



Universidad de Valladolid

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES
Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica



Estudio de un nuevo sistema de encendido para motores de gasolina homogéneos y mezclas pobres en una máquina de compresión-expansión rápida.

TRABAJO FIN DE GRADO

Presentado por:
Isaac González Hervás

Dirigido por:
Dra. Miriam Reyes Serrano

Valladolid, 2021

TRABAJO FIN DE GRADO

Estudio de un nuevo sistema de encendido para
motores de gasolina homogéneos y mezclas pobres,
en una máquina de compresión-expansión rápida.

Presentado por:
Isaac González Hervás

Dirigido por:
Dra. Miriam Reyes Serrano

TRIBUNAL CALIFICADOR

Valladolid, 30 de Junio de 2021

Resumen

Debido a la preocupación presente hoy en día alrededor de todos los ámbitos sociales en materia medioambiental, tanto en la eliminación de los gases contaminantes emitidos a la atmósfera como para la reducción en la huella de carbono, aparece la obligación de evolucionar las tecnologías, que tan buenos resultados han dado a lo largo de los años respondiendo a las necesidades para las que fueron diseñadas, pero que actualmente comienzan a quedarse obsoletas recibiendo cada vez más presiones en forma de concienciación sobre la producción de energía verde y la emisión sistemática de leyes más restrictivas año tras año. Especialmente se ha fijado el punto de mira sobre el sector de los motores de combustión interna utilizados de forma masiva en los vehículos de tipo turismo, por lo que es importante continuar con el desarrollo de los mismos para adaptar las características que tan populares los han hecho durante años a las exigencias presentes hoy en día.

En el presente Trabajo Fin de Grado se relacionará esta evolución en los motores de combustión interna con las tecnologías de encendido propias de este tipo de máquinas, comprendiendo así mejor el problema que se plantea y dotándolo de soluciones ingeniosas y con muchas perspectivas de futuro. Además de una revisión sobre la situación actual en materia de encendido de los motores de combustión interna, se realizará el estudio pormenorizado de una de las tecnologías todavía en fase de desarrollo, aplicable sobre los motores de gasolina, el Turbulent Jet Ignition, TJI.

Los fundamentos que hacen el TJI tan interesante son la capacidad teórica que tiene para aumentar el rendimiento en el motor de combustión, y las “reducidas” temperaturas de combustión que se alcanzan, lo cual ofrece una serie de ventajas en lo relativo a la producción de gases de escape.

El estudio del sistema Turbulent Jet Ignition realizado en este TFG se basará en el desarrollo de una metodología experimental para la caracterización de la combustión de mezclas ultra-pobres en el interior de una máquina de compresión-expansión rápida. Para llevar a cabo dicha caracterización se utilizará un modelo de diagnóstico de dos zonas capaz de calcular las variables termodinámicas (presión, temperatura, densidad, etc.) a lo largo de un ciclo de combustión, a la par de cuantificar y relacionar los parámetros característicos del sistema TJI (transferencia de masa, velocidad del jet, transferencia de energía, etc.).

Abstract

Due to the concern present nowadays around the society in environmental matters, both in the elimination of polluting gases emitted into the atmosphere and for the reduction in the carbon footprint, there is an obligation to develop the technologies which have given good results over the years, responding to the needs for which they were designed. These technologies are currently becoming obsolete, receiving more and more pressure in the form of awareness about the production of green energy and the systematic issuance of more restrictive laws year after year. The focus has been especially set on the internal combustion engine sector, used on a massive scale in tourism-type vehicles. On this way it is important to continue with their development to adapt the characteristics that have made them so popular for years to the demands present today.

In this Degree Final Project, this evolution in internal combustion engines will be related to the ignition technologies, typical of this type of machine. Thus understand better the problem that arises, and providing it with ingenious solutions with many future perspectives. In addition to a review of the current situation regarding the ignition of internal combustion engines, a detailed study will be carried out of one of the more hopeful technologies applicable to gasoline engines, still in the development phase, the Turbulent Jet Ignition, TJI.

The fundamentals that make the TJI so interesting are the theoretical capacity that it has to increase the performance in the combustion engine, and the “reduced” combustion temperatures that are reached, which offers different advantages in the production of the exhaust gases.

