionado con el diámetro del orificio y la velocidad local de las mismas. Dichas gotas, en un corto periodo de tiempo y en una cierta distancia, pueden seguir dos caminos: continuar disgregándose y reduciendo su tamaño o pueden chocar entre ellas y formar nuevas gotas de un tamaño superior. Al final acabará formándose un grupo de gotas de diámetros más o menos similares finalizando así el proceso de atomización secundaria. Este proceso de atomización es sumamente importante, pues favorecerá el proceso de mezcla entre el gas ambiente de la cámara de combustión y el combustible gracias a que provoca el aumento de la superficie de contacto entre ambos.

El último proceso que ocurre previo al de la combustión es la evaporación de las diminutas gotas en el instante en que estas empiezan a mezclarse con el gas ambiente, a alta temperatura, que las envuelve. Este proceso es controlado por dos fenómenos: el intercambio energético con el gas englobado a elevada temperatura junto con la difusión térmica y másica en la fase intermedia entre la gota y el gas.

2.2.2. Proceso de combustión

La manera más habitual de estudiar el proceso de combustión en un MCI es mediante la tasa de liberación de calor (RoHR), la cantidad de calor liberada por unidad de tiempo debido al proceso de combustión, obtenida a partir de la señal de presión en la cámara de combustión mediante la aplicación de un modelo cero-dimensional basado en el primer principio de la termodinámica [13]. En la figura 2.1 se puede seguir la evolución temporal de la tasa de liberación de calor junto a la tasa de inyección, quedando claramente definidas las fases en las que se divide el proceso de combustión de un MEC. Estas son:

- **Retraso al autoencendido.** Esta primera fase ocurre entre los instantes en que se inicia la inyección (SoI) y comienza la combustión (SoC). Una vez comienza la inyección, como ya se desarrolló en el apartado anterior, el combustible en estado líquido se mezcla con el gas ambiente caliente del cilindro pasando por tres procesos: atomización, evaporización y englobamiento de aire. Además, aunque apenas se pueda ver liberación de energía en la figura anterior, una serie de pre-reacciones químicas generadas por la existencia de una atmósfera reactiva en el interior de la cámara de

combustión culminan con el encendido generalizado de la mezcla. Este encendido generalizado es identificado gracias al repentino incremento en la tasa de liberación de calor que produce.

- **Combustión premezclada.** Justo en el instante posterior al comienzo del proceso de combustión se produce la oxidación del combustible que se ha mezclado en el tiempo de retraso, pero que no se ha autoencendido debido a que no ha alcanzado las condiciones químicas necesarias. En esta fase, la tasa de liberación de calor alcanza un máximo para luego descender hasta un mínimo relativo, mínimo que se establece como el indicador del final de la etapa.
- **Combustión por difusión rápida.** Una vez consumida la mezcla aire-combustible formada durante la primera etapa del proceso de combustión, finaliza la fase de combustión premezclada y da comienzo a esta. En esta tercera fase, como puede detectarse en la figura 2.1, conviven los procesos de inyección y de combustión, por lo tanto se siguen desarrollando los diferentes procesos de atomización, evaporación, formación de la mezcla, englobamiento del aire, etc. Sin embargo, es la mezcla aire-combustible la que se encarga del control de la tasa de liberación de calor y la relación oxígeno-combustible se encuentra muy próxima a la estequiométrica. Si la inyección dura lo suficiente, la estructura de la llama se estabiliza llegando a condiciones cuasiestacionarias, manteniéndose hasta que la inyección finaliza (Eol).
- **Combustión por difusión lenta.** Cuando finaliza el proceso de inyección, la introducción de cantidad de movimiento en la cámara de combustión cesa, y la consecuencia principal es que el proceso de formación de la mezcla se deteriora dando lugar a una disminución progresiva de la tasa de liberación de calor hasta que termina el proceso de combustión. La llama pierde su carácter cuasiestacionario y toma configuraciones mucho más aleatorias.

En los puntos siguientes se desarrollaran con mayor detalle las cuatro fases introducidas en este apartado, destacando sus características más importantes. Cada una se describirá de manera independiente y siguiendo el orden temporal de cada uno de los procesos. El autor Ricardo Novella realiza una extensa y detallada revisión bibliográfica acerca de estos fenómenos.

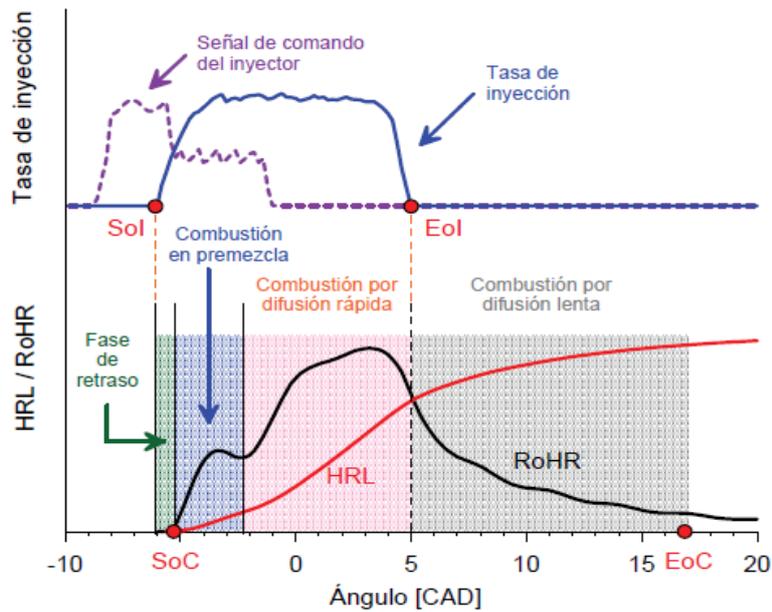


Figura 2.1: Fases del proceso de combustión Diesel definidas a partir de la tasa de inyección y la tasa de liberación de calor.

2.2.2.1. Fase de retraso al encendido

Una vez iniciado el proceso de inyección, a lo largo de toda la fase de retraso se suceden el conjunto de procesos físicos y químicos que llevan a la ignición del combustible en un proceso muy parecido a una explosión térmica. Convencionalmente, el momento en el que da comienzo el proceso de liberación de calor por parte del combustible inyectado se ha relacionado principalmente con el instante en el que la presión o la temperatura se incrementan debido al proceso de combustión, o también se ha identificado como el punto en el que comienza a crecer o se hace positiva la tasa de liberación de calor (véase en la figura 2.1), o incluso cuando aparece la llama visible marcando el comienzo de la oxidación del hollín.

Existen numerosos estudios cuyos resultados han demostrado que el fenómeno del autoencendido no es puntual en el tiempo, sino que debe entenderse como un proceso continuo que puede ser analizado tanto desde un punto de vista temporal (tiempo de duración del proceso de ignición) como desde el punto de vista espacial (posición de la zona de ignición en relación con el chorro).

Aplicando una serie de correlaciones en los motores MEC, se puede ver el efecto de la variación de las condiciones termodinámicas del gas sobre el tiempo de retraso. Gracias a la investigación en este campo, dichas correlaciones han evolucionado hasta alcanzar el aspecto de la ecuación 2.1, una expresión de tipo Arrhenius por analogía con las ecuaciones que definen los coeficientes de velocidad de reacción en el ámbito de la cinética química. Al utilizar

una expresión de este tipo se infiere en que son los aspectos químicos los que principalmente controlan el tiempo de retraso en la combustión, concordando con la hipótesis que afirma que, en condiciones de elevada temperatura en las que ocurre el autoencendido en los motores Diesel, son los fenómenos químicos los que prevalecen sobre los físicos.

$$\tau_r \propto p_g^{-cte_1} \cdot Y_{O_2,g}^{cte_2} \cdot \exp\left(\frac{E_a}{R_u \cdot T_g}\right) \quad (2.1)$$

Al estar situada en la función exponencial de la ecuación 2.1, la temperatura del gas es el parámetro más influyente de todos. Por otra parte, el efecto de la presión variará con el valor de la constante del exponente, comprendido entre -0.75 y -2 [12]. Tanto el incremento de la temperatura como el de la presión, supone una reducción del tiempo de retraso. Por último, la constante del exponente de la concentración de oxígeno que condiciona su efecto en la expresión oscilará entre -1.7 y -1.9 [11].

En cuanto a la localización espacial del fenómeno se distinguen tres situaciones, cada una con condiciones y consecuencias distintas:

- *Con baja presión y temperatura*, el punto en el que ocurre el autoencendido se desplaza aguas abajo en dirección axial hacia el frente de chorro. En este caso, se produce una reducción del dosado relativo medio aunque continua siendo rico.
- *Con presión y temperatura elevadas*, correspondientes a condiciones de un motor Diésel a media o alta carga, la zona de autoencendido se desplaza aguas arriba en dirección axial hacia la tobera, incluso llegando a rodear la zona de combustible líquido. Ahora, el dosado relativo medio aumenta en la zona de autoencendido.
- La zona de autoignición, en el caso de que se produjera la *reducción de la concentración de oxígeno*, sufriría un desplazamiento aguas abajo en dirección axial hacia el frente de chorro sin verse claramente afectado el dosado relativo medio.

2.2.2.2. Fase de combustión premezclada

Existen una serie de reacciones ligeramente exotérmicas, aquellas que dan lugar al fenómeno del encendido, que generan un incremento gradual de la temperatura hasta los 825-900 K, principalmente en la zona comprendida entre la longitud líquida y el frente de chorro. Es en este punto cuando la temperatura y la presión sufren un fuerte e instantáneo aumento debido a las reacciones de gran carácter exotérmico derivadas del autoencendido de la mezcla en condiciones de dosado rico, quedando claramente visible en la figura 2.1 como

un máximo relativo característico de esta fase del proceso de combustión. La velocidad de combustión de la mezcla en esta fase es rápida y como consecuencia de ello, su duración es corta comparándola con los tiempos característicos de las fases de combustión por difusión.

Tanto la duración como la cantidad de combustible quemada en esta fase dependen de la masa inyectada durante el tiempo de retraso [14]. Pero, además, este combustible consumido también dependerá de la tasa de mezcla entre el combustible y el gas ambiente de la cámara de combustión aunque la influencia no será en gran medida [15].

En cuanto a la formación de contaminantes en esta fase, la zona en la que se localiza la combustión premezclada y las condiciones de dosado relativo medio en las que ocurre serán de gran importancia.

Como aseguran los autores Idicheria y Picket, con grandes aportaciones sobre la localización de la combustión premezclada cuando se modifican las condiciones de temperatura, presión y concentración de oxígeno, el punto donde ocurre la fase de combustión premezclada se sitúa entre la longitud donde se levanta la llama en condiciones estacionarias, la llamada longitud lift-off, y el frente de chorro, siempre que la inyección continúe cuando haya acabado la combustión en premezcla. Esta zona de combustión se verá desplazada aguas abajo en dirección axial, disminuyendo con ellos el dosado relativo medio y máximo, por el efecto de la temperatura del gas ambiente. En cuanto al efecto de la concentración de oxígeno, al disminuir provoca el desplazamiento de la zona de combustión aguas abajo hacia el frente de chorro. Destacar que, a diferencia de las dos situaciones anteriores, en este caso el dosado relativo medio permanecerá constante por la reducción de la masa de oxígeno englobado por el chorro.

Respecto al proceso de formación de contaminantes, es del dosado relativo medio y de la temperatura local que se dan en la zona donde evoluciona la fase de combustión en premezcla de los que principalmente depende tanto la formación de NO_x como la de hollín. Además, en condiciones de operación convencionales, la combustión premezclada ocurre en una zona con dosado relativo medio rico (la mayor parte del combustible que reacciona se encuentra en la franja de dosados relativos comprendida entre 2 y 4).

Diversos estudios confirman experimentalmente que la combustión premezclada es demasiado rica como para producir niveles importantes de NO que darían lugar a la formación de NO_x . Sin embargo, en estas condiciones, la combustión puede generar compuestos intermedios nitrogenados que pueden llegar a derivar en formación de NO en la llama de difusión. A pesar de esto, los niveles de NO que se generan en este caso no consiguen alcanzar los propios de la fase de difusión rápida.

En cuanto a la producción de hollín, también a partir de resultados experimentales obtenidos en condiciones convencionales de operación se deduce la tendencia a la formación de pequeñas partículas de hollín que ocupan casi todo el volumen correspondiente a la zona

de la combustión en premezcla. La causa de esta tendencia es que dicha combustión ocurra con dosados relativos moderadamente ricos. Por lo tanto, si se recurre a los resultados conseguidos por Idicheria y Pickett, con la disminución de la temperatura y/o de la presión del gas de la cámara de combustión se va a conseguir reducir el dosado relativo medio y con ello la reducción de la generación de hollín. Por el contrario, modificar la concentración de oxígeno no sería un recurso útil, ya que el valor del dosado relativo medio no se ve afectado por este cambio y la formación de hollín no disminuiría.

2.2.2.3. Fase de combustión por difusión rápida

Tras alcanzar el máximo relativo en la tasa de liberación de energía o calor en la fase de combustión en premezcla, como puede verse en la figura 2.1, tiene lugar el inicio de la formación de la llama de difusión, es decir el comienzo de la fase de combustión por difusión rápida. Esta reacción comienza en la periferia del frente del chorro y se propaga hacia la tobera del inyector, estabilizándose a una determinada distancia del orificio. Es a partir de este punto, y durante toda esta fase de la combustión, cuando este frente de llama queda consolidado, autosustentándose a través del aporte convectivo y difusivo de combustible y oxígeno. En este instante el chorro Diesel entra en una fase *cuasiestacionaria* en la que, aunque su tamaño continuará aumentando, las propiedades generales del chorro se mantendrán.

Para la descripción de la morfología y fenomenología de la llama en estas condiciones, se utilizará el modelo conceptual, plasmado en la figura 2.2, que elaboró el autor Dec [25] y que más tarde se encargó de ampliar Flynn [26]. La llama presenta dos zonas claramente diferenciadas:

- **Zona I.** Situada entre la salida de la tobera y el punto donde empieza la llama difusiva, su longitud es la llamada longitud de *lift-off* o longitud de despegue de llama. Aquí es donde ocurre la atomización, el englobamiento de aire y la evaporación en condiciones muy parecidas a las de un chorro no reactivo y evaporativo.
- **Zona II.** Tras la longitud de *lift-off*, el chorro adquiere condiciones reactivas. También justo después de esta distancia, existe una zona de reacción premezclada que consume prácticamente todo el oxígeno englobado por el chorro, dejando el interior de la llama con nula concentración de oxígeno. La llama difusiva se forma una vez superada esta zona.

Esta estructura de la figura 2.2 presenta un interior con combustible sin quemar o parcialmente oxidado junto con el hollín, rodeado de una superficie de reacción en la cual se produce la total oxidación hasta CO_2 y agua.

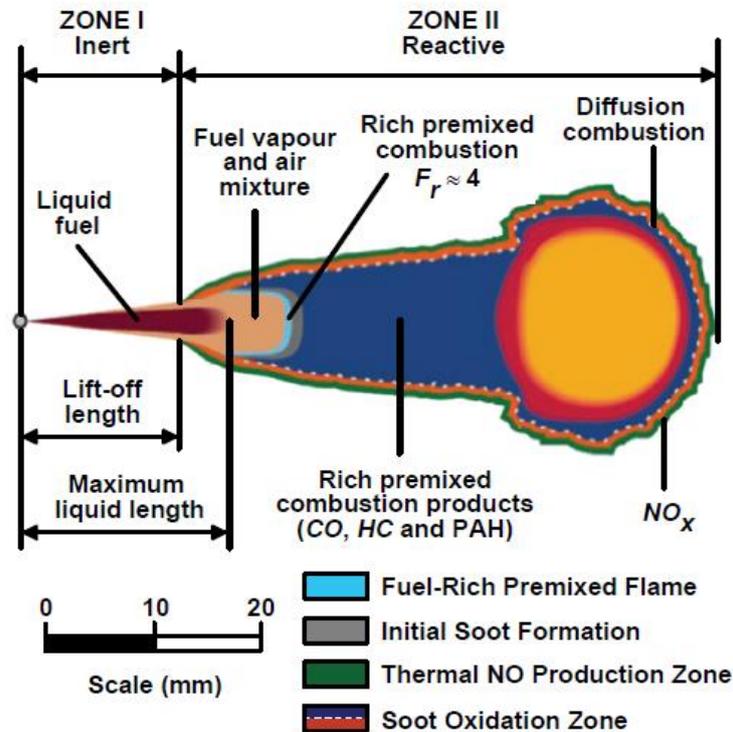


Figura 2.2 – Estructura de la llama difusiva durante la etapa cuasiestacionaria en base al modelo conceptual propuesto por Dec.

Anteriormente se ha comentado que la formación de precursores del hollín está relacionada con la combustión premezclada. Sin embargo, la formación y el aumento de tamaño de las partículas de hollín ocurren en el interior de la llama difusiva a partir de dichos precursores. En cuanto a la concentración de estas partículas, se alcanza el máximo valor en la parte frontal de la llama debido al elevado tiempo de residencia y acaban oxidándose cuando se alcanza la superficie de ésta. Por otra parte, la generación de NO por la vía térmica ocurre en la parte exterior de la zona de combustión por difusión debido a las altas temperaturas y a la disponibilidad de oxígeno, mientras que en el interior de la llama difusiva no se forman debido a la falta de oxígeno.

El modelo conceptual aplicado es totalmente válido para situaciones en las que el chorro de combustible se desarrolle libremente y la llama generada no interaccione con ninguna otra llama adyacente o superficie, cosa poco probable desde el punto de vista de la combustión en motores MEC. En cambio, diversos estudios e investigaciones dicen todo lo contrario: la morfología de la llama no se verá afectada por la presencia de una pared en su trayectoria siempre y cuando estas no entren en contacto. Relacionado con este tema, otros autores [18]

aseguran que el número de partículas de hollín que no se oxidan por choque de pared es pequeño si se compara con el número total de partículas de hollín generadas.

2.2.2.4. Fase de combustión por difusión lenta

Esta última etapa del proceso de combustión en un motor MEC comienza con la finalización del proceso de inyección, y finaliza cuando el combustible inyectado se quema al completo, momento en el que acaba el proceso de combustión. En el instante en el que se cierra la aguja del inyector cesan tanto el aporte de combustible como la cantidad de movimiento que se encargan de mantener el proceso de formación de mezcla en la llama difusiva. Sin embargo, gracias a la turbulencia de la cámara de combustión generada por el movimiento rotacional de gas ambiente o swirl, por el desplazamiento del pistón y sobre todo por la energía residual proveniente del proceso de inyección, la masa de Diésel no quemada va a continuar mezclándose con el gas ambiente.

Con respecto a la generación de hollín, ciertas partículas son capaces de escapar del interior del cilindro por dos razones. La primera es la apertura prematura de la válvula de escape de forma que interfiere con la combustión. Y la segunda es que la extinción de la reacción de combustión en determinadas zonas situadas en los alrededores del perímetro de la llama evita la oxidación posterior de partículas de hollín que acabarían escapando.

La formación de *NO* por vía térmica es un proceso relativamente lento y por ello es de esperar que esté presente en esta última etapa de la combustión. Los autores Dec y Cansan [64] aseguran que la formación de esta especie continúa incluso tras la finalización del proceso de combustión, generando aproximadamente el 33% del *NO* que finalmente estará presente en los gases de escape. No obstante, la formación de *NO* en los instantes posteriores al fin de la combustión está muy ligada a la rápida disminución de la temperatura de los gases procedentes de la combustión a medida que se mezclan con el gas fresco residual que queda en el interior del cilindro y también a la expansión del volumen atrapado en el cilindro causada por el descenso del pistón.

2.3. Emisiones contaminantes

Todos los procesos de combustión generan una serie de emisiones que suponen un problema de contaminación medioambiental. Con el aumento del parque de vehículos en funcionamiento en el mundo en las últimas décadas, la contaminación atmosférica ha ido aumentando gradualmente y los gobiernos han tenido que elaborar normativas que regulen estas emisiones.

Actualmente, el control de las emisiones contaminantes es el factor que gobierna el diseño de los futuros motores. Los contaminantes más importantes provenientes del proceso de combustión de un vehículo Diésel y en los que se dedica más esfuerzos para reducir son los hidrocarburos sin quemar o parcialmente quemados (aldehídos, alcanos, alquenos, etc.) y los óxidos de nitrógeno (NO_x), sin olvidarse de las partículas de hollín y el monóxido de carbono (CO).

En el siguiente capítulo, en primer lugar se realizará una breve descripción de los dos parámetros utilizados para caracterizar las emisiones, para a continuación elaborar un amplio resumen de los mecanismos que conducen a la formación de los contaminantes enumerados anteriormente.

2.3.1. Parámetros para caracterizar emisiones

2.3.1.1. Índices de emisión

El índice de emisión para una determinada especie contaminante i es el cociente entre la masa de dicha especie y la masa de combustible quemado en el proceso de combustión.

$$EI_i = \frac{m_i}{m_f} \quad (2.2)$$

Este índice es de gran utilidad ya que no da lugar a ambigüedades en su interpretación ya que expresa la cantidad de contaminante formado por masa de combustible consumido, de manera independiente al grado de dilución de los productos o de la eficiencia de la combustión.

Cuando el combustible consumido es una mezcla de hidrocarburo-aire, el EI puede calcularse mediante las concentraciones de las especies de interés junto con todas las que contienen carbono. Asumiendo que todo el carbono que contiene el combustible se obtiene en forma de CO y CO_2 en las emisiones, la ecuación (2.2) se escribirá de la forma siguiente:

$$EI_i = \left(\frac{X_i}{X_{CO} + X_{CO_2}} \right) \cdot \left(\frac{n \cdot PM_i}{PM_f} \right) \quad (2.3)$$

Donde X son las fracciones molares, n es el número de átomos de carbono en un mol de combustible C_nH_m y PM_i y PM_f son los pesos moleculares de la especie i y del combustible respectivamente. El primer término de la ecuación representa el número de moles de i por mol de carbono del combustible, y el segundo término realiza la conversión de moles de carbono a moles de combustible y su respectiva conversión a unidades másicas.

2.3.1.2. Medidas típicas de emisiones

Existen diferentes maneras de expresar los niveles de emisión que pueden dar lugar a difíciles comparaciones. Una de ellas consiste en expresar las emisiones en función de la potencia efectiva desarrollada por el motor, la llamada emisión específica:

$$EE_i = \frac{\dot{m}_i}{N_e} \quad (2.4)$$

Las unidades utilizadas en esta ecuación son g/kWh. Otra medida también muy utilizada es la masa de contaminante emitida por unidad de energía liberada por el combustible.

$$\frac{\dot{m}_i}{Q_{lib}} = \frac{EI_i}{PCI} \quad (2.5)$$

Donde PCI es el poder calorífico inferior del combustible y las unidades habituales son g/MJ.

En cuanto a las unidades utilizadas en las diferentes expresiones, en numerosas ocasiones proporciona mayor ventaja trabajar con unidades adimensionales. Las más utilizadas son el tanto por ciento y el tanto por uno, las partes por millón o por billón si las emisiones son muy pequeñas. Si las emisiones son gaseosas, las unidades se referirán a relaciones volumétricas. Por lo tanto, se puede concluir que la utilización de un tipo de medida u otra dependerá de cuál sea la aplicación que se le dé al proceso.

2.3.2. Tipos de emisiones contaminantes

2.3.2.1. Óxidos de nitrógeno (NO_x)

De forma genérica se designa a los óxidos de nitrógeno como NO_x , diferenciando principalmente entre NO y NO_2 . En un motor se genera mayoritariamente óxido nítrico, NO , pero en ciertas ocasiones, las zonas en las que la temperatura es baja y la cantidad de O_2 importante, se genera una cantidad apreciable de NO_2 por la conversión del NO .

Los NO_x tienen fuertes efectos nocivos sobre la naturaleza y los seres vivos. Es uno de los responsables más importantes de la generación de lluvia ácida y el *smog* fotoquímico, la inspiración de NO_2 en cantidades elevadas puede llegar a irritar los pulmones y el NO está entre las especies que están destruyendo la capa de ozono de la estratosfera que protege el planeta de la radiación ultravioleta del sol.

A continuación se dedican dos apartados para describir detalladamente el proceso de formación tanto del óxido nítrico como del dióxido nítrico.

Óxido nítrico (NO)

Los tres mecanismos principales de formación de óxido nítrico (NO) en la combustión de combustibles convencionales son:

- Mecanismo térmico.
- Mecanismo súbito, *prompt* o de Fenimore.
- Mecanismo debido al N_2O intermedio.

El primero de ellos, el térmico, es el mecanismo más importante a altas temperaturas ($T > 2000$ K). En este caso, es la oxidación del nitrógeno presente en el aire de la atmósfera la causante de la formación del NO . Para que ello ocurra, es necesaria la rotura de un fuerte enlace triple entre los átomos de nitrógeno que conforman dicha molécula.

Es sabido que una molécula de oxígeno, incluso a elevada temperatura, no es capaz de romper este fuerte enlace, pues la reacción directa entre el oxígeno molecular y el nitrógeno molecular no es lo suficiente rápida. Sin embargo, el científico Zeldovich elaboró una propuesta en la que aseguraba que la formación de óxido nítrico a partir de N_2 se producía a través de un mecanismo de reacción en cadena. El proceso comienza con la presencia de átomos de oxígeno procedentes de la disociación de moléculas de oxígeno. En los MEC, motores con combustiones de mezclas pobres o cercanas a la estequiométrica, la formación de NO es gobernada por dos reacciones:



Años más tarde, el científico Lavoie completó las reacciones de Zeldovich con una tercera reacción según la cual los átomos de N liberados en la reacción (2.7) son oxidados a NO básicamente gracias al radical hidroxilo (OH). Dicha reacción presenta la forma siguiente:

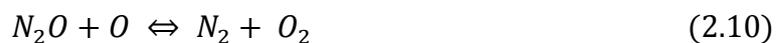


No considerar la reacción (2.8) implica una sobrestimación en el valor de la concentración de NO modelado. También se debe destacar que cuanto más rica sea la mezcla aire-combustible, la cantidad de combustible sin quemar o parcialmente quemado que competirá por los radicales OH con el nitrógeno atómico será mayor y por lo tanto, la reacción (2.8) perderá importancia en la formación y eliminación del NO .

En la actualidad, el mecanismo súbito ha sido poco estudiado y sigue siendo bastante desconocido. A grandes rasgos, el mecanismo Fenimore se basa en que determinados compuestos hidrocarbonados, originados por la descomposición del combustible, forman aminas (compuestos químicos orgánicos que resultan de la sustitución de uno o varios de los hidrógenos de la molécula de amoníaco por otros sustituyentes o radicales) o compuestos ciano (compuesto químico con presencia de un grupo nitrilo($-CN$)), que dan lugar a una serie de especies intermedias que acaban formando NO . En los motores Diesel, su contribución a la formación de óxido nítrico no alcanza el 5%.

Para temperaturas inferiores a los 1500 K y en combustiones de mezclas de dosado relativo por debajo de 0.8, el mecanismo principal de formación de NO es el debido al N_2O intermedio. Dos de las propuestas más conocidas sobre este mecanismo son la de Lavoie *et al.* y la de Turns.

El primer autor propone un mecanismo que cuenta con estas tres reacciones:



El esquema de Turns también cuenta con tres reacciones, incluso ambas propuestas comparten la reacción (2.9). En cambio, las otras dos consideran la disociación del N_2O a través de un tercer cuerpo (M) y la posibilidad de obtener NO tras combinarse con hidrógeno atómico.



Con las nuevas estrategias de reducción de NO_x , combustión premezclada pobre y elevadas tasas de EGR, la temperatura de combustión se ve reducida de manera que la cantidad de NO que se generaba por el mecanismo térmico disminuye, pero la formación de N_2O aumenta. Por lo tanto, es muy importante considerar el N_2O como una especie que forma parte de los productos de la combustión.

Dióxido de nitrógeno (NO_2)

El dióxido de nitrógeno, uno de los contribuyentes principales a la formación del *smog* fotoquímico y la lluvia ácida, supone entre un 10 y un 30% de las emisiones totales de NO_x generadas por el motor MEC. La formación y destrucción del NO_2 ocurren bajo estas tres reacciones:



La aparición del NO_2 ocurre cuando las moléculas de NO , procedentes de zonas de alta temperatura, se difunden o son transportadas hacia zonas en las que abunda el HO_2 . A altas temperaturas, las reacciones de destrucción ((2.15) y (2.16)) muestran una fuerte actividad, lo que provoca que las cantidades de NO_2 generadas sean menores. Por lo tanto, entre la temperatura y la formación de NO_2 existe una relación inversa.

En condiciones normales de funcionamiento del motor, el dióxido de nitrógeno solo existe como una especie intermedia transitoria. Sin embargo, el enfriamiento producido por la mezcla de zonas frías y calientes, como puede ser en la camisa del cilindro, provoca el congelamiento de las reacciones (2.15) y (2.16), y como consecuencia la emisión del NO_2 . Algunos trabajos, en cambio, se han centrado en el efecto del dosado relativo en la formación de esta especie, llegando a la conclusión de que la disminución de este dosado supone un aumento de la cantidad de NO_2 emitido.

2.3.2.2. Monóxido de carbono (CO)

El CO es una de las especies contaminantes más peligrosas, llegando a ser letal en bajas dosis. Su mecanismo de formación está fuertemente ligado con el dosado de la mezcla aire-combustible y la cantidad generada por un motor depende del equilibrio entre los procesos de formación y oxidación del mismo.

La formación del CO ocurre tras la ruptura de las moléculas de combustible, una reacción rápida. Existen dos vías por las cuales se producirá monóxido de carbono a partir del radical RCO. Una será por descomposición térmica, la vía dominante a las temperaturas que se dan en los procesos de combustión:



La otra vía será:



Tras su formación, el CO sufre un proceso de oxidación, muy lento debido a la presencia de O_2 y O en las reacciones que ocurren, que da lugar a la aparición de CO_2 . Los pasos que describen esta oxidación son:





La reacción (2.19) sirve para iniciar el proceso de oxidación. Sin embargo, no contribuye apenas en la formación de CO_2 debido a su lentitud. El momento más importante de todo el proceso es la reacción (2.21), pues es en ella donde se produce el CO_2 .

Aunque estas emisiones son más importantes en los motores de encendido provocado, en motores Diesel (proceso de combustión heterogéneo) existen dos fuentes principales de monóxido de carbono:

- **Zonas de dosado pobre.** En estas zonas la llama no puede evolucionar debido a que no son capaces de resistir una rápida combustión y consecuentemente se generan productos procedentes de la pirolisis y la oxidación parcial del carbono del combustible (aparición de CO y aldehídos)
- **Zonas de dosado rico en exceso.** En estas zonas la cantidad de combustible es tan grande que no es capaz de mezclarse con el aire suficiente para que así se produzca la oxidación completa del CO .

2.3.2.3. Hidrocarburos sin quemar o parcialmente quemados

La aparición de hidrocarburos sin quemar o parcialmente quemados en las emisiones de un motor tiene su origen en la combustión incompleta del combustible. Existen diversas causas que provocan esta combustión irregular: apagado de llama por efecto pared, evaporización insuficiente del combustible, fugas de escape, etc. De entre todos los fenómenos anteriores, el efecto pared es uno de los de mayor importancia.

En las zonas próximas a la superficie del pistón, el cilindro y la culata, la mezcla aire-combustible cede calor fácilmente y, por lo tanto, no se consigue la temperatura suficiente para que la llama avance y se consuma toda la mezcla. Esto genera la aparición de gran variedad de hidrocarburos gaseosos, con grandes diferencias en sus propiedades, en el escape del motor Diesel, destacando los siguientes tipos: parafinas, olefinas, aromáticos y sus análogos oxigenados. De entre todos estos, las familias de compuestos más abundantes en las emisiones de hidrocarburos de los motores de encendido por compresión son los alquenos, alcanos y aromáticos.

En la actualidad, las normativas europeas limitan únicamente la cantidad de hidrocarburos que un motor puede llegar a emitir. Sin embargo, en un futuro, no es de

extrañar que se comiencen a regular estas emisiones en función de su toxicidad y de la reactividad atmosférica que presentan.

2.3.2.4. Partículas de hollín

En el sector del motor, por partícula se entiende todo tipo de materia presente en los gases de escape que se encuentre en estado sólido o líquido en condiciones aproximadamente ambientales. Dependiendo de los procesos físicos y químicos que se dan tanto en la línea de escape como en el momento de dilución en la atmósfera, dichas partículas pueden clasificarse en dos tipos:

- **Partículas primarias:** se forman directamente como producto del proceso de combustión y se miden a la salida del cilindro.
- **Partículas secundarias:** provienen de una serie de procesos atmosféricos ocurridos tanto en el escape como en la atmósfera, medidos mediante sistemas de dilución situados a la salida del escape o en una derivación de este. Las normativas regulan únicamente este tipo de partículas.

Los diferentes mecanismos relacionados con la formación de hollín en un motor han sido ampliamente analizados. Por un lado, se llegó a la conclusión de que la primera partícula carbonosa proviene de la colisión de dos compuestos aromáticos policíclicos. Sin embargo, otros estudios afirman que los núcleos de hollín son generados por reacciones de deshidrogenación de moléculas de combustible bajo temperaturas locales muy elevadas sin pasar por la formación de especies aromáticas precursoras. Para motores Diesel, debido a las temperaturas que se alcanzan durante la combustión, la primera ruta es la predominante.

En cuanto al camino que sigue el hollín desde la llama hasta el sistema de escape, existen varias etapas. En primer lugar, este comienza con la formación de las partículas sólidas de hollín en la llama en un proceso llamado nucleación. A continuación, la partícula comienza a crecer hasta alcanzar el tamaño de una partícula primaria. Seguidamente, el carbono que contiene dicha partícula es oxidado y se forman los productos de la combustión (CO , CO_2 , y agua). Finalmente, en una etapa conocida por el nombre de aglomeración y agregación, las partículas chocan entre sí y forman aglomerados de mayor tamaño.

2.4. Síntesis y conclusiones

Este capítulo se ha dedicado a describir detalladamente tanto el proceso de combustión convencional en un motor MEC, el utilizado en los diferentes ensayos, como los conocimientos actuales sobre emisiones en este tipo de motores, conocimientos necesarios para la elaboración del proyecto. A continuación se dedican unas líneas para comentar las conclusiones que de ellos se desprenden.

Durante el proceso de combustión son tres propiedades termodinámicas, temperatura del gas ambiente, presión del cilindro y concentración de oxígeno, las que caracterizan cada una de las fases en que este proceso está dividido. Aspectos como el retraso de la primera fase, localización del autoencendido, cantidad de masa quemada, zona de combustión etc., estarán relacionados con estas propiedades.

El tiempo de retraso de la primera fase del proceso de combustión, está condicionado principalmente por la temperatura del gas ambiente, pues según la ecuación de Arrhenius (2.1), este está fuertemente relacionado con los aspectos químicos. Esta temperatura también influye en gran medida en las características de la fase de combustión premezclada: posición e instante de inicio de la combustión y cantidad de masa quemada. En las dos últimas fases, la temperatura apenas tiene influencia sobre sus características, pasando a ser un parámetro secundario.

La presión es la propiedad que menos influencia tiene en las distintas fases. En menor medida que la temperatura, el tiempo de retraso también se ve afectado por la presión y como consecuencia, las características de la fase posterior. Sin embargo, su evolución es de gran importancia, pues determina el rendimiento térmico del motor.

En cuanto a la concentración de oxígeno, tiene una fuerte presencia en la primera fase, ya que altera la evolución de la cinética química en el fenómeno de autoencendido y como consecuencia el tiempo de retraso y las características de la fase de combustión premezclada se ven modificadas. En las otras dos fases juega también un papel importante

En la cantidad de contaminantes generados por el motor, temperatura del gas y concentración de oxígeno son de suma importancia. Los cantidad de NO_x emitidos es un valor que está controlado directamente por la temperatura y por lo tanto, también por la concentración de oxígeno, puesto que es un parámetro que controla la temperatura. Por otro lado, la aparición de monóxido de carbono o de partículas de hollín, dependerá respectivamente del dosado de la mezcla que se vaya a quemar y del dosado en la longitud del *lift-off*. Fenómenos poco comunes como el apagado de llama o fugas de escape pueden dan lugar a la aparición de hidrocarburos sin quemar en el escape.

3. HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES Y TEÓRICAS

3.1. Introducción

Para la realización de cualquier investigación de perfil científico-teórico es necesaria la selección, puesta a punto, validación y posterior utilización de diversas herramientas tanto experimentales como teóricas. El objetivo del próximo capítulo es describir con el suficiente detalle cada una de las herramientas (instalaciones, equipos de medida y modelos teóricos) utilizadas en el desarrollo del trabajo de investigación.

El orden seguido en el capítulo es el siguiente: en primer lugar se describirá la sala en la que se ha ensayado el motor junto con los instrumentos y equipos de medida utilizados en ella. Seguidamente se dedicará un apartado para mencionar el equipamiento informático del que se ha dispuesto, para finalmente describir los softwares utilizados.

3.2. Herramientas experimentales

3.2.1. Motor monocilíndrico de investigación

El motor utilizado en la sala de ensayos para realizar la investigación ha sido un MEC de cuatro tiempos, con sistema de inyección directa, sistema de distribución variable de válvulas VVT y sobrealimentado. En él se han realizado ensayos con combustión convencional, a diferentes regímenes de giro (1750 y 3500) y diferentes cargas de trabajo con y sin recirculación de gases de escape.

3.2.2. Motor térmico

Se trata de un motor con las mismas características que el modelo policilíndrico de la marca *Renault* conocido como *K9K*, con un bloque motor desmontable de camisa húmeda de 365cm^3 de cilindrada y los sistemas auxiliares, como la bomba del aceite o del agua, independientes, es decir, no son accionados por el motor. A continuación se describen algunos de los principales elementos del motor:

- **Cárter:** es de tipo seco y el depósito principal en el que se almacena el aceite se encuentra en un sistema acondicionador de aceite independiente del motor que permite obtener mayores presiones.

- **Bloque:** es el encargado de soportar el cigüeñal y los esfuerzos que este realiza. También es el elemento que une la bancada con la culata. En su interior lleva instalado un sistema de inyección de aceite para lubricar y refrigerar la falda y la cabeza del pistón. En el caso de que fuera necesario realizar el desmontaje de la biela, el bloque cuenta en sus laterales con dos ventanas cerradas mediante una tapa atornillada que lo facilitaría.
- **Cigüeñal:** junto con la biela, es el encargado de efectuar la transformación del movimiento alternativo del pistón en un movimiento rotativo. Otra de sus funciones es transmitir el giro y la fuerza motriz a los demás elementos de la transmisión que lleva acoplados. En el motor de ensayo, el cigüeñal instalado es
- **Biela:** es la parte fundamental e imprescindible para que se produzca la transformación del movimiento lineal del pistón en el movimiento de rotación del cigüeñal. Como debe ser capaz de soportar grandes esfuerzos, está fabricada en acero templado y con un tratamiento de nitruración.
- **Pistón:** fabricado en acero, cuenta con tres segmentos.
- **Árboles contrarrotantes:** árboles de equilibrado cuya función en el motor es compensar las vibraciones que producen las explosiones alternativas en la cámara de combustión.
- **Volante de inercia:** mediante la fuerza de inercia que proporciona su gran masa regulariza el giro del motor. Su funcionamiento consiste en almacenar energía cinética durante la carrera motriz para cederla durante el tiempo pasivo del ciclo de funcionamiento
- **Culata:** la culata está fabricada en aluminio para resistir las elevadas temperaturas que se pueden alcanzar en los ensayos. Diseñada para incorporar cuatro válvulas y un doble árbol de levas.
- **Sistema de inyección.** El sistema de inyección instalado es de tipo *Common Rail* de la marca *Bosch*, y cuenta con un sistema de acondicionamiento de combustible para poder controlar la temperatura y la presión del combustible que va a ser inyectado. El inyector cuenta con 8 agujeros de 90 μm de diámetro y ángulo de inyección de 15.5°.

3.2.3. Sistemas auxiliares

3.2.3.1. Sistemas de regulación de par y régimen

Este sistema permite fijar el motor en el punto de funcionamiento con el que se quiere trabajar controlando el régimen de giro y midiendo el par ejercido por el motor. El dispositivo más destacado es el freno dinamométrico, el cual se encarga de disipar en forma de calor y electricidad la potencia producida por el motor. Este calor es disipado mediante un caudal de agua.

El freno dinamométrico puede trabajar como freno, entregando la corriente eléctrica generada a la red, o como motor eléctrico, en ciertas ocasiones puede arrastrar el motor en caso de ser necesario (momento de arranque, ensayos sin combustión, etc.). Otro aspecto destacable del sistema de frenado es que puede trabajar a régimen constante o a par constante, permitiendo el primer caso una regulación más precisa

Con un torquímetro se obtiene la medida del dinamómetro.

3.2.3.2. Sistema de admisión

Mediante la instalación del sistema de admisión se pretende reproducir de la manera más similar posibles las condiciones de sobrealimentación que se darían en un motor policilíndrico con las mismas características que el monocilíndrico con el que se ensaya.

Para conseguirlo, en la instalación se dispone de un compresor externo de tornillo rotativo de aceite refrigerado por agua, de la compañía *Atlas Copco* y modelo ZA-1. Asociado a este compresor se cuenta con un secador de la misma marca, *Atlas Copco* modelo FD 380W, cuya función es eliminar cualquier tipo de humedad que pudiese contener el aire comprimido mediante un proceso de enfriamiento.