The study of the Turbulent Jet Ignition system carried out in this Project will be based on the development of an experimental methodology for the characterization of the combustion of ultra-lean mixtures, inside a rapid compression-expansion machine. To carry out this characterization, a two-zone diagnostic model will be used capable of calculating the thermodynamic variables (pressure, temperature, density, etc.) throughout a combustion cycle, while quantifying and relating the characteristic parameters of the TJI system (mass transfer, jet velocity, energy transfer, etc.).

“Scientists study the world as it is; engineers create the world that has never been”

Theodore von Kármán

Agradecimientos

La realización de este Trabajo Fin de Grado ha resultado ser un largo camino de constante aprendizaje y crecimiento personal, además de simbolizar el final de una etapa que ha ocupado los últimos años de mi vida.

Tanto durante la redacción de este trabajo, como en la realización de las prácticas que han dado lugar a este proyecto, son muchas las personas que me han brindado ayuda y conocimiento de forma desinteresada, y a las cuales recordaré y agradeceré eternamente:

A mi tutora del trabajo fin de grado y prácticas de empresa Miriam, ya no solo por darme la posibilidad de realizar este proyecto, si no por su paciencia y ayuda en las reuniones y correcciones del documento.

A José Javier López, por darme la oportunidad de trabajar con el equipo del CMT. También a Jácson, por regalarme un montón de información y conocimiento en todo lo relativo al contenido de este trabajo.

A Andrés Melgar, por saber enseñar y transmitir esa pasión en todo lo que hace. Gracias por plantar la semilla que ha culminado en la redacción de este trabajo.

Por supuesto también merecen una mención especial mis padres, casi totalmente ajenos a los temas ingenieriles siempre han sabido estar a mi lado, apoyándome cuando lo necesitaba y guiándome cuando dudaba.

También es de agradecer todo el trabajo realizado por el personal de la UVa, tanto profesores como personal administrativo, solo por el tiempo que han tenido que dedicar a mis inquietudes, dudas y extensos correos.

En general doy gracias a todas aquellas personas que hayan participado de una forma u otra en mi paso por la Universidad de Valladolid, sin olvidar también a los compañeros de la UPV quienes me recibieron con los brazos abiertos.

Índice general

Introducción	1
1.1. Marco contextual	3
1.2. Motivación	3
1.3. Objetivos	6
1.4. Estructura del trabajo	7
Sistemas de encendido para MCIA. TJI	9
2.1. Introducción	11
2.2. Motores de combustión interna alternativos	11
2.3. Sistemas de encendido en MCIA	15
2.4. Desarrollo de nuevos sistemas de encendido: TJI	22
2.5. Resumen	30
Instalaciones y metodología experimental	31
3.1. Introducción	33
3.2. Máquina de compresión-expansión rápida	33
3.3. Tapa del cilindro/culata	41
3.4. Instrumentación de la RCEM	46
3.5. Metodología experimental	51
Caracterización del proceso TJI	55
4.1. Introducción	57
4.2. Caracterización del proceso de combustión	58
4.3. Pérdidas de calor	66
4.4. Implementación computacional del modelo	70
Resultados	73
5.1. Introducción	75
5.2. Resultados en arrastre	75
5.3. Comparación con resultados CFD	88

Conclusiones y trabajos futuros.....	95
6.1. Conclusiones	97
6.2. Aportaciones	99
6.3. Trabajos futuros	99
Índice de figuras.....	101
Índice de tablas.....	104
Bibliografía.....	105

Tabla de símbolos

Notación Básica

Símbolos

A	Área	(m ²)
C _D	Coefficiente de descarga	(-)
C _p	Calor específico a presión constante	(J/Kg°K)
C _m	Velocidad lineal media	(m/s)
C _v	Calor específico a volumen constante	(J/Kg°K)
D	Coefficiente de difusión	(m ² /s)
Da	Número de Damkohler	(-)
E	Energía total	(J)
F _r	Dosado relativo / Relación combustible aire	(-)
g	Aceleración de la gravedad	(m/s ²)
H	Entalpía	(J)
h	Entalpía específica	(J/Kg)
h _i	Coefficiente convectivo	(W/m ² °K)
h _k	Entalpía específica	(J/Kg)
k	Energía cinética turbulenta	(m ² /s ²)
m	Masa	(Kg)
ṁ	Flujo másico	(Kg/s)
P	Presión	(Pa)
Q	Calor	(J)
Q̇	Potencia calorífica	(W)
R	Constante de gases ideales	(J/°K·mol)
S	Tasa de generación de determinada sustancia	(Kg/s)
S _L	Velocidad del frente de llama laminar	(m/s)
T	Temperatura	(°K)
t	Tiempo	(s)