Este sistema generará ciertas ondas de presión debido al fuerte carácter pulsante del proceso de admisión, para disminuir su efecto se instalan dos remansos en la línea de admisión: uno de 500 litros situado a la salida del compresor-secador y el segundo de 250 litros se coloca a la entrada del motor.

Gracias a la atenuación de ondas que se consigue con la instalación de estos dos remansos se varía tanto el rendimiento volumétrico como el de la potencia gracias a que se evita la influencia de estas ondas en la capacidad de aire aspirado.

También se instalan una serie de sensores a lo largo del sistema de admisión que permiten controlar el buen funcionamiento del mismo. Son numerosos, pero entre todos ellos destacan los de presión y temperatura medias, tanto los situados en el remanso como los del colector

de admisión, y un equipo de medida de gasto másico de aire fresco colocado aguas arriba del remanso de admisión.

3.2.3.3. Sistema de escape

De mayor sencillez que el anterior, se encarga de la evacuación controlada de los gases de escape generados por la combustión que se encuentran a elevada presión y temperatura. También debe ser capaz de imitar la contrapresión que generaría la turbina del turbocompresor instalado en el motor policilíndrico equivalente.

En el sistema de escape también aparecen ondas de presión que deben ser atenuadas para evitar sus efectos negativos. Es por ello que, al igual que en el sistema de admisión, se introduce un remanso.

Los sensores más destacados en este sistema son: los de presión y temperatura del remanso, situados en el interior y en la entrada del mismo respectivamente, una sonda antes del remanso para obtener medidas de oxígeno y de contaminantes, y otra sonda intercalada en el tubo de escape para obtener una muestra de humos que será analizada mediante el medidor de humos situado aguas abajo de la válvula de contrapresión.

3.2.3.4. Sistema de recirculación de gases de escape (EGR)

El motor de ensayo también cuenta con un sistema de recirculación de gases de escape, EGR, que va desde el colector de escape hasta el colector de admisión. En la actualidad, cualquier motor diésel cuenta con un EGR instalado, pues proporciona una gran reducción de contaminantes.

Este sistema enfría los gases procedentes del escape mediante un intercambiador de calor aire-agua, posteriormente, y con el fin de eliminar las ondas de presión que puedan aparecer en el EGR, se introducen en un remanso de 25 litros de volumen donde se controla la temperatura de los gases. Finalmente, al no llevar instalada una bomba de impulsión, los gases se recirculan a la admisión cuando la presión en el escape es superior a la de la admisión.

3.2.3.5. Sistemas de refrigeración y lubricación

Debido a las características del motor de ensayo, la posibilidad de montar un sistema propio de lubricación y refrigeración es inviable. Otra posibilidad sería la instalación de sistemas convencionales en los que el propio motor movería las bombas de aceite y agua, pero el incremento de pérdidas mecánicas que ello produciría es inaceptable.

Por otro lado, al ser un motor monocilíndrico, el calor generado por el cilindro es mucho menor que el generado por los cilindros de uno policilíndrico con las mismas características y por lo tanto, es más complicado calentar el fluido refrigerante y el lubricante hasta llegar a la temperatura de trabajo en un tiempo razonable.

Por todos estos motivos, la sala de ensayos cuenta con un sistema de refrigeración y otro de lubricación independientes del motor instalado, donde los fluidos de trabajo circulan impulsados por dos bombas accionadas de forma independiente del motor.

Mediante un conjunto de resistencias de calentamiento específicas instaladas en ambos circuitos, se proporciona al lubricante y al agua las condiciones adecuadas. Durante la puesta en marcha de la sala, estas resistencias calientan ambos fluidos hasta las condiciones de funcionamiento, consiguiendo así dos grandes ventajas: se acelera el transitorio térmico hasta lograr las condiciones óptimas de ensayo y se evitan los problemas de desgaste asociados al arranque en frío.

3.2.3.6. Sistema de alimentación de combustible

El combustible, inicialmente almacenado en un depósito situado en el exterior de la sala de ensayo, debe alcanzar la presión y temperatura compatibles con los requerimientos del sistema de inyección instalado, siendo el sistema de alimentación el encargado de que ello ocurra.

Para medir el gasto másico medio de combustible se utiliza una balanza gavitométrica. Esta medida está fuertemente condicionada por la temperatura del combustible por una serie de motivos. Por un lado, si la temperatura no se mantiene constante y sufre cambios, esto implicará la variación de la densidad, y como consecuencia directa la modificación del volumen que ocupa el combustible entre la salida de la balanza y la entrada de la bomba del sistema de inyección, provocando un error en la medida del gasto de combustible. Por otro lado, esta variación de densidad debida al cambio de temperatura también afecta a la morfología del chorro, al comportamiento físico, químico y termodinámico de la mezcla aire-combustible durante el proceso de inyección-combustión e incluso puede llegar a afectar a la formación de contaminantes.

El sistema cuenta con una serie de sensores para realizar distintas medidas, entre ellos destacan el de presión, situado en la entrada de la sala y el de temperatura, que mide a la entrada y salida del motor.

3.2.4. Características de la sala de ensayo

La sala de ensayos en la que se ubica el motor y la instrumentación utilizada en este proyecto se localiza en el *Departamento de Máquina y Motores Térmicos (DMMT)*, dentro de la zona de laboratorios para ensayos de motores. El edificio en que se encuentra dicho laboratorio es el Edificio de Investigación 6D de la *Universitat Politècnica de València (UPV)*.

El laboratorio cuenta con un pasillo de control y ocho celdas enfrentadas cuatro a cuatro. A la salida de cada sala se sitúan los ordenadores de trabajo, los armarios de control y regulación y los equipos de medida de contaminantes. El motor ensayado en el proyecto se encuentra en la *Sala ...* , y cuenta con una serie de ordenadores que controlan el sistema de inyección, el sistema de control de válvulas y el sistema de adquisición de datos y control de elementos auxiliares (bombas, resistencias, válvulas neumáticas, etc.).

La sala está perfectamente insonorizada y cuenta con las medidas necesarias para garantizar la resistencia estructural y la resistencia al fuego.

3.2.4.1. Bancada

Parte básica en cualquier sala de ensayos, su función principal es la de aislar las vibraciones o resonancias que pueda generar el motor instalado sobre ella cuando está en funcionamiento y así evitar que los demás elementos de la instalación se vean afectados por ellas. Es por ello que es diseñada para poder soportar todos los elementos de la instalación y minimizar lo máximo posible las vibraciones que sobre ella se producen.

La utilizada en este proyecto está construida con perfiles *IPE* y *UPN* sobre los que descansa la base móvil en la que se instala todo el sistema. El problema de las vibraciones se soluciona mediante una serie de catorce resortes colocados transversalmente y ocho resortes en dirección longitudinal sobre los que se apoyan los perles.

3.2.4.2. Sistema de ventilación

Permite mantener una atmósfera aceptable dentro de la sala: ambiente limpio, gases peligrosos inexistentes y presión, humedad y temperatura adecuadas. Esto también permite asegurar la refrigeración de los diferentes dispositivos que están en funcionamiento en la celda y que están refrigerados por aire.

El sistema de renovación del aire cuenta con un sistema de impulsión y otro de extracción combinados que permiten extraer toda la energía calorífica del ambiente y renovar el aire de la sala, el cual puede contener ciertas cantidades inadmisibles de gases de escape o gases procedentes del combustible almacenado. Gracias a estos dos sistemas se asegura la circulación del aire en todo momento.

3.2.4.3. Red de agua de refrigeración

El sistema de refrigeración de la instalación forma parte del sistema general del laboratorio de motores. Tanto los motores como el combustible, los gases o cualquier equipo que lo necesite son refrigerados por este mismo sistema.

Se abastece de un aljibe de 50000 litros de capacidad enterrado en el exterior del edificio. Tras pasar por un filtro para eliminar posibles impurezas, el agua es impulsada por dos bombas instaladas en paralelo hacia las salas donde se encuentran los motores. Las conducciones que transportan el agua entran a cada laboratorio y suministran a todos los equipos que necesitan refrigeración, existiendo dos salidas en la conducción del motor, y otra en la conducción del freno. Tras ser utilizada, el agua es dirigida hacia un desagüe que se encarga de devolverla de nuevo al aljibe.

Otro elemento muy importante de esta red de agua es la torre de refrigeración situada en la azotea del edificio, cuya función es refrigerar el agua proveniente del aljibe cuando esta supera un valor establecido. Sin este dispositivo, la temperatura no se podría mantener entre los valores adecuados para que la refrigeración fuera eficaz y las consecuencias podrían ser bastante malas. Una bomba, independiente a las nombradas anteriormente, es la encargada de empujar el agua hasta la torre.

3.2.4.4. Red de combustible

Se utiliza un depósito independiente de la red de combustible disponible en todos los laboratorios del edificio para así poder controlar y realizar análisis periódicos del combustible utilizado en los diferentes ensayos.

3.2.4.5. Instalación de aire comprimido

Este sistema está formado por un compresor desde donde se conduce el aire, por unas tuberías de media pulgada, hasta las diferentes salas de ensayo. Cada sala dispone de dos

reguladores para adecuar la presión del aire a la demanda de cada uno de los equipos de la instalación.

3.2.4.6. Sistema de seguridad

En la sala existen tres sistemas de seguridad: el de detección de incendios y los de presencia de monóxido de carbono (CO) y de metano (CH_4) en la atmósfera. Mediante una señal acústica emitida por una sirena instalada en el pasillo de control se avisaría de la existencia de un incendio, de una fuga de combustible o también de concentraciones de CO nocivas para las personas que se encuentren trabajando en las celdas. A parte de la señal acústica, una alarma visual aparecería en el ordenador general de los sistemas del edificio, indicando la sala y el incidente que se ha producido en ella.

Los sistemas de presencia de monóxido de carbono y de metano permiten saber en todo momento las concentraciones de ambas sustancias en la sala y si estas concentraciones son peligrosas o no. Estos datos se pueden observar en el panel de control de dichos sistemas de seguridad, localizado junto a la puerta de entrada al pasillo de control.

3.2.5. Instrumentos y equipos de medida

En este apartado se describirán los diferentes equipos e instrumentos de medida disponibles en la instalación donde se han llevado a cabo los diferentes ensayos.

3.2.5.1. Medida de par y régimen de giro

La medida del par efectivo se obtiene mediante la utilización de un torquímetro de galgas extensiométricas situado en el eje del freno que registra el par como una señal eléctrica.

Para obtener la medida del régimen de giro se utiliza un sensor electromagnético también situado en el freno. A la hora de realizar medidas en función del régimen de giro, se debe tener en cuenta que el par motor efectivo tiene que ser igual al par resistente del freno. De esta forma el régimen se mantiene constante. El encargado de mantener dicha igualdad es el freno dinamométrico al alcanzar un régimen de consigna gracias a las señales del sensor de régimen y la señal del torquímetro.

3.2.5.2. Transductores de presión y temperatura media

Son utilizados para medir la presión media de los fluidos en los puntos de la instalación experimental en los que se ha considerado oportuno (normalmente en los sistemas de admisión y escape). Los transductores utilizados llevan instalados sensores de tipo piezorresistivos de gran estabilidad térmica.

Para obtener valores de temperatura media de los gases en la instalación, se ha optado por la utilización de termopares tipo K, sin recubrimiento en el caso de los gases limpios (admisión) y con recubrimiento de protección en el caso de gases sucios (escape y EGR). Han sido elegidos porque son resistentes a elevadas temperaturas como las que alcanzan los gases en el colector de escape. Las temperaturas medias de los líquidos (aceite lubricante o refrigerante) se miden mediante termorresistencias Pt100.

3.2.5.3. Sensores de variables instantáneas

Los sensores utilizados para este tipo de medidas han sido de tipo piezorresistivo y de tipo piezoeléctrico, ya que en la actualidad este tipo de captadores son los que mejores resultados y prestaciones ofrecen.

3.2.5.4. Medida del pulso de inyección

Para obtener esta medida se ha dispuesto de una pinza amperimétrica. Esta herramienta tiene la capacidad de medir la diferencia de potencial generada por la circulación de corriente a través del cable de inyección. La medida obtenida se monitoriza para así asegurar que el sistema de inyección funciona a la perfección y para conocer el ángulo exacto en el que comienza la inyección.

3.2.5.5. Señales del sistema de válvulas (VVT)

El software de gestión del sistema de válvulas está conectado a una ECU independiente que controla todos los movimientos del sistema. Esta centralita electrónica dispone de las salidas de las señales de admisión y escape, conectadas al sistema de adquisición de datos para poder tener registro.

3.2.5.6. Medida del gasto másico de aire

El instrumento que ha permitido obtener el caudal volumétrico de aire ha sido un caudalímetro de lóbulos rotativos situado aguas arriba del remanso de admisión. Como para la investigación en motores es mucho más conveniente obtener la medida de gasto másico de aire en kg/h, el mismo caudalímetro incorpora un sensor de presión media y otro de temperatura media (descritos en el apartado 3.2.5.2.). Con los datos disponibles gracias a estos dos sensores se puede calcular la densidad de aire que circula a través del caudalímetro y es posible realizar la conversión de unidades volumétricas a unidades másicas.

3.2.5.7. Medida del gasto másico del combustible

El gasto másico de combustible se obtiene mediante la utilización de una balanza gravimétrica modelo AVL 733S. La medida se realiza gracias a un sensor capacitivo que proporciona una señal en función de la masa de combustible instantánea contenida en el depósito.

3.2.5.8. Equipo de medida de *blow-by*

El *blow-by* es el volumen de gases que fugan de las piezas con movimiento relativo entre ellas. En motores como en el del caso de estudio, de tamaño medio, estas pérdidas se producen a través de la zona de contacto entre los segmentos del pistón y la camisa del cilindro o por las guías de las válvulas. Para medir el caudal de este tipo de pérdidas, en m^3/h , se utiliza el equipo AVL modelo 442.

Aunque las fugas por *blow-by* son pequeñas para este tipo de motor, si se dispone de esta medida es posible calcular con mayor exactitud la masa instantánea en el interior del cilindro. Además, esta medida es también utilizada para detectar problemas de estanqueidad en los cilindros debidos al desgaste de los diferentes segmentos del pistón, ya que su valor aumentaría fuertemente.

3.2.5.9. Medida de las condiciones ambientales

En el interior de la sala de ensayo se medirán la presión atmosférica y la temperatura ambiente. Para medir la presión ambiental se utilizará un transductor de presión que está conectado con el ambiente de la sala en la cual se ha de realizar la medida mediante un tubo sintético rígido. Para obtener la temperatura se utiliza una termorresistencia Pt100 en el

exterior. Durante la realización del ensayo es posible visualizar dicha medida en el programa POI.

3.2.5.10. Medida de gases de escape y de humos

Obtener una medida exacta y al mismo tiempo fiable tanto de los gases de escape como de los humos emitidos por el motor es de suma importancia ya que uno de los puntos centrales de la investigación son las emisiones contaminantes producidas por la combustión.

El equipo disponible en la sala de ensayos es el modelo Horiba MEXA 7100 DEGR, conectado al sistema de escape mediante una sonda situada aguas abajo de la válvula de contrapresión. Este dispositivo proporciona la concentración volumétrica de NO más NO_2 , los llamados NO_x , CO, hidrocarburos sin quemar totales (THC), CO_2 y O_2 , que aunque no es un contaminante, su concentración en los gases de escape es importante para el análisis de proceso de combustión y de formación de las emisiones que sí son contaminantes, principalmente el hollín.

En cuanto a los humos, para medirlos se ha utilizado un opacímetro modelo 425 de la marca AVL, instrumento que mide la opacidad del humo extrayendo una pequeña cantidad del sistema de escape mediante una sonda.

3.2.5.11. Sistema de control y adquisición de variables medias

Para el control de todo el sistema se utiliza una unidad PUMA 5 Compact de la marca AVL, que permite la monitorización de la instalación definiendo sus límites, control automático del valor de los factores deseados, adquisición de datos, etc.

3.3. Información del hardware

La investigación plasmada a lo largo de todo este documento utiliza la simulación por ordenador, o lo que en términos científicos se denomina dinámica de fluidos computacional (CFD), como el pilar principal sobre el que se asienta. Es por ello que los equipos utilizados para la realización de cálculos y simulaciones son de gran importancia.

En cuanto al equipamiento informático, tanto la *Universitat Politècnica de València* como el departamento de motores térmicos, ponen a disposición de los usuarios una serie de *Clusters*, conjunto de ordenadores diseñados para dar altas prestaciones en cuanto a capacidad de cálculo, de alto rendimiento.

Para los cálculos realizados en esta investigación, únicamente se ha utilizado el *cluster* de la *UPV* denominado internamente como *RIGEL*, ya que proporcionaba las características necesarias para llevar a cabo todos los cálculos: gran rapidez de cálculo de sus procesadores y amplia memoria disponible.

En cuanto a su hardware, *RIGEL* está formado por los siguientes componentes:

- 4 servidores *Fujitsu RX500* con 32 núcleos del tipo *Intel Xeon E5-4620* a 2.20GHz y con 265GB de RAM.
- 72 *blades*³ *Fujitsu BX920* de 16 núcleos del tipo *Intel Xeon E5-2650* a 2.00GHzy con 64GB de RAM.

Para las tareas de post-procesado de los datos obtenidos mediante el software específico y la gestión de los diferentes cálculos ha sido necesaria la utilización de un ordenador personal capaz de manejar el gran volumen de datos y resultados a procesar debido a la complejidad del caso estudiado. Dicha computadora cuenta con las siguientes características:

- Procesador *Intel Core i7-4510U* con dos núcleos a 2.60GHz
- Memoria RAM de 8GB



Figura ... - Imagen de algunos chasis del cluster *RIGEL* en el centro de cálculo de la *UPV*

3.4. Información del software

Para toda la investigación, el principal software utilizado ha sido *CONVERGETM* de la empresa *Convergent Science*, cuyo código permite dar solución a las ecuaciones de conservación características de la dinámica de fluidos. Durante todo este capítulo se analizará con detalle todas las ecuaciones a resolver y los métodos empleados para su resolución. En este caso, el código ha sido utilizado para la resolución de problemas ligados a los motores de combustión interna alternativos, sin embargo, gracias a él es posible resolver cualquier tipo de problema fluido-dinámico.

Además de *CONVERGETM*, para analizar los resultados obtenidos tras los cálculos se ha necesitado una serie de programas específicos, especializados en el procesado de datos. Estos han sido: *MATLAB[®]*, *EnSight* y *GNU PLOT*.

3.4.1. *CONVERGETM*

Software de dinámica de fluidos computacional especializado en motores de combustión interna alternativos. Su característica más destacada y que al mismo tiempo lo diferencia de programas similares es que no necesita generar el mallado del dominio a estudiar ya que es elaborado automáticamente a medida que el cálculo avanza. Gracias a esto, se pueden realizar estudios de multitud de geometrías y cambios sin variar prácticamente algunos parámetros en la generación de la malla.

CONVERGETM está preparado para resolver las ecuaciones de la conservación de la masa, de momento y de la energía de manera que permite considerar otras ecuaciones adicionales como las de transporte de especies y ecuaciones de turbulencia.

Durante todo el capítulo dedicado a este software se describirán las diferentes ecuaciones que utiliza y los métodos aplicados para resolverlas.

3.4.1.1. Ecuaciones de transporte de masa y cantidad de movimiento

Las ecuaciones de transporte de masa y de cantidad de movimiento para flujos compresibles tienen la siguiente forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = S \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad (3.2)$$

Existe una tercera ecuación adicional, la ecuación de la turbulencia:

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left(\mu' - \frac{2}{3} \mu \right) \cdot \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (3.3)$$

u: velocidad

ρ : densidad

S: término fuente

P: presión

σ_{ij} : tensor de tensiones

μ : viscosidad

μ' : viscosidad de dilatación

δ_{ij} : delta de Kronecker

El término fuente que aparece en las ecuaciones (3.1) y (3.2) proviene de la aceleración de la gravedad, de la viscosidad del chorro, fuentes de masa, etc. En cambio, para la de conservación de la masa este término puede surgir de la evaporación o de otro tipo de sub-modelos.

Otro aspecto a destacar es que ambas ecuaciones pueden resolverse tanto para un flujo compresible como uno incompresible. Si la hipótesis de incompresibilidad no es aceptable, se aplicará una ecuación adicional, llamada ley de gases ideales, para resolver las descritas. Esta ecuación es:

$$\frac{P}{\rho} = Z \cdot \left(\frac{R}{W} \right) \cdot T \quad (3.4)$$

R: la constante del gas

W: el peso molecular

Z: el factor de compresibilidad

El factor de compresibilidad valdrá uno si el gas con el que se trabaja se considera ideal. Sin embargo, cuando el gas se considera real, se utiliza la ecuación de *Redlich-Kwong* para obtener su valor:

$$Z = \frac{v_r}{v_r - 0.08664} - \frac{0.42748}{(v_r + 0.08664) \cdot T_r^{3/2}} \quad (3.5)$$

$$v_r = \frac{P_c v}{RT_c} \quad (3.6)$$

3.4.1.2. Ecuación de transporte de energía

La ecuación de transporte de energía puede ser resuelta siguiendo dos caminos: utilizando las ecuaciones de transporte de masa y momento o de forma independiente. Si la elección es la segunda, el término convectivo no se incluye y queda definida solo con términos difusivos.

Para el flujo compresible, la ecuación del transporte de la energía toma la forma:

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho e}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ji} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \sum h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S \quad (3.7)$$

ρ : densidad

Y_m : fracción másica de la especie m

D : coeficiente de difusión másica

S : término fuente

P : presión

e : energía específica interna

K : la conductividad

h_m : entalpía de la especie m

σ_{ji} : tensor de tensiones

T : temperatura

Si se consideran las ecuaciones adicionales para la turbulencia, se sustituirá el valor de la conductividad por la respectiva turbulenta.

3.4.1.3. Ecuación de transporte de especies

La fracción másica de las especies en el dominio de estudio se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$Y_m = \frac{M_m}{M_{tot}} = \frac{\rho_m}{\rho_{tot}} \quad (3.8)$$

M_m : masa de la especie m en la celda considerada

M_{tot} : masa total de la celda

ρ_m : densidad de la especie m

ρ_{tot} : densidad en la celda

De igual manera que en el caso anterior, estas ecuaciones pueden ser resueltas de dos formas distintas: independiente o con la influencia de otras ecuaciones de transporte. Además, si no se tiene en cuenta la ecuación de momento, los términos convectivos no se consideran y solo los difusivos son influyentes.

Por otro lado, la ecuación de conservación de especies para un flujo compresible se define de la manera siguiente:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_m \quad (3.9)$$

$$\rho_m = Y_m \rho \quad (3.10)$$

$$D = \frac{\nu}{S_c} \quad (3.11)$$

u : la velocidad

ρ : la densidad

ρ_m : la densidad de la especie m

Y_m : la fracción másica de la especie m

D: el coeficiente de difusión másica

S_m : el término fuente de la especie m

S_c : el número de Schmidt

3.4.1.4. Ecuación de transporte de especies pasivas

Las especies pasivas son aquellas que se comportan como una especie activa pero que no afecta a la solución de las ecuaciones anteriores. Aparecen en diferentes submodelos y se conocen como trazadores. Para un flujo compresible, la ecuación que describe su comportamiento es la siguiente:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \phi}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho D \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S \quad (3.12)$$

u : velocidad

ρ : densidad

D: el coeficiente de difusión

S: el término fuente

ϕ : término escalar pasivo

3.4.1.5. Ecuaciones del modelo del modelo de turbulencia

El fenómeno de la turbulencia es de elevada complejidad y lo que se intenta es aproximarlos mediante modelos basados en variables promediadas (RANS) u otros modelos que buscan acercarse lo máximo a la realidad (LES). Ambos descritos a lo largo de este apartado.

En los modelos RANS, las variables del flujo son descompuestas en una componente media y otra pulsante:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (3.13)$$

Si se desea derivar las ecuaciones de transporte, estas dos componentes se introducen en las ecuaciones de conservación. Este nuevo conjunto de ecuaciones obtenido incorpora nuevos términos conocidos como tensiones de *Reynolds* que representan los efectos de la turbulencia.

El software *CONVERGETM* cuenta con tres tipos distintos de modelos RANS: el estándar *k - ε*, *RNG k - ε*, y el de distorsión rápida *RNG k - ε*. Tradicionalmente, en los diferentes modelos RANS se define una viscosidad turbulenta efectiva para modelar el término de las tensiones de *Reynolds*. Sin embargo, en los modelos *k - ε*, se utilizan dos ecuaciones adicionales para obtener la viscosidad turbulenta: una para la energía cinética turbulenta y la segunda para la energía cinética de disipación turbulenta.

Las ecuaciones que definen el comportamiento del flujo compresible en condiciones turbulentas utilizando modelos RANS son:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\mu}{Pr_{tke}} \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho \epsilon + S \quad (3.14)$$

$$\sigma_{ij} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \left(\delta_{ij} \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \quad (3.15)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i \epsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) - c_{\epsilon 1} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \left(c_{\epsilon 1} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \sigma_{ij} - c_{\epsilon 2} \rho \epsilon + c_s S_s \right) \frac{\epsilon}{k} - \rho R \quad (3.17)$$

K : energía cinética turbulenta

ϵ : energía cinética de disipación turbulenta

S : término fuente

R : parámetro dependiente del modelo de turbulencia

$c_{\epsilon z}$: constantes del modelo de turbulencia

Los modelos LES se diferencian de los anteriores en la manera en que descomponen los campos para realizar el modelado, dividiendo el campo de velocidades en un campo de velocidad resuelto, definido como un promedio espacial del campo real, y un sub-campo por resolver.

Debido al elevado coste computacional de estos modelos, muy superior al de los modelos RANS, actualmente solo se utilizan en aplicaciones muy específicas en las que el tamaño de la simulación está acotado.

3.4.1.6. Métodos de resolución

CONVERGETM dispone de diferentes métodos para la resolución de las ecuaciones diferenciales de los apartados anteriores. Entre todos ellos, los más comunes son el método de las diferencias finitas, que resuelve las ecuaciones en forma diferencial, y el de los volúmenes finitos, que las resuelve de forma integral. Este segundo método es el más utilizado, aunque también es posible combinarlos de manera que la ecuación de transporte de momento se resuelva mediante el primer método y el resto de ecuaciones por el segundo.

- **Método de diferencias finitas.** Resuelve las diferentes ecuaciones diferenciales realizando aproximaciones numéricas a los diferenciales de estas ecuaciones en cada una de las celdas. Si se considera un dominio unidimensional, la aproximación se realiza mediante la ecuación:

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} \simeq \frac{\phi_{i+1} - \phi_{i-1}}{x_{i+1} - x_{i-1}} \quad (3.18)$$

Para extender la aproximación a celdas colindantes con precisión de segundo orden se utilizan (19) y (20), donde ϕ es la variable a calcular y x es la coordenada espacial.

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} \simeq \frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{x_{i+1} - x_i} \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} \simeq \frac{\phi_i - \phi_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} \quad (3.20)$$

- **Método de los volúmenes finitos.** La gran ventaja de este método es que conserva las cantidades transportadas en celdas regulares e irregulares, pues la mayor parte de las celdas del dominio son irregulares. Para comprender su funcionamiento, se va a utilizar la ecuación de una onda simple reescrita en forma integral, donde V es el volumen de celda, S es el área de la superficie de la celda y n es la superficie normal:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial u\phi}{\partial x} = 0 \quad (3.21)$$

$$\frac{d}{dt} \int \phi dV + \int nu\phi dS = 0 \quad (3.22)$$

La ecuación (3.22) se resuelve haciendo el sumatorio de los flujos que atraviesan las caras de la celda, asignando los valores obtenidos al centro de la celda. Por tanto, la variable ϕ y la velocidad se interpolan a las superficies de la celda para resolver la ecuación (3.22). Una posible solución a esta interpolación sería realizar la media de los valores de dos celdas adyacentes y asignarlos a la superficie que las une. Finalmente, en la superficie común entre ambas queda definido el valor de ϕ a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\phi_{t+1/2} = \frac{1}{2}\phi_t + \frac{1}{2}\phi_{t+1} \quad (3.23)$$

$$\phi_{t-1/2} = \frac{1}{2}\phi_t + \frac{1}{2}\phi_{t-1} \quad (3.24)$$

3.4.1.7. Sub-modelos

Mediante los diferentes sub-modelos disponibles en el software, es posible obtener otros parámetros. Dependiendo de cómo interaccionen con el cálculo, se pueden clasificar en:

- **Sub-modelos de propiedades.** Permiten obtener ciertas variables de cálculo a partir de ecuaciones definidas por el usuario. Entre los numerosos sub-modelos de este tipo, destacan: mecanismos de reacción química, que predicen las propiedades químicas

del fluido; modelos físicos, que describen las propiedades físicas del flujo; modelos de inyección, que permiten describir el comportamiento del combustible utilizado, etc.

- **Sub-modelos de emisiones.** Utilizan las variables proporcionadas por la resolución de las ecuaciones de conservación para predecir el comportamiento físico y químico de determinadas especies.
- **Funciones definidas por el usuario (UDF).** Gracias a estas funciones el usuario puede definir sus propios códigos para obtener parámetros que el programa no proporciona.

3.4.2. MATLAB®

MATLAB® es una herramienta de software matemático con un lenguaje de alto nivel y entorno interactivo que permite el cálculo numérico, la visualización de resultados y la programación. El análisis de datos, el desarrollo de algoritmos y la creación de modelos o aplicaciones están entre sus características. Presenta ciertas ventajas frente a las tradicionales hojas de cálculo o lenguajes de programación, ya que gracias al lenguaje, las herramientas y las funciones matemáticas de las que dispone puede explorar varios enfoques y llegar más rápido que estos a una solución. Es por ello, que la mayor parte del post-procesado de la gran cantidad de resultados obtenidos de *CONVERGE*™ ha sido realizado por este programa.

3.4.3. EnSight

Otro software que ha sido utilizado para el post-procesado de los datos obtenidos tras el cálculo ha sido *EnSight*. Gracias a este programa se pueden obtener imágenes muy claras de la geometría en la que se está trabajando y de los diferentes campos de variables calculadas (temperatura, presión, *CO*, etc.). La principal utilidad de este software para la investigación ha sido la interpretación y localización de ciertos fenómenos en el interior de la cámara de combustión: puntos de inicio y dirección de llama, movimiento del aire o *swirl* en el cilindro, zonas donde se inicia la formación de contaminantes y zonas con mayor concentración de estos, etc.

Algunos ejemplos de las representaciones que se han realizado en *EnSight* quedan reflejados en las siguientes imágenes:

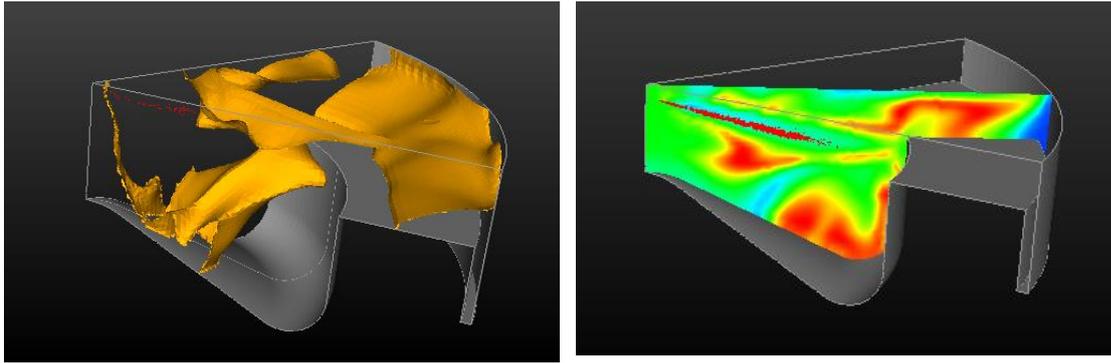


Imagen 3.1: representaciones en EnSight.

3.4.4. Software complementario

Otros programas utilizados a lo largo de la investigación han sido:

- **MobaXterm:** Software que permite la conexión remota con otros ordenadores mediante un terminal, utilizando el código *Linux*. Su función principal en la investigación ha sido realizar operaciones de mantenimiento de la máquina de cálculo y gestionar los cálculos.
- **Gnuplot:** Software utilizado para llevar un seguimiento en tiempo real de los cálculos, pues se trata de un código con licencia GNU para dibujar resultados de forma rápida.
- **Microsoft Excel:** Software de hojas de cálculo utilizado para realizar cálculos menores, comprobar resultados y almacenar información.

3.5. Síntesis y conclusiones

A lo largo del capítulo anterior se ha realizado un recorrido detallado a través de las diferentes herramientas experimentales y teóricas empleadas en el trabajo de investigación.

En el apartado de herramientas experimentales se han descrito las diferentes características del motor utilizado, los sistemas auxiliares instalados junto a él y los sistemas de medición que lleva incorporados. En cuanto a las herramientas teóricas, se ha centrado la atención en el software utilizado para realizar las simulaciones computacionales, sin olvidarse del software complementario y los diferentes usos que se le han dado.

Todas las herramientas descritas en este capítulo junto con los conocimientos descritos en la revisión bibliográfica, permiten afrontar los objetivos planteados con buenas expectativas de éxito.

4. ANÁLISIS DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN

4.1. Introducción

En el siguiente capítulo se lleva a cabo la descripción del proceso de combustión en dos puntos de funcionamiento del motor utilizado para la investigación mediante la combinación de la información obtenida de los diferentes ensayos realizados en el laboratorio y de los resultados obtenidos del modelo CFD.

Cuando se realizan ensayos en un motor existe cierta información cuya obtención supone muchas complicaciones o que no es posible conseguir debido a la imposibilidad de colocar equipos de medida o de adquisición de datos en determinados sectores del motor. Procesos como la evolución de la temperatura o del chorro de combustible en el interior de la cámara de combustión, o las zonas del cilindro en las que se generan los contaminantes son ejemplos de ello. Para estos casos, con el modelado CFD del motor se es capaz de conseguir dicha información, incluso gracias a la utilización de un software complementario (EnSight) es posible visualizar el proceso.

Otra gran ventaja del modelado CFD es la gran velocidad con la que se pueden probar diferentes soluciones para un caso determinado. Cualquier motor presenta una configuración original base: cilindrada, forma de la cabeza del pistón, diámetros de los colectores de admisión y escape, diámetros de las válvulas de admisión y escape, swirl en el cilindro, etc. Cambiar dicha configuración es un proceso costoso para el cual se necesita gran cantidad de tiempo, mano de obra y lo más importante, dinero. Sin embargo, el modelado CFD permite la modificación de cualquiera de estas y otras características con gran facilidad, en un periodo de tiempo reducido y con un coste económico mínimo.

Los dos puntos de funcionamiento del motor seleccionados para llevar a cabo la investigación son:

- **Funcionamiento a plena carga:** en este punto el motor está funcionando a plena potencia con el régimen de giro fijado en 3750 rpm. Al funcionar en la zona del mapa motor de máxima potencia, las emisiones contaminantes generadas no suponen una preocupación.
- **Funcionamiento a baja carga:** este punto es representativo de la zona del mapa motor en el que se busca cumplir con los límites de emisiones contaminantes impuestos por los gobiernos. En este caso el motor está funcionando a mínima potencia y con régimen de giro de 1750 rpm.

Tras obtener los resultados de los cálculos del modelado CFD para los dos puntos originales, se han realizado diferentes modificaciones en ambos para conseguir información

acerca de la sensibilidad del motor. Dicha sensibilidad se comprobará comparando los valores de presión, la tasa de liberación de calor y las emisiones con los valores de los casos originales.

4.2. Descripción del proceso de combustión

El proceso de combustión de un motor de encendido por compresión está condicionado por diversos factores. En los diferentes puntos de funcionamiento del motor se producirá una correcta combustión cuando cada uno de estos factores cumpla con unas características determinadas. En el caso que no se dieran las condiciones adecuadas, el combustible se quemaría parcialmente y las consecuencias serían completamente negativas.

A lo largo del siguiente capítulo se va a describir el proceso de combustión, tanto del caso experimental como del modelado mediante CFD para los dos puntos de funcionamiento ensayados en el motor. Para la descripción del proceso del ensayo experimental, se utilizarán los datos de presión en el cilindro y tasa de liberación de calor obtenidos durante su realización, y en el caso del modelado CFD, se utilizará toda la información obtenida acerca de lo que ocurre en el interior del cilindro, junto con las imágenes de la evolución de la temperatura en el interior de la cámara de combustión proporcionadas por el software EnSight.

4.2.1. Caso experimental

4.2.1.1. Funcionamiento a plena carga

Las condiciones principales de operación del motor cuando es ensayado en el laboratorio a máxima potencia quedan resumidas en la tabla 4.1.

<i>Régimen de giro</i>	3750 rpm
<i>PMI</i>	20.01 bar
<i>Presión de inyección</i>	2528 bar
<i>Masa de fuel inyectada</i>	46.9 mg/ciclo
<i>Instante de inicio de la inyección</i>	-12.78 °
<i>Duración de la inyección</i>	49.8 °

Tabla 4.1: condiciones de operación del motor a 3750 rpm

Un parámetro que afecta directamente a la potencia que puede desarrollar el motor es a la velocidad que puede llegar a girar. En el caso de estudio, para que el motor alcance su potencia máxima, se fijan las revoluciones por minuto en 3750, lo que implica una serie de condiciones de operación específicas. En primer lugar, la velocidad a la que se mueve el pistón es muy alta, y para conseguir inyectar el combustible en el momento justo y a la velocidad adecuada sin afectar negativamente al correcto funcionamiento del motor, la presión de inyección debe ser muy elevada. Otro parámetro afectado es la duración de la inyección, pues el girar tan rápidamente provoca que la duración de la inyección sea larga. Para evitar que las fases de combustión por difusión rápida y lenta se alarguen y afecten negativamente al proceso de combustión, es necesario avanzarla unos grados.

Por otro lado, la gran cantidad de combustible inyectada en cada ciclo es debida al funcionamiento de máxima potencia. Tampoco hay que olvidarse de la PMI en la que trabaja el motor, ya que al funcionar a máxima potencia, va a tener un valor muy elevado, incluso llegando a los límites de un motor Diesel.

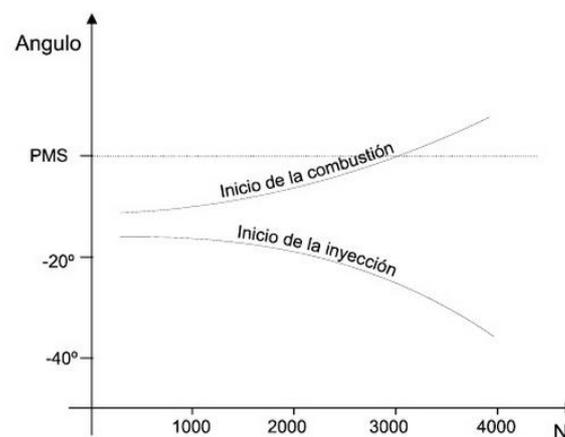


Figura 4.1: Ángulos de inicio de la inyección y de la combustión en función del régimen de giro.

Una vez inyectado el combustible, justo en el ángulo -12.78° , y tras un pequeño periodo de retraso en el que ocurren una serie de pre-reacciones, tiene lugar el autoencendido de la mezcla, fenómeno que implica el comienzo de la etapa de combustión premezclada. Tras este instante, las reacciones fuertemente exotérmicas en condiciones de dosado rico y la elevada velocidad de combustión, provocan un brusco aumento de la temperatura y de la presión, llegando a alcanzar valores comprendidos entre los 120 y 130 bares.

En la figura 4.2, representación de la evolución de la presión en el interior del cilindro, es posible visualizar dicho fenómeno entre los ángulos -10° y -5° aproximadamente, aunque se verá con mayor claridad en la tasa de liberación de calor del proceso. El aumento gradual de la presión antes de este instante es debido a la compresión del gas ambiente del cilindro producida por el movimiento ascendente del pistón.

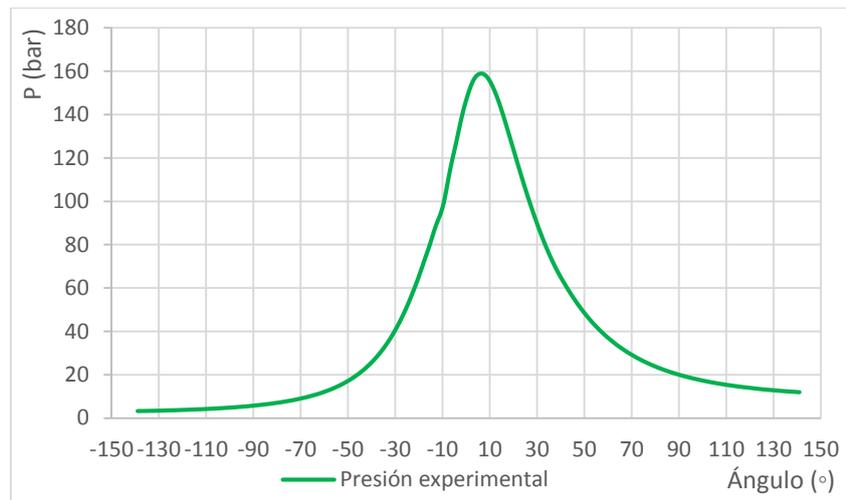


Figura 4.2: Evolución de la presión en la cámara de combustión para el funcionamiento a plena carga.

Al finalizar esta fase, tiene lugar el inicio de la formación de la llama de difusión, momento que marca el comienzo de la combustión por difusión rápida, una fase en la que convive la inyección junto a la combustión. Es en esta etapa cuando la presión, continuando con la tendencia fuertemente creciente de la fase anterior, alcanza el máximo absoluto de todo el proceso, pues además del fuerte aumento que produce la combustión, el pistón alcanza el punto muerto superior comprimiendo completamente la mezcla. Para el caso de estudio, el valor obtenido experimentalmente ha sido de 158.87 bares de presión en el ángulo 6.7° .