U	Energía Interna	(J)
\vec{u}	Vector velocidad	(m/s)
u'	Intensidad de la turbulencia	
V	Volumen	(m ³)
v	Velocidad	(m/s)
W	Trabajo	(J)
\dot{W}	Potencia mecánica	(W)
w	Velocidad angular	(rad/s)
x	Posición	(m)
Y	Fracción másica de la especie	
Ø	Diámetro	(m)

Letras griegas

γ	Coeficiente adiabático	(-)
Δ	Diferencia/Incremento	
δ_L	Espesor del frente de llama laminar	(mm)
η	Rendimiento	(%)
θ	Ángulos (generalmente de giro)	
λ	Ratio aire-combustible relativo: Actual/Estequiométrico - Coeficiente de exceso de aire.	
μ	Viscosidad dinámica	(Pa·s)
ρ	Densidad	(Kg/m ³)
σ_{ij}	Tensor de esfuerzos viscosos	(N/m ²)
τ_t	Tiempo de la reacción química	(s)
τ_c	Tiempo de la turbulencia	(s)
ϕ	Factor de compresibilidad del fluido	(-)

Subíndices

ch	Chemical / Químico
down	Downstream/Aguas abajo
e	Efectivo
f	Combustible
g	Gas (propiedad)
ht	Heat transfered / Calor transferido
MC	Main Chamber / Cámara principal
n	Nozzle
up	Upstream/Aguas arriba
p	Pared (propiedad)
PC	Pre-Chamber / Pre-cámara

Abreviaturas

AA	Apertura Admisión
AE	Apertura Escape
AFR	Air to Fuel Ratio
CA	Cierre Admisión
CAD	Crank Angle Degree / Ángulos de giro del cigüeñal
CE	Cierre Escape
CFD	Mecánica de Fluídos Computacional
CI	Compression Ignition
CO	Monóxido de carbono
CR	Relación de Compresión
CVCC	Compound Vortex Controlled Combustion
EES	European Emissions Standards
EGR	Exhaust Gas Recirculation / Recirculación de gases de escape
HC	Hidrocarburos
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
LTC	Low Temperature Combustion

MC	Cámara Principal
MCIA	Motores de Combustión Interna Alternativos
MEC	Motores de Encendido por Compresión
MEP	Motores de Encendido Provocado
NO _x	Óxidos de Nitrógeno
NO	Óxido de nitrógeno
NO ₂	Dióxido de nitrógeno
PC	Pre Cámara
PCCI	Premixed Charge Compression Ignition
PM	Partículas Sólidas
PMI	Punto Muerto Inferior
PMS	Punto Muerto Superior
RCEM	Rapid Compression-Expansion Machine / Máquina de compresión-expansión rápida
SI	Spark Ignition
SOC	Start of Combustion / Inicio de la combustión
TJI	Turbulent Jet Ignition
TKE	Turbulent Kinetic Energy / Energía cinética turbulenta
TWC	Three-Way Catalyst / Catalizador de tres vías
UHC	Hidrocarburos sin quemar
VC	Volumen de Control
2T	Dos tiempos (motor de-)
4T	Cuatro tiempos (motor de-)

Introducción

- 1.1. Marco contextual
- 1.2. Motivación
- 1.3. Objetivos
- 1.4. Estructura del trabajo

1.1. Marco contextual

La redacción de este trabajo está promovida por el cierre de ciclo correspondiente a la consecución de las competencias necesarias para la obtención del grado en ingeniería mecánica. El contenido del mismo se basa en el proceso de investigación llevado a cabo en el Instituto Universitario CMT-Motores Térmicos, que en colaboración con la Universidad de Valladolid, han facilitado la estancia en dicho centro para asistir y colaborar en la investigación llevada a cabo.

El Instituto Universitario CMT-Motores Térmicos, de aquí en adelante denominado únicamente como CMT, es un centro de investigación educacional perteneciente a la Universitat Politècnica de Valencia (UPV), implicado en el desarrollo de nuevas tecnologías en el ámbito de los motores térmicos, con especial interés en el futuro de los motores de combustión interna.