La finalización del proceso de inyección marca el comienzo de la última fase, la combustión por difusión lenta. En esta etapa, la masa de combustible restante va a continuar quemándose puesto que va a seguir mezclándose con el gas ambiente que queda en el cilindro gracias a la turbulencia generada por el efecto del swirl, el descenso del pistón y la energía restante del proceso de inyección.

Debido a que la cantidad de oxígeno disponible en la cámara de combustión va disminuyendo, las posibilidades de conseguir una mezcla adecuada para que se produzca la combustión van reduciéndose y por lo tanto, la velocidad de la combustión disminuye hasta que se consume el combustible en su totalidad. La combinación de este fenómeno con la

bajada del pistón en el cilindro que se produce durante la etapa de expansión, son la causa de la disminución gradual de la presión plasmada en la figura 4.2.

Otro parámetro de gran importancia en el momento de realizar el análisis temporal del proceso de combustión es la tasa de liberación de calor. Para el caso de máxima potencia, dicha tasa queda plasmada en la figura 4.3.

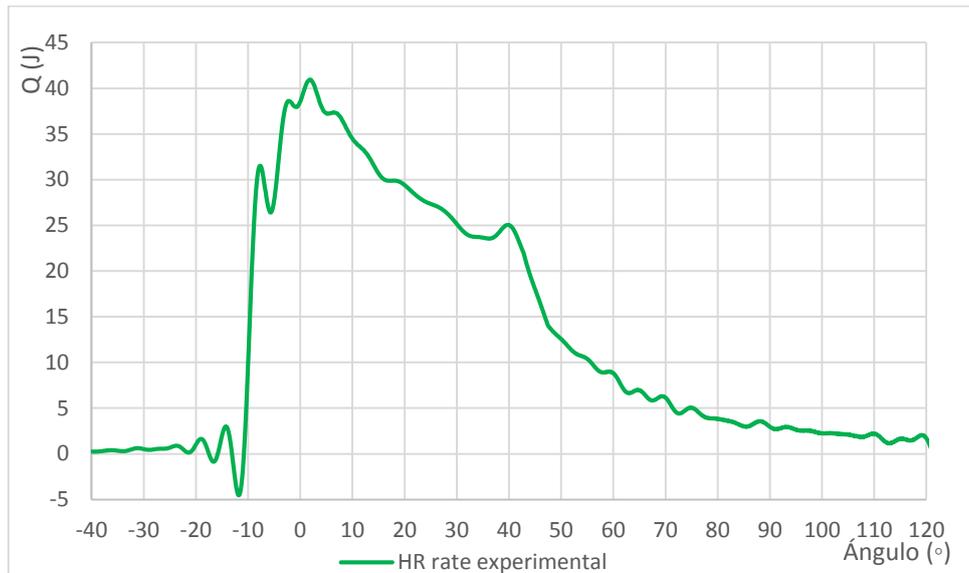


Figura 4.3: tasa de liberación de calor del motor funcionando a 3750 rpm.

La primera fase del proceso se caracteriza por la poca liberación de calor. Aunque durante el tiempo de retraso posterior al instante de inyección se produzcan una serie de pre-reacciones que favorecen el inicio de la combustión, estas apenas son exotérmicas y ello se traduce en que la tasa sufre muy poca variación. La figura 4.3 muestra como alrededor del ángulo -10° (la inyección se produce en el -12.78°) la variación de la tasa es mínima.

En la segunda etapa, la combustión premezclada, la tasa sufre un crecimiento brusco hasta alcanzar un máximo de 31.536 J/CAD en el ángulo -7.7° , para luego decaer hasta un mínimo relativo de 26.418 J/CAD con ángulo -5.7° , que supondría el final de esta fase. Este fuerte crecimiento puede verse, aproximadamente, entre los ángulos -10° y -5° de la figura 4.3, y es producido por la oxidación de la mezcla de combustible-aire, formada en el tiempo de retraso, que no se ha autoencendido previamente por no tener las condiciones adecuadas.

En la fase de combustión por difusión rápida, localizada aproximadamente entre los ángulos -5° y 37° de la figura 4.3, la tasa vuelve a crecer para alcanzar de nuevo un máximo de 40.958 J/CAD en el ángulo 1.9° . Este crecimiento se consigue gracias a que la mezcla generada en el interior del cilindro es prácticamente estequiométrica y que los diferentes procesos

físicos de mezcla en el chorro, comentados en el apartado 2.2.3, ocurren correctamente. También destacar que, con el motor funcionando en las condiciones de este ensayo, alto régimen y máxima potencia, la masa de combustible quemado en la fase de combustión premezclada será muy pequeña y por lo tanto, es en la fase de combustión por difusión donde se consumirá, a una velocidad moderada, la cantidad no quemada en la fase anterior y todo lo inyectado durante esta fase, generando una liberación de calor muy superior a la de la fase anterior.

Tras alcanzar este máximo, se puede ver en la figura 4.3 como la tasa comienza a decrecer gradualmente aun permaneciendo la inyección de combustible. La elevada duración de la inyección provoca que las llamas generadas por cada uno de los chorros acaben alcanzando la pared, donde entran en contacto unas con otras de manera que la cantidad de oxígeno disponible entre ellas desaparece. Al disponer de menor cantidad de oxígeno con la que realizar la mezcla, la combustión empeora y, por lo tanto, la cantidad de calor liberado disminuye.

La última fase se caracteriza por la finalización de la inyección, lo que supone suprimir un gran aporte de cantidad de movimiento en el cilindro, el cual facilitaba la mezcla entre combustible y gas ambiente. Con el empeoramiento de la mezcla, la tasa sufre una disminución gradual hasta que el proceso de combustión acaba, como se puede observar en la figura 4.3 a partir del ángulo 37°.

4.2.1.2. Funcionamiento a baja carga

Cuando el motor se pone en funcionamiento en la sala de ensayos a baja carga, presenta las condiciones de operación resumidas en la tabla 4.2.

<i>Régimen de giro</i>	1750 rpm
<i>PMI</i>	4.93 bar
<i>Presión de inyección</i>	543 bar
<i>Masa de fuel inyectada</i>	10.52 mg/ciclo
<i>Instante de inicio de la inyección</i>	-1.24°
<i>Duración de la inyección</i>	12.01°
<i>Instante de inicio de la inyección piloto</i>	-23.74°
<i>Duración de la inyección piloto</i>	4.21°

Tabla 4.2: condiciones de operación del motor ensayado a baja carga

En este ensayo el motor se ha puesto en funcionamiento a baja carga, zona del mapa motor en la que se deben cumplir con los límites de emisiones impuestos. Al funcionar a baja potencia, el régimen de giro será inferior al del caso anterior (1750rpm) y, por lo tanto, cambiarán algunas de sus condiciones de operación. En primer lugar, se introducirá una inyección piloto, de muy poca masa, en el ángulo -1.24° para aumentar la temperatura y la presión de la cámara de combustión. De esta manera se consigue favorecer el autoencendido de la mezcla, reducir el tiempo de retraso, disminuir ruidos generados por el proceso y las emisiones de NO_x . En segundo lugar, la presión de inyección queda reducida aproximadamente a la cuarta parte de la del caso de máximo potencia, pues en este caso la velocidad del pistón es menor y para conseguir la velocidad de inyección correcta no es necesario tanta presión. Otro parámetro afectado por el régimen de giro es la duración de la inyección principal, pues al reducirse las rpm esta también se ve reducida.

Finalmente hay que comentar la fuerte disminución de la presión media indicada del motor, pasando de 20 a 4.93 bares. Esto es debido a que el motor pasa a funcionar a un nivel de carga también muy inferior al anterior.

En cuanto a la evolución de la presión, en este caso presenta el perfil representado en la figura 4.4.

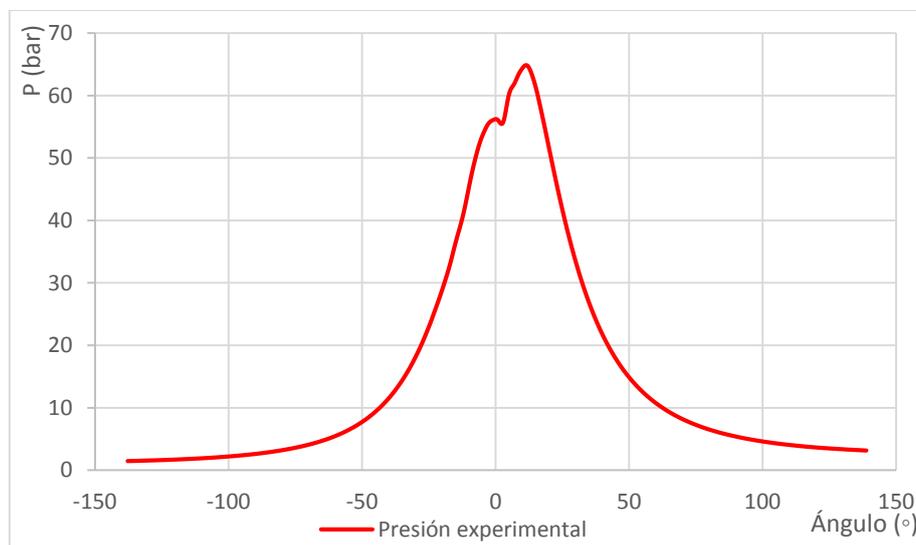


Figura 4.4: evolución de la presión en el interior del cilindro con el motor funcionando a 1750 rpm

Previo a la combustión principal, se puede observar el efecto de la inyección piloto en el proceso. Al quemar la pequeña masa de combustible inyectada, la presión en el interior del cilindro sufre un fuerte crecimiento hasta alcanzar un máximo relativo de 56.21 bares justo

en el punto muerto superior, para posteriormente descender hasta un mínimo relativo que representa el final de la combustión de la inyección piloto. Con esta etapa previa se consiguen unas condiciones muy favorables para el rápido autoencendido de la masa de combustible de la inyección principal, reduciéndose considerablemente el tiempo de retraso y junto con él, la duración total del proceso de combustión.

Tras alcanzar el mínimo relativo, en la figura 4.4 se observa el brusco crecimiento de la presión provocado por las reacciones fuertemente exotérmicas de la fase de combustión premezclada.

Durante la fase siguiente, la combustión por difusión rápida, la presión continuará en aumento hasta alcanzar el máximo absoluto de la figura 4.4, con un valor de 64.85 bares en el ángulo 11.5°. Además hay que destacar que para este ensayo, debido a que la introducción de la inyección piloto disminuye el retraso al autoencendido, esta fase ocurrirá en un periodo de tiempo más reducido que en el caso anterior.

La finalización de la inyección da comienzo a la última fase del proceso de combustión. Esta fase se caracteriza por la dificultad para producirse la mezcla combustible-aire debido al cese de aporte de cantidad de movimiento por parte del inyector, lo que se traduce en una peor combustión, y por lo tanto en una disminución de la temperatura y presión en el cilindro, plasmada esta última en la figura 4.4.

Para este ensayo, la tasa de liberación de calor sigue la evolución representada en la figura 4.5.

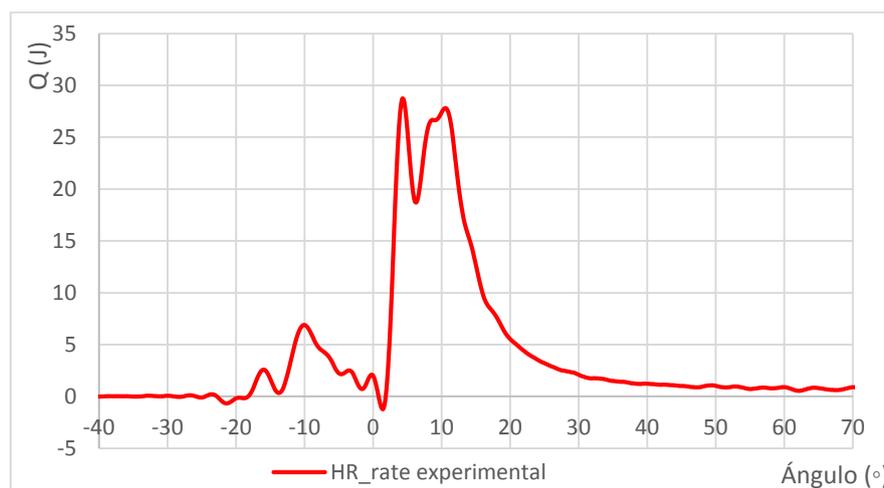


Figura 4.5: tasa de liberación de calor del motor funcionando a 1750 rpm.

En esta figura se pueden diferenciar claramente tanto la combustión de la inyección piloto, entre los ángulos -20° y 0° , como la combustión de la principal, entre 0° y 50° aproximadamente. Además, es posible distinguir como ambas presentan un perfil parecido: dos fuertes incrementos de la tasa que culminan con dos máximos y un descenso gradual al final de cada combustión.

Tras un pequeño tiempo de retraso en el que la tasa apenas sufre variación debido al poco calor generado por las reacciones que ocurren en él, tiene lugar el primer incremento. Esta gran variación de la tasa es la correspondiente a la fase de combustión premezclada y, como ya se ha comentado con anterioridad, la causante es la oxidación del combustible mezclado en la fase anterior en un instante de tiempo muy pequeño, lo que genera una gran liberación de calor. En este caso, el máximo alcanzado presenta un valor de 28.73 J/CAD en el ángulo 4.27° .

Una vez finalizada la combustión premezclada, momento marcado por el mínimo que alcanza la tasa en el ángulo 6.27° y valor 18.7 J/CAD , tiene lugar el segundo incremento. Este crecimiento corresponde a la fase de combustión por difusión rápida, y culmina en el máximo de valor 27.79 J/CAD . En esta fase, a diferencia del ensayo de máxima potencia, la tasa de liberación de calor no decrece. La utilización de una inyección de corta duración provoca que la longitud temporal de esta fase sea mucho menor. De esta manera, las llamas generadas por cada chorro de combustible no tienen tiempo para entrar en contacto en la pared y, por lo tanto, el oxígeno que disponen es el suficiente para que se produzca una correcta combustión, sin disminución del calor liberado.

Una vez finalizada la inyección en el ángulo 11.24° , punto de inicio de la combustión por difusión lenta, el proceso de formación de mezcla empeora por las razones que se han comentado en el caso anterior, y la tasa de liberación de calor disminuye hasta que termina la combustión.

4.2.2. Modelado CFD

4.2.3. Funcionamiento a plena carga

Con el motor rindiendo a máxima potencia, el proceso de combustión está caracterizado por su larga duración debido a la gran velocidad de giro del cigüeñal. Una vez inyectado el combustible, y tras un pequeño periodo de retraso en el que se va formando mezcla combustible-gas ambiental, en la imagen 4.1 puede verse como la temperatura en los bordes de la mezcla sufre un aumento repentino, marcando el momento de inicio del autoencendido y, por lo tanto, el comienzo de la rápida combustión premezclada. También puede verse que, como se comentaba anteriormente, este fenómeno queda localizado en las proximidades de

la tobera del inyector, localización típica en un motor funcionando a carga y régimen de giro altos.

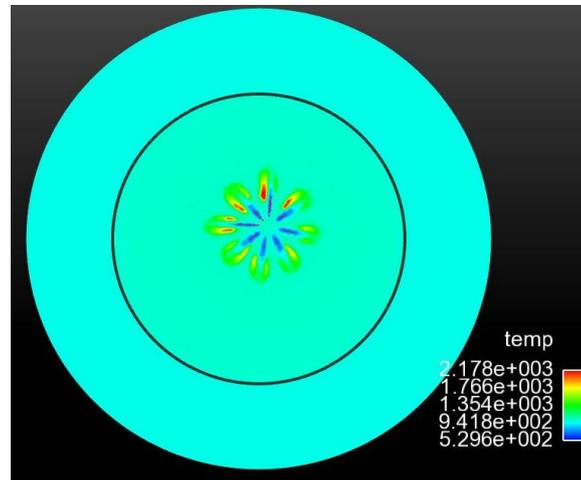
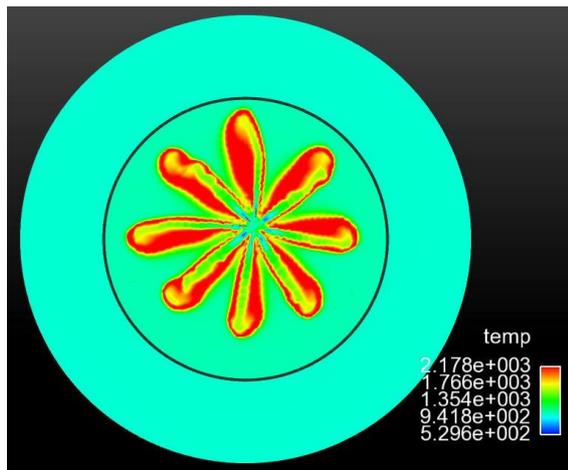


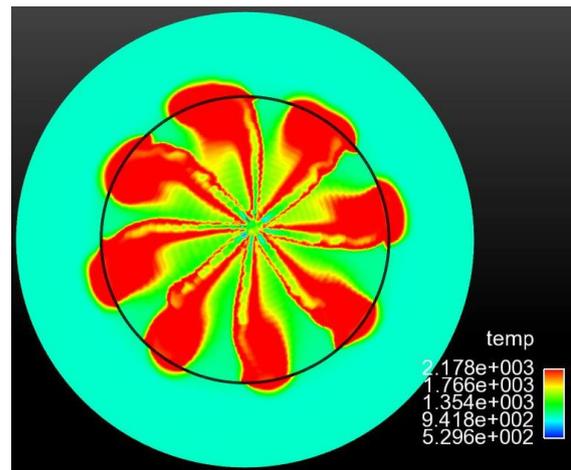
Imagen 4.1: Autoencendido de la mezcla aire-combustible

Tras esta rápida etapa, tiene lugar la fase de combustión por difusión rápida. En esta, como puede verse en la imagen 4.2, al mismo tiempo que el combustible es inyectado y va formando mezcla con el aire del cilindro, las condiciones de temperatura y presión de la cámara de combustión hacen que vaya quemándose. Con respecto a la localización del fenómeno, también se puede ver en la imagen 4.2 como este comienza en el borde del frente del chorro inyectado y va propagándose hacia el inyector, hasta estabilizarse a una pequeña distancia de él. Otro aspecto a destacar, visible en la imagen 4.2 *d)*, es como las llamas generadas por cada chorro de diésel se deforman por el efecto del swirl, aunque se mantenga la inyección.

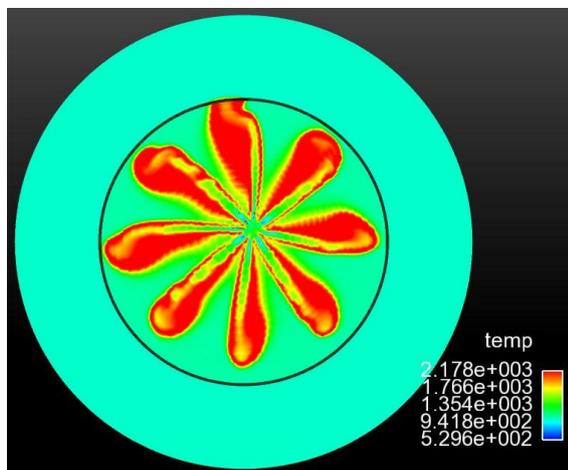
En el apartado en el que se analizaba la tasa de liberación de calor se comentaba el porqué de la disminución de la cantidad de calor emitido: la falta de oxígeno entre las llamas al chocar con la pared del pistón. En la imagen 4.2 *d)* puede verse claramente como cada una de las llamas al chocar con la pared se expande y se pone en contacto con la de al lado.



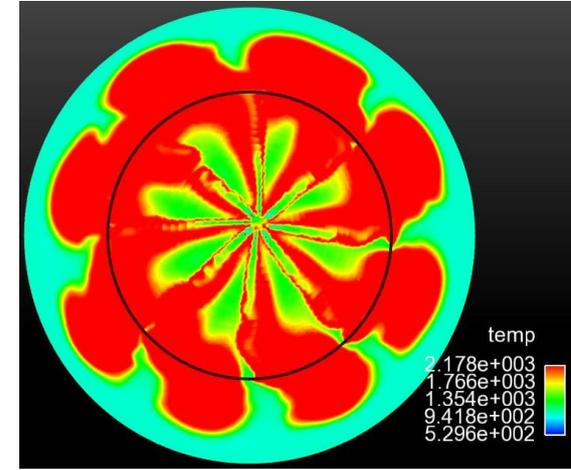
a)



c)



b)



d)

Imagen 4.2: Temperatura del cilindro en el plano de inyección en distintos momentos de la fase de combustión por difusión rápida.

Como se puede ver en la imagen 4.3, en el comienzo de la última etapa del proceso de combustión el aporte de combustible finaliza, y junto con él, como ya se ha comentado antes, la cantidad de movimiento que facilitaba la formación de la mezcla y, consecuentemente, una correcta combustión. Lo normal en estos casos sería que, con el empeoramiento de la mezcla, la combustión se deteriorara y la temperatura decreciera considerablemente y de manera rápida. Sin embargo, una combustión de larga duración, como ocurre en este caso, permite que el swirl generado en el interior del cilindro pueda actuar y provocar que la gran cantidad de combustible inyectado continúe mezclándose con el oxígeno disponible y que la combustión se mantenga, como muestra la imagen 4.3. La deformación de las llamas es otra muestra de que el swirl está presente en esta fase.

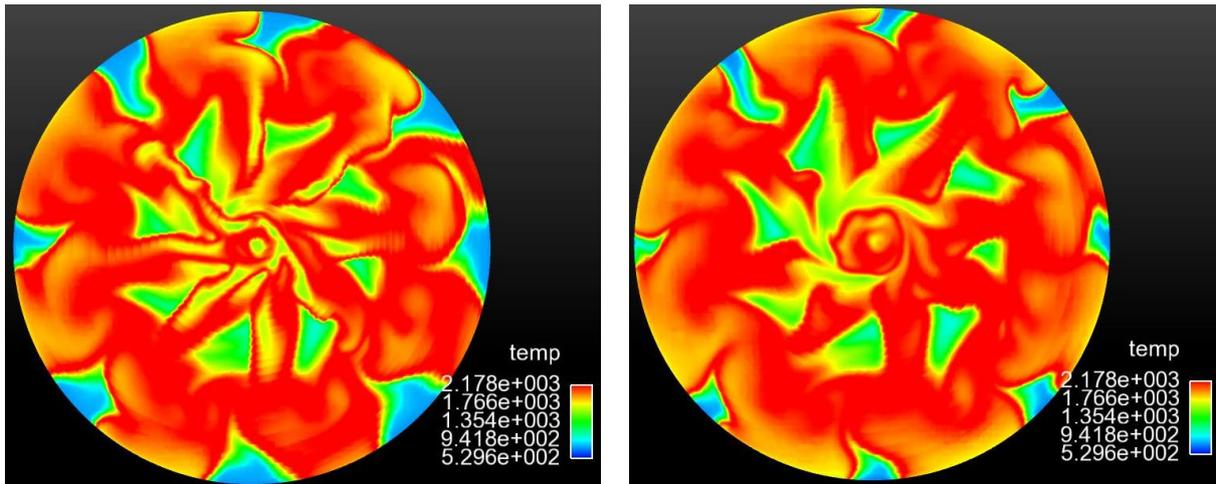


Imagen 4.3: temperatura del cilindro en el plano de inyección en dos instantes de la fase de combustión por difusión lenta.

4.2.4. Funcionamiento a baja carga

En este punto de funcionamiento del motor, como ya se ha comentado en el apartado del caso experimental, el proceso de combustión se caracteriza por incorporar una inyección piloto previa a la principal.

A través de la imagen 4.4 es posible seguir la evolución de la temperatura en el proceso de combustión de la inyección piloto, una evolución muy similar a la del proceso principal pero con menor cantidad de combustible consumida. En la imagen 4.4 *a)* se produce la inyección del combustible, mientras que durante los momentos *b)* y *c)*, dicha inyección se mantiene al mismo tiempo que se produce el aumento de la temperatura debido al autoencendido de la mezcla y el desarrollo de la combustión, se puede ver como la llama se forma en el frente de chorro y evoluciona hacia los orificios del inyector. Finalmente, tras el cese de aporte de combustible, se observa en la imagen 4.4 *d)* como, debido a la finalización de la combustión, se va perdiendo temperatura y la forma de la llama va desapareciendo. Es en este instante cuando, con unas condiciones mucho más favorables para el fenómeno de autoencendido de la mezcla, se produce la inyección principal y, junto con ella, el comienzo del proceso de combustión principal.

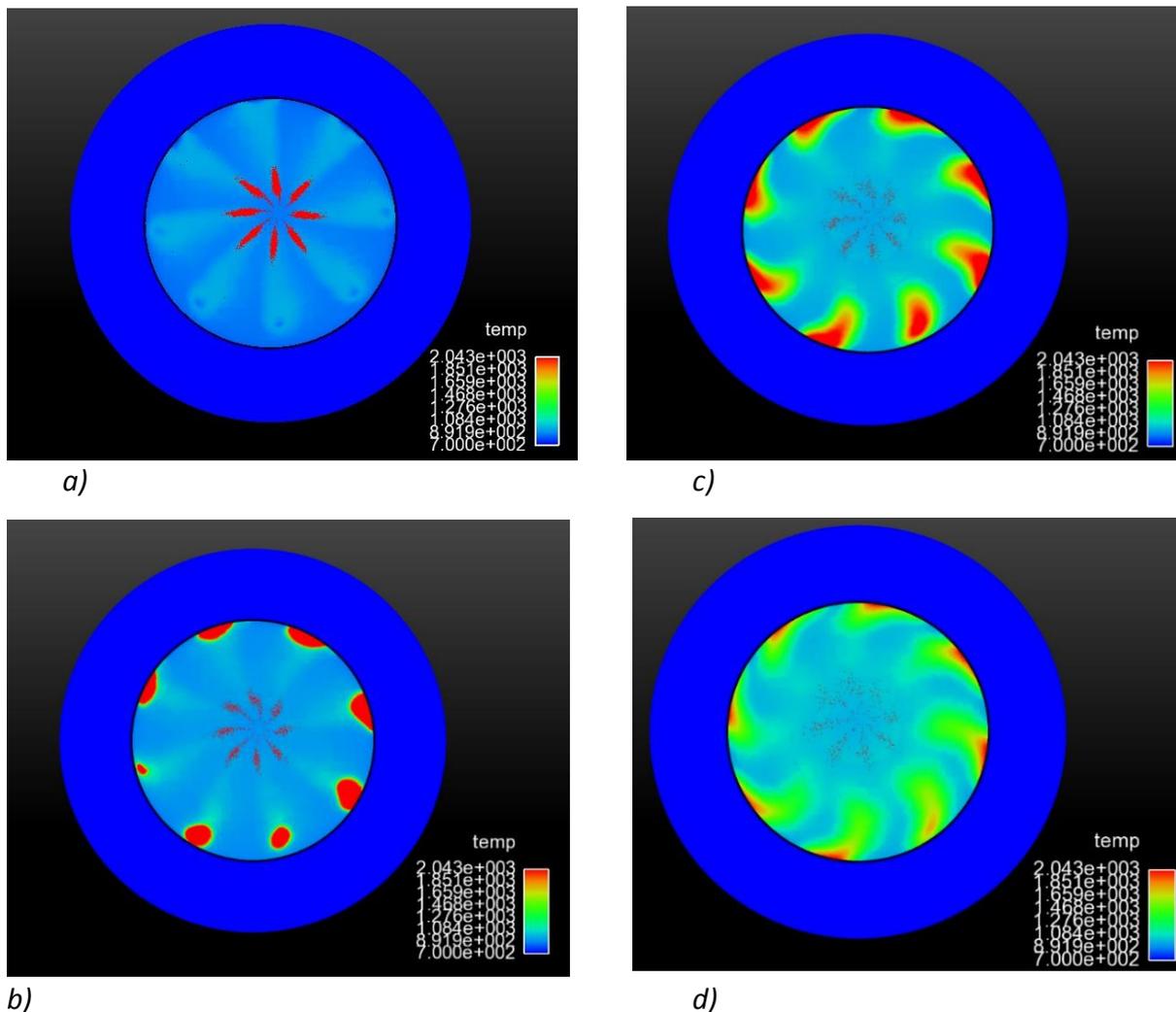


Imagen 4.4: evolución de la temperatura en el proceso de combustión de la inyección piloto

El primer instante del proceso a destacar es el autoencendido de la mezcla, que marca el comienzo de la fase de combustión premezclada. Tras el periodo de retraso, de corta duración por las razones ya comentadas anteriormente, en la imagen 4.5 puede verse como la temperatura del perfil del chorro de combustible que se ha ido mezclando con el gas ambiente sufre un aumento repentino, esto quiere decir que la mezcla se ha autoencendido. La relativamente baja temperatura y presión en el interior del cilindro, correspondiente a un funcionamiento de baja potencia, hacen que el lugar donde ocurre dicho autoencendido se desplace aguas abajo hacia el frente del chorro en dirección axial.

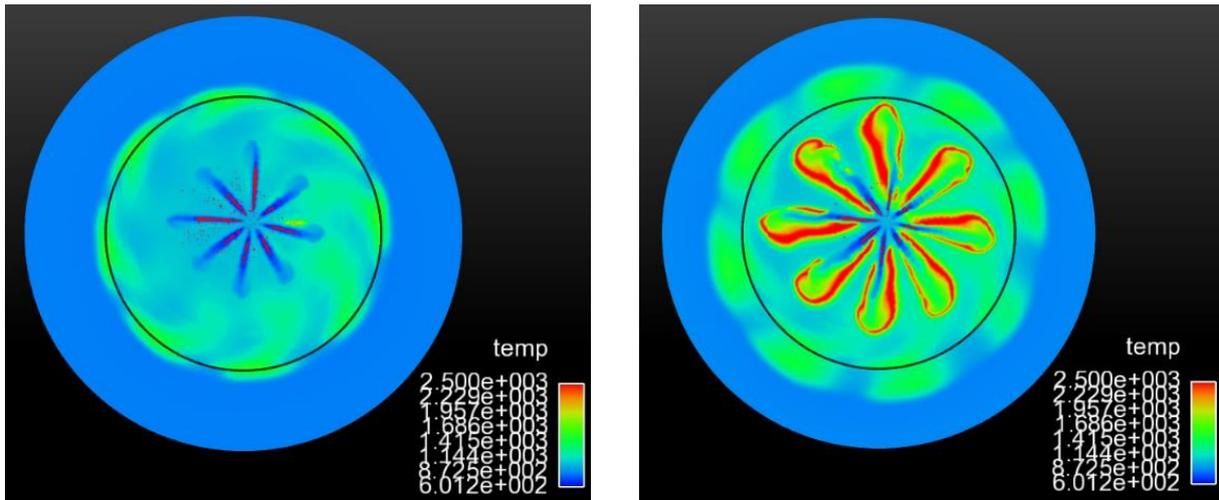


Imagen 4.5: temperatura en el interior del cilindro durante la inyección y el autoencendido de la mezcla en el proceso de combustión

Plasmado en la imagen 4.6, en la etapa de combustión por difusión rápida para este caso, y como ocurre en el caso de máxima potencia, el quemado de la mezcla comienza en los alrededores del frente del chorro y va propagándose hacia los orificios de salida del inyector, cerca de los cuales acaba estabilizándose. En la imagen 4.6 también se observa cómo en ningún instante de esta fase, ninguna de las llamas acaba poniéndose en contacto con otra, como se había comentado anteriormente. Otro aspecto también visible es como se mantiene la inyección durante toda esta fase.

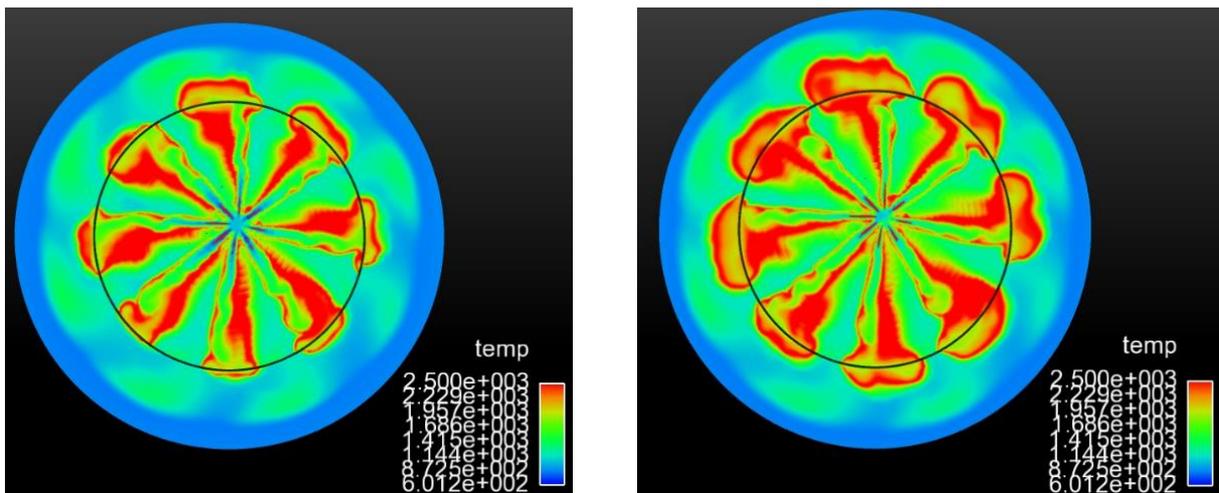


Imagen 4.6: temperatura en el interior del cilindro en dos instantes de la fase de combustión por difusión rápida.

Durante la fase de combustión por difusión lenta, puede verse en la imagen 4.7, como va disminuyendo la temperatura en el interior de la cámara al mismo tiempo que la llama va perdiendo su forma. La causa de este fenómeno es el cese de aporte de cantidad de movimiento por parte de la inyección, ya que provoca mayores dificultades para que se produzca la mezcla y por lo tanto va empeorando la combustión.

En este caso puede verse en la imagen 4.7 que, a diferencia del caso de máxima potencia, el efecto del swirl es mínimo, pues la pequeña duración de la inyección genera una combustión muy corta y no hay tiempo para que haga efecto.

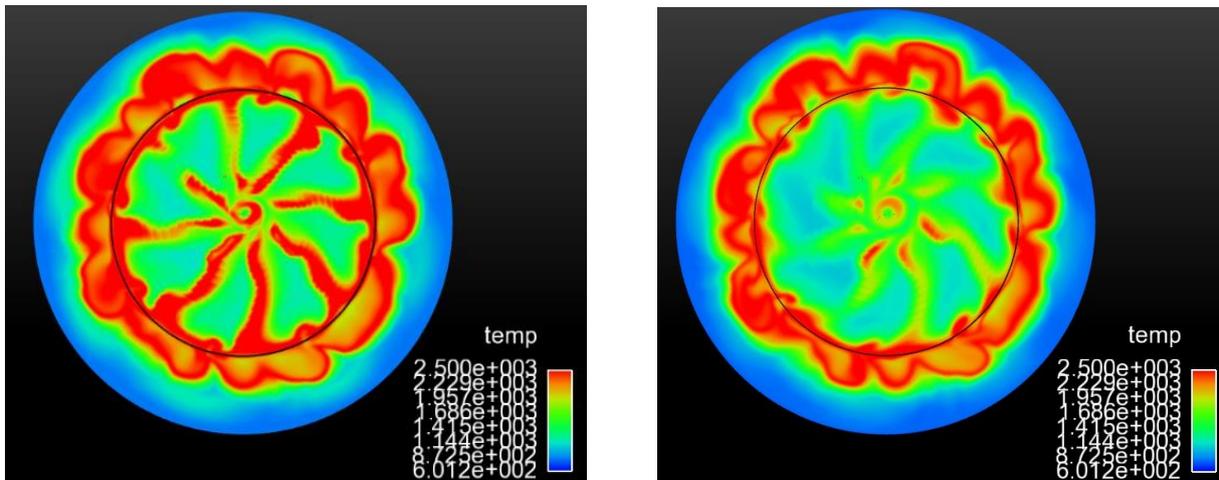


Imagen 4.7: temperatura en el interior del cilindro en dos momentos de la fase de combustión por difusión lenta

4.3. Comparación de resultados experimentales con resultados CFD

Tras describir y analizar detalladamente el proceso de combustión de los dos ensayos realizados en el motor, funcionamiento en alta y baja carga, a partir de la información obtenida tanto de las pruebas en laboratorio como de los cálculos del modelado CFD, se dispone de la suficiente información para comparar las diferencias y similitudes que presenta la combustión entre ambos. Para ello, se van a necesitar los dos parámetros ya utilizados para describir el proceso de combustión de cada uno: evolución de la presión en el cilindro y la tasa de liberación de calor.

4.3.1. Evolución de la presión en el cilindro

En la figura 4.6 queda reflejado el comportamiento de la presión tanto del caso experimental como del CFD para el funcionamiento del motor a plena carga. Para este caso, la evolución de la presión en ambos es prácticamente la misma, pues se puede ver claramente como una línea superpone a la otra debido al buen ajuste del caso CFD.

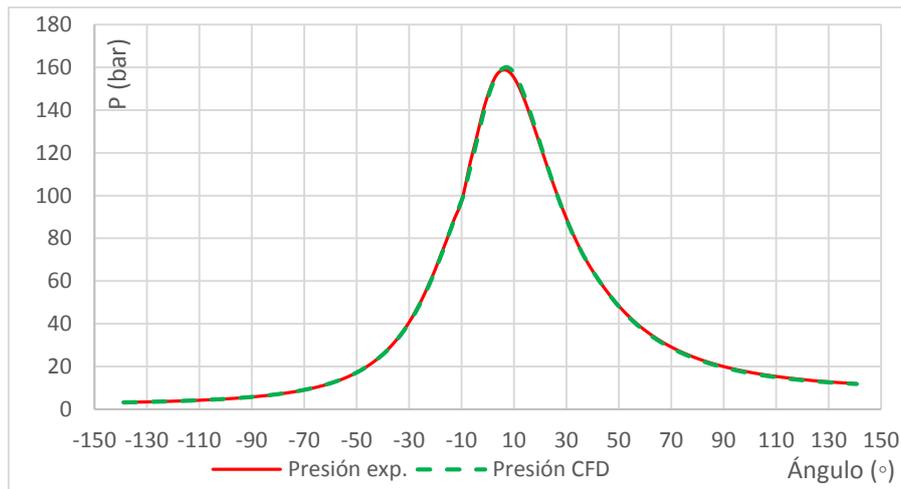


Figura 4.6: evolución de la presión del caso experimental y del caso CFD para máxima potencia.

La única diferencia clara entra ambas, aunque para verla se debería ampliar la figura en la zona situada entre los ángulos -25° y 30° (figura 4.7), es que el máximo alcanzado por la presión experimental se encuentra por debajo de la del CFD, y unos grados adelantada. Exactamente, dicha presión experimental alcanza un valor de 158.88 bares en el ángulo 6.5° , frente a los 160.12 bares en el ángulo 7.1° de la del CFD. El desfase temporal del caso CFD es debido a que el tiempo de retraso previo al autoencendido es mayor, lo que provoca que el proceso de combustión comience más tarde. Por otro lado, como muestra la tasa de liberación de calor del siguiente apartado, el calor liberado en la fase de combustión por difusión rápida es mayor en el caso CFD y, por lo tanto, el máximo que alcanzará la presión estará por encima de la del caso experimental.

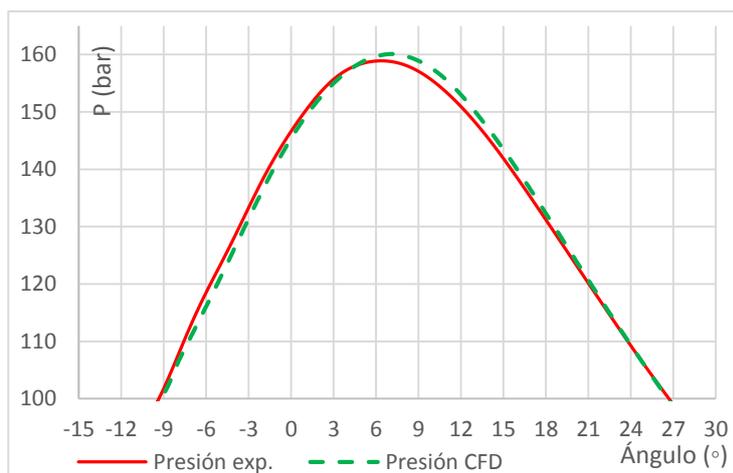


Figura 4.7: comparación entre la evolución de la presión en el caso experimental y la del caso CFD para máxima potencia.

Como se observa en la figura 4.8, con el motor funcionando a 1750 rpm, las diferencias entre ambas presiones son más reconocibles. Justo después de la inyección piloto, en -23.74° , la presión del CFD se separa de la del caso experimental y se sitúa por encima de ella con apenas desfase, continuando por encima durante toda la duración de la inyección principal hasta que finaliza por completo el proceso de combustión. Al comparar los valores de los máximos, se obtiene que la diferencia entre las presiones y los ángulos apenas llega a los 2 bares y 1° respectivamente, esta pequeña diferencia es causada por la mayor liberación de calor de la fase de combustión premezclada en el caso CFD debido a la buena mezcla de aire-combustible que genera el chorro inyectado.

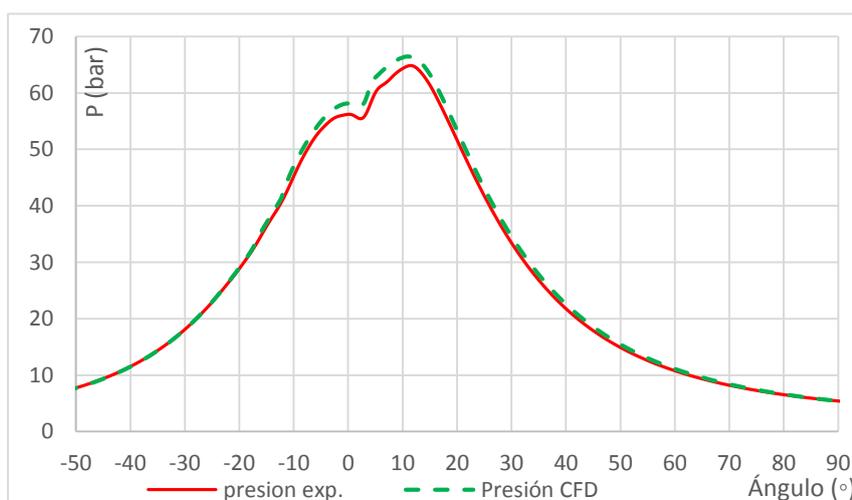


Figura 4.8: comparación entre la evolución de la presión en el caso experimental y la del caso CFD para baja carga.

4.3.2. Tasa de liberación de calor

En la figura 4.9, representación de la tasa de liberación del calor para el motor funcionando a 3750, se detectan una serie de diferencias que coinciden con determinadas fases del proceso de combustión.

La primera diferencia entre ambas tasas aparece en la fase de combustión premezclada, donde la tasa del caso experimental alcanza un máximo relativo situado por encima del máximo relativo alcanzado por el CFD. Esta diferencia, con un valor de 2.44 J/CAD, es admisible para la capacidad del modelado que se dispone.

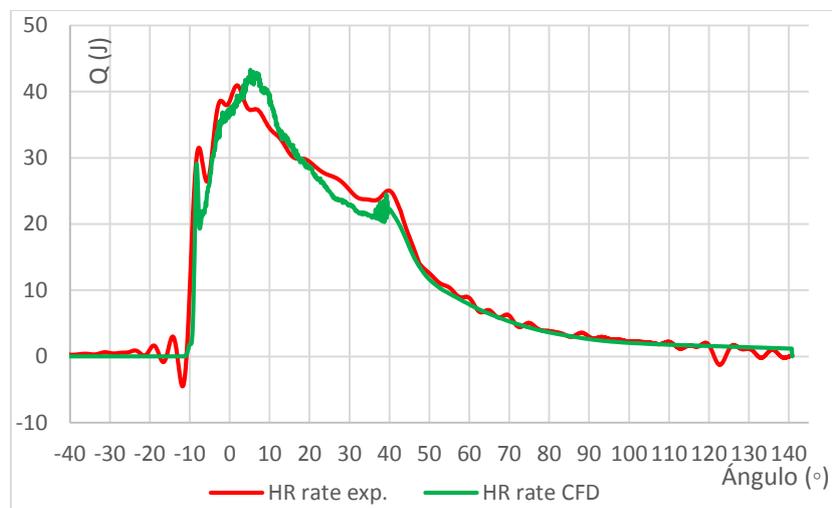


Figura 4.9: tasa de liberación de calor del caso experimental y del CFD para el funcionamiento a plena carga.

En la fase de combustión por difusión rápida se detectan dos desigualdades claras entre ambas tasas. En primer lugar, se puede ver en la figura 4.9 como los máximos de ambas tasas están desfasados y el del caso CFD por encima del experimental. El desfase, exactamente de 5° de giro del cigüeñal, es provocado porque el proceso de combustión en CFD está retrasado por el mayor tiempo de retraso previo al autoencendido. En cuanto a la diferencia entre máximos, la formación de una mejor mezcla aire-combustible en el modelo CFD provoca una mejor combustión y, consecuentemente, que el máximo del caso CFD (42.76 J) está por encima del del caso experimental (40.96 J).

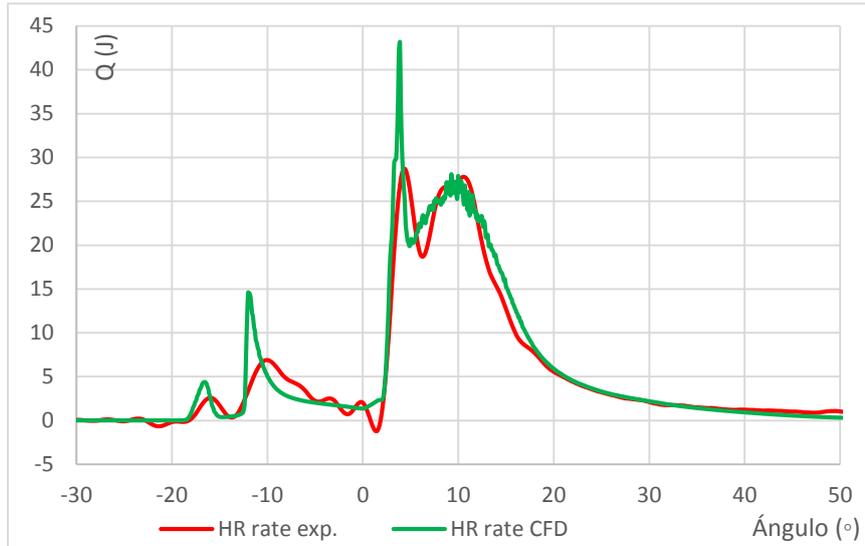


Figura 4.10: tasa de liberación de calor del caso experimental y del CFD para el funcionamiento a baja carga.

En el funcionamiento a baja carga, como ya se ha comentado anteriormente, se incorpora una inyección piloto, cuya combustión prepara el ambiente para la combustión principal. En la figura 4.10 puede verse como el proceso de combustión de dicha inyección para el modelo CFD es más rápido y con una mayor liberación de calor que en el caso experimental. Las causas de estas dos diferencias son las carencias del modelo químico en el caso experimental.

En el proceso de combustión principal, la principal diferencia aparece en la zona de la figura 4.10 correspondiente a la combustión premezclada. En este caso, el modelo CFD presenta un mecanismo químico demasiado rápido, por el cual la transformación del combustible en productos es mucho más rápida. Consecuentemente, el calor liberado en esta fase, con respecto al caso experimental, presenta un pico mucho más alto.

En cuanto a las fases de combustión por difusión lenta y rápida, viendo la figura 4.10 y a partir de los resultados obtenidos, se puede afirmar que las diferencias entre ambos no son excesivas y que el caso CFD está bien ajustado.

Por lo tanto, tras comparar el modelo CFD con los datos experimentales de presión y tasa de liberación de calor del motor, tanto del caso a 3750 rpm como del caso de 1750rpm, se puede concluir que el modelo está muy bien ajustado y, por lo tanto, podrá ser utilizado para modificar diferentes aspectos de funcionamiento del motor y estudiar las variaciones que estos cambios provocan en él.

4.4. Sensibilidad del proceso de combustión

Con el modelo CFD correctamente ajustado al caso experimental, se han llevado a cabo una serie de modificaciones en diferentes aspectos del motor funcionando en los dos niveles de carga estudiados, alta y baja, para obtener información acerca de la sensibilidad del proceso de combustión. Los parámetros utilizados para comprobar dicha sensibilidad son: el comportamiento de la presión, la tasa de liberación de calor y las emisiones contaminantes generadas.

4.4.1. Modificación de la altura del punto de inyección

Como ya se ha comentado en la introducción de este capítulo, la utilización de un modelo CFD proporciona la ventaja de poder realizar cambios en el motor de manera rápida y con mayor facilidad y exactitud. Un ejemplo es la modificación aplicada en este caso: la altura a la que se sitúa el orificio por el que se va a inyectar el combustible en el interior del cilindro. En la sala de ensayos esto se consigue mediante la utilización de una serie de arandelas de diferentes grosores que se apretarán o soltarán en función de la altura que se desea conseguir, un proceso de ajuste muy inexacto y que, debido a las vibraciones cuando el motor se pone en funcionamiento, puede verse modificado. En cambio, en el modelo CFD dicho valor puede ser modificado sin ninguna complicación y con milimétrica exactitud. Esta modificación ha sido aplicada al caso de máxima potencia, en el cual se han probado dos posiciones diferentes a la original. En primer lugar se decide bajar la posición de estos orificios 0.5mm para posteriormente, volverla a cambiar y situarlos 0.5mm por encima.

En la figura 4.11 *a)* puede verse como, al situar los orificios por debajo del punto original, la presión en el interior del cilindro se verá afectada y disminuirá con respecto al caso base, colocándose por debajo tanto en el máximo alcanzado como en la posterior caída. Con la nueva posición de los orificios de inyección, las llamas generadas por la combustión del chorro de combustible chocan con la pared del cilindro en un tiempo inferior, esto provoca que el tiempo en que están en contacto entre sí sea mayor y, por lo tanto, la cantidad de oxígeno disponible entre ellas desaparezca enseguida, empeorando el proceso de combustión. Como ilustra la figura 4.11 *b)*, esto generará una mayor caída de la tasa de liberación de calor en la fase de combustión por difusión rápida y, consecuentemente, la disminución de la presión.

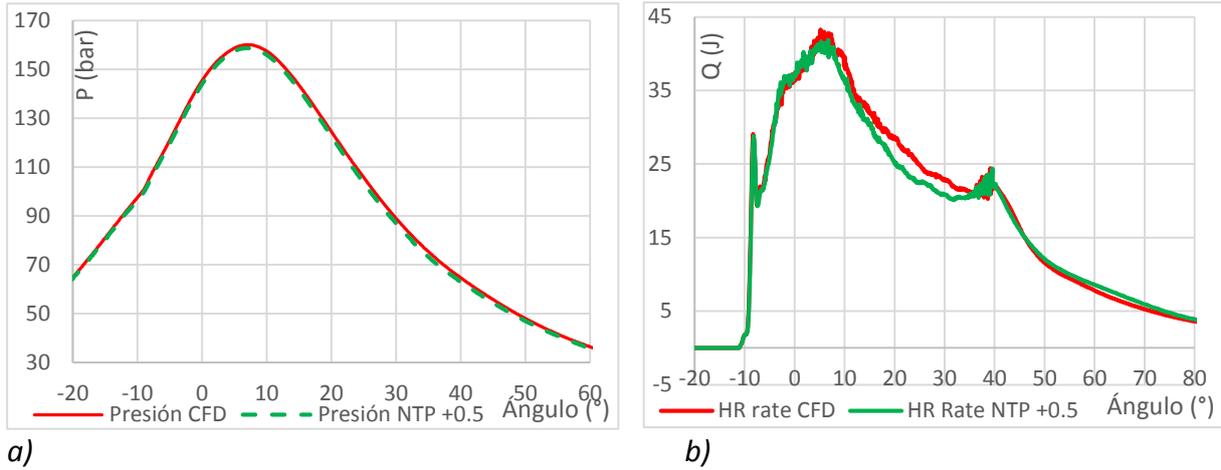


Figura 4.11: comportamiento de la presión en el cilindro y tasa de liberación de calor en el modelo CFD base y en el modelo CFD con la altura de los orificios de inyección modificada 0.5mm por debajo de la original.

Con los orificios de inyección situados por encima de la posición original ocurre lo contrario que en el caso anterior. Las llamas no alcanzan tan rápidamente la pared del pistón y, por lo tanto, están menos tiempo en contacto entre ellas, aumentando la cantidad de oxígeno disponible para mezclar y, consecuentemente, mejorando la combustión. Este efecto queda reflejado en la figura 4.12 b), ya que se puede ver como ahora, durante la fase de combustión por difusión rápida, la tasa de liberación se encuentra por encima de la del caso base, lo que se traduce en un aumento de la presión en esta fase (figura 4.12 a)).

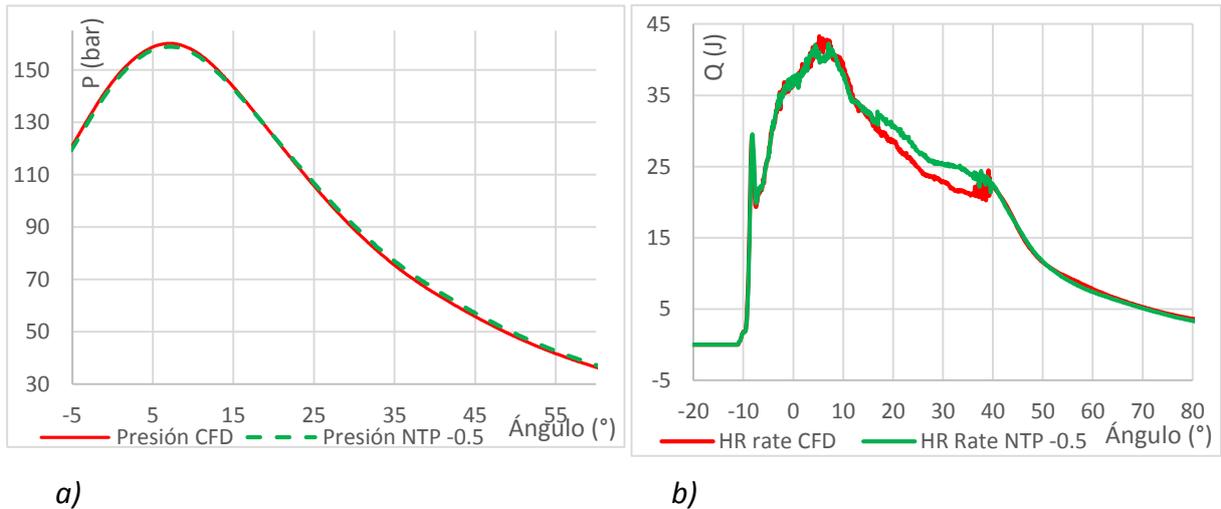


Figura 4.12: comportamiento de la presión en el cilindro y tasa de liberación de calor en el modelo CFD base y en el modelo CFD con la altura de los orificios de inyección modificada 0.5mm por encima de la original.

Estos cambios geométricos también modifican los procesos físicos y químicos de generación de emisiones. En la tabla 4.1 quedan recogidos los compuestos formados en la combustión tanto para el modelo base como para el modificado geoméricamente, junto con el ruido medio que el proceso genera. Han sido elegidos estos tres porque son los que están limitados por la normativa.

CASOS	RUIDO (dB)	NO_x (mg/s)	HUMOS (FSN)	CO (mg/s)
Original	93.961	25.709	5.602	250.811
NTP -0.5	93.929	25.864	5.2922	238.799
NTP +0.5	99.9	23.968	6.2991	306.608

Tabla 4.1: emisiones contaminantes del caso CFD original y con las alturas de los orificios de inyección modificadas.

La cantidad de NO_x generados en el proceso de combustión, como ya se ha explicado, depende fundamentalmente de la temperatura alcanzada en el interior del cilindro. Al colocar los orificios más alejados de la culata, la menor cantidad de calor generada al quemar la mezcla, debido a las razones ya comentadas anteriormente, provoca que la temperatura alcanzada con esta configuración sea inferior a la del modelo original. Por lo tanto, la consecuencia directa de esta disminución será la reducción de los NO_x formados. Esta modificación también afectará al monóxido de carbono emitido por el tubo de escape

4.4.2. Modificación del número de Schmidt

El “Número de Schmidt” (Sc) es un término adimensional obtenido a partir del cociente entre la viscosidad cinemática del fluido y la difusividad másica del mismo. Es utilizado para caracterizar flujos en los que hay procesos convectivos de cantidad de movimiento y masa. En el modelo base se ha utilizado un valor de 0.7, y posteriormente, en el ensayo de plena carga, ha sido modificado a un valor de 0.9. De esta manera se pretende comprobar de qué forma se ve afectado el proceso de combustión al cambiar un parámetro relacionado con la mezcla que se quema y no con aspectos geométricos.

En este caso, como queda reflejado en la figura 4.13, ni la presión en el interior del cilindro ni la cantidad de calor liberado sufren modificaciones considerables al utilizar este nuevo valor.

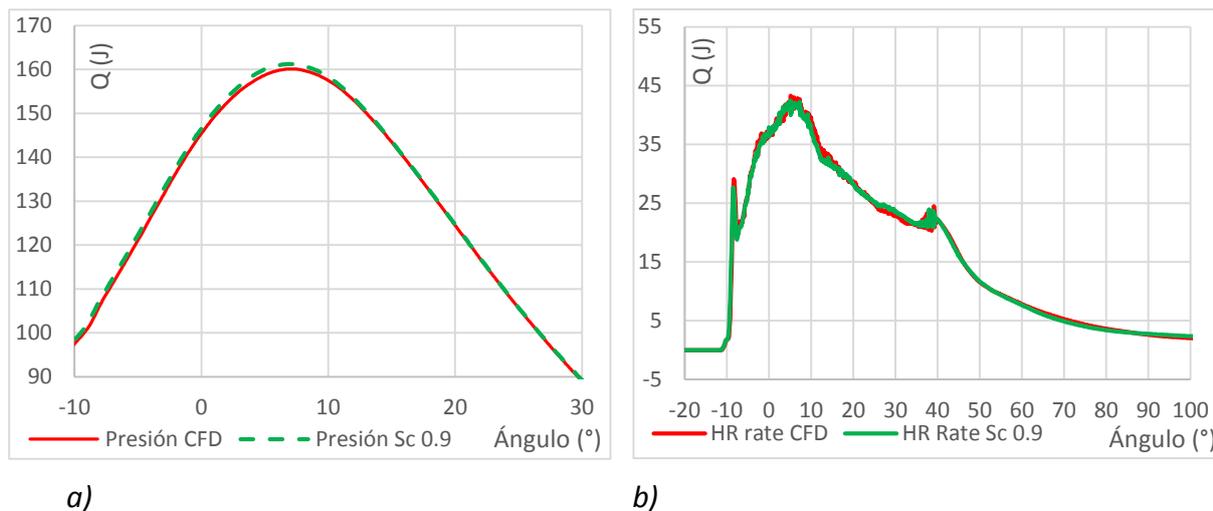


Figura 4.13: comportamiento de la presión en el cilindro y tasa de liberación de calor en el modelo CFD base y en el modelo CFD con el número de Schmidt en 0.9.

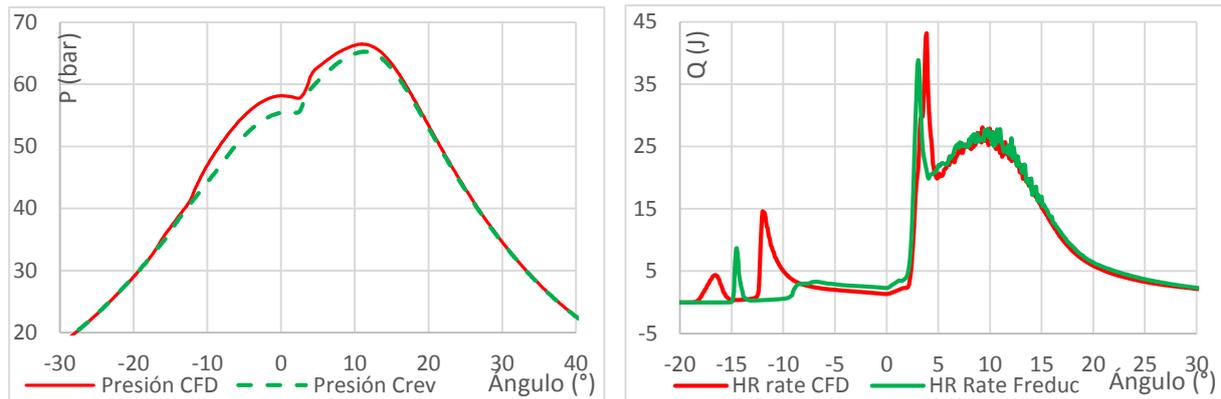
Sin embargo, las emisiones contaminantes generadas sí que se ven afectadas por el cambio. Como muestra la tabla 4.2, se produce una disminución de los NO_x formados y un aumento del CO .

CASOS	RUIDO (dB)	NO_x (mg/s)	HUMOS (FSN)	CO (mg/s)
Original	93.961	25.709	5.602	250.811
Sc 0.9	93.816	21.081	5.9230	270.383

Tabla 4.2: emisiones contaminantes del caso CFD original y del caso con número de Schmidt de valor 0.9.

4.4.3. Modificación del mecanismo químico

Otro parámetro elegido para ser modificado en el modelo CFD base, en este caso para el ensayo a 1750 rpm, ha sido el mecanismo químico. Con este nuevo mecanismo, como puede verse entre los ángulos -20° y 0° de la figura 4.14 b), la cantidad de calor liberado durante la combustión de la masa de la inyección piloto es considerablemente inferior a la del mecanismo original debido a que la mezcla quema peor. Consecuentemente, la presión alcanzada en el interior del cilindro va a ser también menor que la del modelo original (tramo -20° - 0° en la figura 4.14 a)). Al no obtener las mismas condiciones previas que en el caso original, la combustión principal también quedará afectada, disminuyendo la presión en los instantes iniciales, como queda plasmado en la figura 4.14.



a)

b)

Figura 4.14: comportamiento de la presión en el cilindro y tasa de liberación de calor en el modelo CFD base y en el modelo CFD con el mecanismo químico modificado.

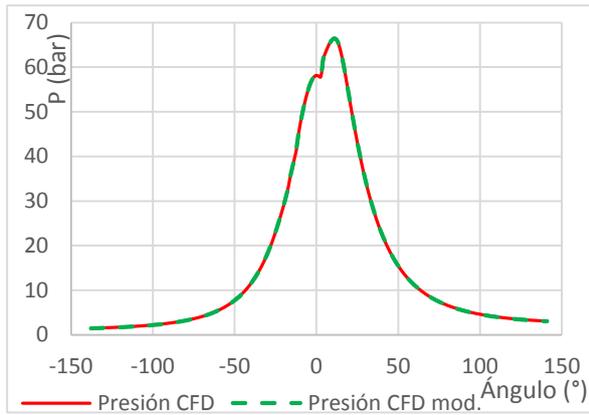
En cuanto a emisiones contaminantes se refiere, en la tabla 4.3 quedan reflejadas las variaciones principales con respecto al modelo CFD base.

CASOS	RUIDO (dB)	NO_x (mg/s)	HUMOS (FSN)	CO (mg/s)
Original	85.689	5.162	0.663	5.243
Mecanismo químico modif.	83.984	4.295	0.549	2.507

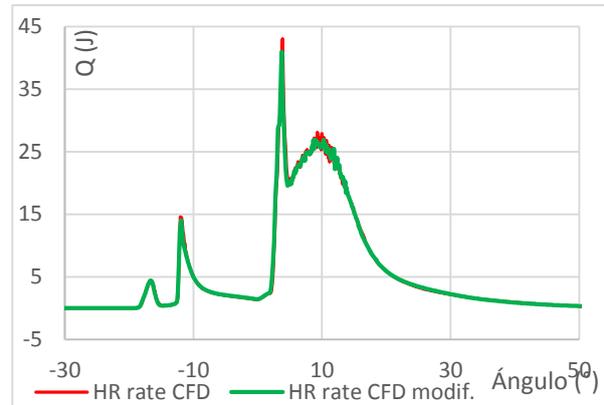
Tabla 4.3: emisiones contaminantes del caso CFD original y del caso con el mecanismo químico modificado.

4.4.4. Modificación del modelo de *blow-by*

Mirando la figura 4.15 queda claro que, con el cambio de modelo de *blow-by* para el funcionamiento a 1750 rpm, la evolución de la presión y la cantidad de calor liberado en el interior del cilindro en el proceso de combustión no van a verse afectados, pues son tan pequeños los volúmenes de gases que pueden fugar entre el hueco existente entre pistón y cilindro que no van a afectar a estos dos parámetros. Sin embargo, con las emisiones contaminantes no se puede decir lo mismo.



a)



b)

Imagen 4.15: comportamiento de la presión en el cilindro y tasa de liberación de calor en el modelo CFD base y en el modelo CFD con el modelo de *blow-by* modificado.

En este caso, la modificación aplicada afecta principalmente al monóxido generado, aumentando la cantidad de este, como muestra la tabla 4.4.

CASOS	RUIDO (dB)	NO_x (mg/s)	HUMOS (FSN)	CO (mg/s)
Original	86.498	5.162	0.663	5.243
<i>Blow-by</i> modif.	85.41	5.131	0.665	5.539

Tabla 4.4: emisiones contaminantes del caso CFD original y del caso con número de Schmidt de valor 0.9.

5. Conclusiones y trabajos futuros

5.1. Introducción

La intención de este capítulo es recoger, de forma resumida, las conclusiones obtenidas a lo largo del trabajo realizado, relacionándolas en la medida de lo posible. Se comenzará hablando en líneas generales para posteriormente centrarse en ciertos aspectos de la investigación que merecen ser resaltados.

Una vez acabada esta primera parte, se proponen diferentes líneas de investigación que surgen tras la elaboración de este trabajo y de las conclusiones que de él se extraen. De esta forma quedan definidas las tendencias con mayores garantías de éxito y se promueve la continuidad en el futuro del trabajo.

5.2. Conclusiones

Tras analizar exhaustivamente el proceso de combustión de un motor diésel de pequeño tamaño a partir de la información disponible acerca de la presión en la cámara de combustión y de la tasa de liberación de calor, obtenida en diferentes ensayos experimentales junto con la obtenida a través del modelo CFD calibrado correctamente, y estudiar los efectos de la variación de diferentes parámetros del motor sobre la emisiones contaminantes que este genera, los resultados obtenidos permiten establecer una serie de conclusiones:

- La herramienta CFD es muy eficiente, pues proporciona información que en el motor del laboratorio sería difícil y cara de obtener, y además permite realizar rápidas modificaciones tanto geométricas como de funcionamiento del motor. Sin embargo, la gran complejidad en el momento de elaborar un modelo CFD que se ajuste a la realidad que se quiere simular es un inconveniente muy a tener en cuenta.
- Con el motor funcionando a máxima potencia, la elevada velocidad de giro del cigüeñal provoca que la duración de la inyección aumente. Consecuentemente, durante la fase de combustión por difusión rápida las llamas acaban entrando en contacto, disminuyendo la cantidad de oxígeno disponible para formar la mezcla que generará el empeoramiento de la combustión.
- Si el motor se pone en marcha a baja carga, se incorpora una inyección piloto. Con la combustión de la masa inyectada en esta, se consiguen unas mejores condiciones para el autoencendido de la mezcla conseguida tras la inyección principal, y con ello la disminución del ruido que durante la fase de combustión premezclada se genera, la

reducción del tiempo de retraso previo a esta fase y una cantidad inferior de emisiones contaminantes.

- Las variaciones que se producen tanto en la presión del cilindro como en la tasa de liberación de calor y las emisiones contaminantes generadas, al modificar distintos parámetros geométricos y de funcionamiento del motor en el modelo CFD estudiado, evidencian la gran sensibilidad de cálculo que esta herramienta proporciona y lo útil que puede llegar a ser.

5.3. Líneas de trabajo futuras

Una vez finalizado este trabajo de investigación han surgido una serie de temas sobre los cuales no ha sido posible profundizar y que quedan pendientes para en un futuro ser estudiados.

En primer lugar, la gran cantidad de tiempo utilizado por el servidor para realizar los cálculos no ha dado la posibilidad de poder obtener información acerca de un mayor número de modelos CFD con los que poder comparar el caso experimental y de esa forma tener mayores puntos de vista. Por ejemplo, podrían haberse estudiado otros puntos de funcionamiento del motor a diferentes regímenes de giro, cambiar el nivel de swirl en el interior del cilindro y adelantar o retrasar el momento de la inyección.

Como en esta investigación no se ha podido indagar o suficiente en tema emisiones, otra posible línea de trabajo para el futuro sería el estudio de la localización de las diferentes zonas del cilindro en las que se produce la formación de contaminantes mediante la herramienta EnSight, que puede proporcionar imágenes muy reales de diferentes variables en el interior del cilindro.

En el caso de disponer de mayor cantidad de información acerca del proceso de combustión del motor, otro aspecto a abordar podría ser el rediseño de diferentes elementos geométricos de la cámara de combustión, como la cabeza del pistón, para mejorar los niveles de emisiones generados.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Jorge Enrique Gaviria Ríos, Jorge Hernán Mora Guzmán y John Ramiro Agudelo. *Revista Facultad de Ingeniería de la Universidad de Antioquia* Nº 26
- [2] Santiago Orrego. Simulación de fluidos utilizando computadores: una moderna herramienta para el estudio y análisis de fluidos
- [3] www.wikipedia.com
- [4] Electricity information 2014. IEA statistics
- [6] Review of maritime transport 2014. UNCTAD (United Nations Conference on Trade and Development)
- [5] ICAO anual report 2013
- [6] www.coches.net
- [7] www.tallervirtual.com
- [8] www.diesel.net
- [9] www.vidasostenible.org
- [10] www.motor.es
- [11] MOLINA S. A. *Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2003.
- [12] HEYWOOD J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Publishing, 1988.
- [13] ARMAS O. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 1998.
- [14] PLEE S. L. y AHMAD T. *Relative roles of premixed and diffusion burning in Diesel combustion*. SAE Paper 831733, 1983.
- [15] GARCÍA J. M. *Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2004.
- [16] IDICHERIA C. A. y PICKETT L. M. *Effect of EGR on diésel premixed-burn equivalence ratio*. *Proceedings of the Combustion Institute*, 31(2): 2931-2938, 2007.
- [17] DEC J. E. *A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging*. SAE Paper 970873, 1997.

- [18] TREE D. R. y DEC J. E. *Extinction measurements of in-cylinder soot deposition in a heavy-duty diesel engine*. SAE, 2001-01-1296, 2001.
- [19] TAYLOR C. F. *The internal Combustion Engine in Theory and Practice Vol II, 2ª Ed. Revisada*. The MIT Press, 1985.
- [20] HUNTER G. L. ZUR LOYE A. O. AKINYEMI O. C. DEC J. E. Y WESTBROOK C. K. FLYNN P. F. DURRETT R. P. *Diesel combustion: An integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation*. SAE, 1999-01-0509, 1999.
- [21] AGGARWA S. K. *Review of spray ignition phenomena: present status and future research*. *Progress in Energy and Combustion Science*, 24(6):565-600, 1998.
- [22] KOBAYASHI H. KAMIMOTO T. *Combustion processes in diesel engines*. *Progress in Energy and Combustion Science*, 17(2):163-189, 1991.
- [23] PAYRI F. DESANTES J. M. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Reverté, UPV, 2011.
- [24] NOVELLA R. *Estudio de la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión y las emisiones contaminantes en un motor Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009.
- [25] DEC J. E. *A conceptual model of diesel combustion based on laser-sheet imaging*. SAE, 970873, 1997.
- [26] HUNTER G. L. ZUR LOYE A. O. AKINYEMI O. C. DEC J. E. Y WESTBROOK C. K. FLYNN P. F., DURRETT R. P. *Diesel combustion: An integrated view combining laser diagnostics, chemical kinetics, and empirical validation*. SAE, 1999-01-0509, 1999.

Presupuesto

1. Introducción

A lo largo de este documento se va a exponer el coste de ejecución material del proyecto. Para ello, hay que diferenciar entre los diseños de experimentos, elaboración de planes de ensayos incluyendo el posterior post-procesado y análisis, y los ensayos propiamente dichos. Con la suma de los diferentes costes parciales se obtendrá el coste total del proyecto.

Los diferentes elementos a tener en cuenta para obtener el presupuesto son: materiales utilizados, equipos del laboratorio, herramientas utilizadas y por último, la mano de obra de cada especialista en horas de trabajo necesaria para la realización del proyecto.

En cuanto a la adquisición de equipos para llevar a cabo el proyecto, esta no ha sido necesaria ya que el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la UPV disponía de todos los necesarios. Así pues, el coste asociado a dichos equipos se calcula según la amortización aplicable a cada uno de ellos. Del mismo modo, tampoco se considera el valor de los elementos que forman parte de los diferentes sistemas de la sala: instalaciones de abastecimiento de agua, de suministro de combustible, de climatización, de seguridad, red eléctrica, etc.

Los tres grupos distintos de costes que han sido considerados son:

- **Mano de obra directa:** gasto del personal que ha estado dedicado al proyecto. Se valora por fracción de tiempo, con precio en €/h. Se distinguirá entre:
 - Ingeniero industrial: encargado de realizar ensayos, análisis y tratamiento de datos;
 - Técnico superior de laboratorio: montaje y desmontaje, mantenimiento del motor y los diferentes equipos, apoyo durante la realización de ensayos.
 - Operario de laboratorio.
- **Amortización de los equipos utilizados:** coste de amortización de los diferentes equipos utilizados en los ensayos. Siguiendo las directrices del séptimo programa marco de la Unión Europea para la investigación, se considera amortización lineal a diez años para los equipos y sistemas.
- **Material fungible:** conjunto de elementos utilizados en la sala de ensayos que tras su utilización deben ser desechados. Algunos ejemplos son los sensores y transductores, el combustible, aceite, filtros, agua, etc.

Todos los precios aplicados han sido extraídos de las tarifas legales vigentes, con el Impuesto sobre el Valor Añadido incluido al final para obtener el presupuesto final. La unidad monetaria empleada es el Euro.

2. Coste de investigación

2.1. Coste de mano de obra

Referencia	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/h)	Coste parcial (€)
2.1.1.	Ingeniero industrial	Horas	157	24.65	3870.05
2.1.2.	Técnico superior de laboratorio	Horas	85	20.36	1730.6
2.1.3.	Operario de laboratorio	Horas	85	14.08	1196.8
Costes totales de mano de obra					6797.45

Tabla A.1: costes de manos de obra

2.2. Coste de material fungible

Referencia	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/h)	Coste parcial (€)
2.2.1.	Combustible	Litros	80	7.35	588
2.2.2.	Filtros de combustible y aceite	Unidad	2	20.00	40
2.2.3.	Filtros medidor de contaminantes	Unidad	6	60.00	360
2.2.4.	Energía eléctrica	kWh	3800	0.08	304
2.2.5.	Aceite	Litros	5	4.24	21.2
2.2.6.	Termopares tipo K y termoresistencias Pt100	Unidad	1	1740.00	1740
2.2.7.	Transductor de presión PMA P40	Unidad	1	2700.00	2700
2.2.8.	Sensor de presión de admisión	Unidad	1	2400.00	2400
2.2.9.	Sensor de presión de escape	Unidad	1	3200.00	3200
2.2.10.	Sensor de presión de rail	Unidad	1	2400.00	2400
2.2.11.	Sensor de presión en cámara	Unidad	2	3666.70	7333.4
2.2.12.	Sensor de PMI	Unidad	1	2800.00	2800
Coste material fungible					23886.6

Tabla A.2: costes del material fungible

2.3. Coste de amortización de equipos y licencias software

Referencia	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/h)	Coste parcial (€)
2.3.1.	Sistema de admisión	Horas	90	8.17	735.3
2.3.2.	Sistema de escape	Horas	90	0.34	30.6
2.3.3.	Sistema de refrigeración y lubricación	Horas	90	0.84	75.6
2.3.4.	Sistema de combustible	Horas	90	0.98	88.2
2.3.5.	Torquímetro	Horas	90	3.22	289.8
2.3.6.	Freno dinamométrico AMK	Horas	90	8.77	789.3
2.3.7.	Pinza amperimétrica	Horas	90	0.06	5.4
2.3.8.	Medidor de humos AVL	Horas	90	1.21	108.9
2.3.9.	Blow-by AVL 442	Horas	90	0.80	72
2.3.10.	Codificador angular AVL	Horas	90	0.39	35.1
2.3.11.	Horiba MEXA 7100 DEGR	Horas	90	10.55	949.5
2.3.12.	Sistema de adquisición de datos AVL Puma	Horas	90	13.37	1203.3
2.3.13.	Cadena de medidas Yokogawa y osciloscopio	Horas	90	0.89	80.1
2.3.14.	Licencias software	Horas	300	26.35	7905
2.3.15.	Clusters	Horas	300	18.30	5490
Coste de amortización de los equipos y sistemas auxiliares					17858.1

Tabla A.3: costes de amortización de equipos y licencias software

2.4. Presupuesto total

Referencia	Descripción	Coste parcial (€)
2.4.1.	Mano de obra	3870.05
2.4.3.	Material fungible	23886.6
2.4.2.	Amortización de equipos y licencias de software	17858.1
Presupuesto total		45614.75

Tabla A.4: presupuesto total

El presupuesto total asciende a **cuarenta y cinco mil seiscientos catorce euros y setenta y cinco céntimos**.

3. Metodología de cálculo

3.1. Coste de la mano de obra

Los cálculos de este apartado han sido realizados a partir del manual del procedimiento para la contratación del personal del Instituto de Investigación CMT.

- **Ingeniero industrial.**
 - Horas anuales trabajadas

$$\frac{\text{Semanas}_{\text{totales}}}{\text{año}} - \frac{\text{Semanas}_{\text{vacaciones}}}{\text{año}} - \frac{\text{Semanas}_{\text{festivos}}}{\text{año}} =$$
$$= 52 - 4 - 2 = 46 \frac{\text{Semanas}_{\text{trabajadas}}}{\text{año}}$$

$$\text{Semana laboral} = 38 \text{ horas/sem}ana$$

$$46 \text{ semanas/año} \cdot 38 \text{ horas/sem}ana = 1748 \text{ horas/año}$$

- Salario bruto anual: 34867 €/año
- Coste seguridad social (23.6 % Salario bruto):

$$SS = \frac{23.6 \cdot \text{Salario bruto}}{100} = \frac{23.6 \cdot 34867}{100} = 8228.61 \text{ €/año}$$

- Coste total anual trabajador:

$$\begin{aligned} \text{Coste total} &= \text{Salario bruto} + \text{Coste seguridad social} = \\ &= 34867 + 8228.61 = 43095.61\text{€/año} \end{aligned}$$

- Coste por hora:

$$\begin{aligned} \text{Coste por hora} &= \frac{\text{Coste totl trabajador}}{\text{Horas trabajadas}} = \frac{43095.61}{1748} = \\ &= \mathbf{24.65\text{€/hora}} \end{aligned}$$

- Técnico superior de laboratorio
 - Horas anuales trabajadas

$$\begin{aligned} \frac{\text{Semanas}_{\text{totales}}}{\text{año}} - \frac{\text{Semanas}_{\text{vacaciones}}}{\text{año}} - \frac{\text{Semanas}_{\text{festivos}}}{\text{año}} &= \\ = 52 - 4 - 2 &= 46 \text{ Semanas}_{\text{trabajadas/año}} \end{aligned}$$

$$\text{Semana laboral} = 38 \text{ horas/sem}ana$$

$$46 \text{ semanas/año} \cdot 38 \text{ horas/sem}ana = 1748 \text{ horas/año}$$

- Salario bruto anual: 29462 €/año
- Coste seguridad social (23.6 % Salario bruto):

$$SS = \frac{23.6 \cdot \text{Salario bruto}}{100} = \frac{23.6 \cdot 29462}{100} = 6953.03\text{€/año}$$

- Coste total anual trabajador:

$$\begin{aligned} \text{Coste total} &= \text{Salario bruto} + \text{Coste seguridad social} = \\ &= 29462 + 6953.03 = 36055.03\text{€/año} \end{aligned}$$

- Coste por hora:

$$\begin{aligned} \text{Coste por hora} &= \frac{\text{Coste totl trabajador}}{\text{Horas trabajadas}} = \frac{36055.03}{1748} = \\ &= \mathbf{20.36\text{€/hora}} \end{aligned}$$

- **Operario de laboratorio**

- Horas anuales trabajadas

$$\begin{aligned} \frac{\text{Semanas}_{\text{totales}}}{\text{año}} - \frac{\text{Semanas}_{\text{vacaciones}}}{\text{año}} - \frac{\text{Semanas}_{\text{festivos}}}{\text{año}} = \\ = 52 - 4 - 2 = 46 \frac{\text{Semanas}_{\text{trabajadas}}}{\text{año}} \end{aligned}$$

$$\text{Semana laboral} = 38 \text{ horas/semana}$$

$$46 \text{ semanas/año} \cdot 38 \text{ horas/semana} = 1748 \text{ horas/año}$$

- Salario bruto anual: 19908 €/año
- Coste seguridad social (23.6 % Salario bruto):

$$SS = \frac{23.6 \cdot \text{Salario bruto}}{100} = \frac{23.6 \cdot 19908}{100} = 4698.2\text{€/año}$$

- Coste total anual trabajador:

$$\begin{aligned} \text{Coste total} &= \text{Salario bruto} + \text{Coste seguridad social} = \\ &= 19908 + 4698.2 = 24606.29\text{€/año} \end{aligned}$$

- Coste por hora:

$$\begin{aligned} \text{Coste por hora} &= \frac{\text{Coste totl trabajador}}{\text{Horas trabajadas}} = \frac{24606.29}{1748} = \\ &= \mathbf{14.08\text{€/hora}} \end{aligned}$$

3.2. Amortización de equipos y licencias de software

Como ya se ha visto en las tablas utilizadas para el cálculo del presupuesto de la investigación, se ha tenido en cuenta la amortización de los equipos utilizados. Los costes de mantenimiento entran dentro del material fungible y horas de trabajo de técnico y operario de laboratorio.

- **Amortización:**

$$a = \frac{V_c - V_r}{n}$$

V_c : valor de la compra (€)

V_r : valor residual al cabo del periodo de amortización (€)

n : periodo de amortización (años)

- **Tasa horaria, T_h :**

$$T_h = a + \frac{m}{h}$$

a : amortización (€/año)

m : mantenimiento (€/año)

h : horas anuales trabajadas (1748 h/año)