La línea de investigación en la que se centra el presente trabajo, pertenece a la seguida por el Departamento de Combustión del CMT, en donde se pretenden desarrollar y caracterizar nuevos sistemas de combustión para motores, siguiendo así la evolución necesaria en el sector para poder cumplir de forma satisfactoria con los requerimientos exigidos.

Las instalaciones experimentales descritas, así como gran parte de los modelos teóricos utilizados en este trabajo, serán los desarrollados por el equipo del CMT. En el caso concreto en el que se encuentra este proyecto, donde es de vital importancia el sistema de estudio, se utilizarán los componentes diseñados por Jácson Antolini, de los cuales se mostrarán una serie de planos y despieces correspondientes a su autoría.

Como fin último del proyecto, se tratará de caracterizar un nuevo sistema de encendido mediante pre-cámara para motores de combustión interna, haciendo uso tanto de metodologías experimentales como de análisis computacional.

1.2. Motivación

La constante evolución en materia medioambiental tanto en el ámbito social como legislativo, obliga a un sector tradicionalmente no renovable como el de las máquinas térmicas a buscar alternativas para no quedarse atrás en su utilización para la propulsión de vehículos frente a tecnologías en auge como la propulsión híbrida o eléctrica.

Haciendo una breve revisión de las normativas anticontaminación en Europa [1] podemos observar cómo con la implementación de la normativa EURO 6 se han reducido los límites de emisiones de CO y NO_x a la mitad con respecto a los límites establecidos a principios de siglo con la normativa EURO 3, tal y como puede observarse en la tabla 1.1.

	CO (g/Km)	NOx (g/Km)	UHC+NOx (g/Km)	PM (g/Km)
Turismos Gasolina				
EURO 1 (1992)	2.72		0.97	
EURO 2 (1996)	2.20		0.50	
EURO 3 (2000)	2.30	0.15		
EURO 4 (2005)	1.00	0.08		
EURO 5 (2009)	1.00	0.06		0.0050
EURO 6 (2014)	1.00	0.06		0.0045
Turismos Diesel				
EURO 1 (1992)	2.72		0.97	0.1400
EURO 2 (1996)	1.00		0.70	0.0800
EURO 3 (2000)	0.66	0.50	0.56	0.0500
EURO 4 (2005)	0.50	0.25	0.30	0.0250
EURO 5 (2009)	0.50	0.18	0.23	0.0050
EURO 6 (2014)	0.50	0.08	0.17	0.0045

Tabla 1.1. Estándares europeos sobre emisiones contaminantes en vehículos de turismos (EES). Adaptado de [2]

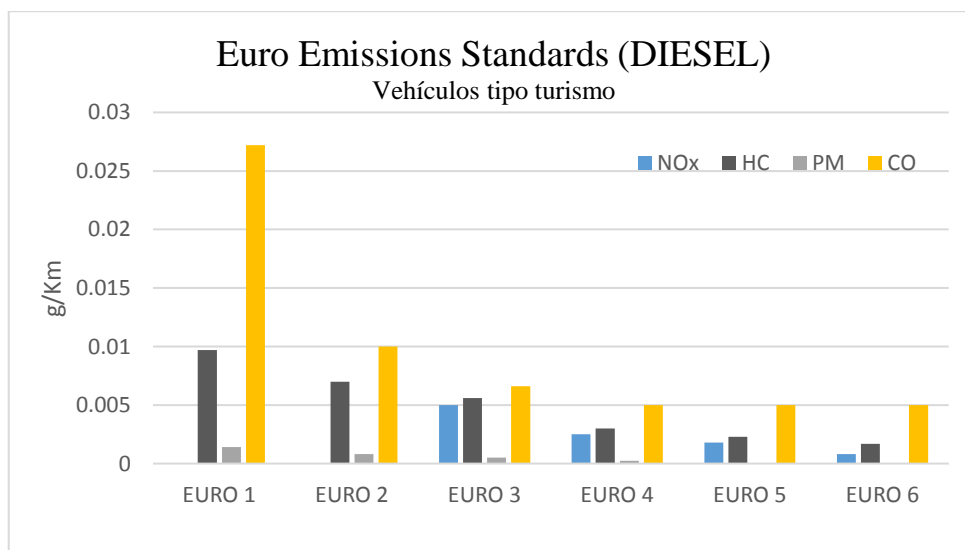
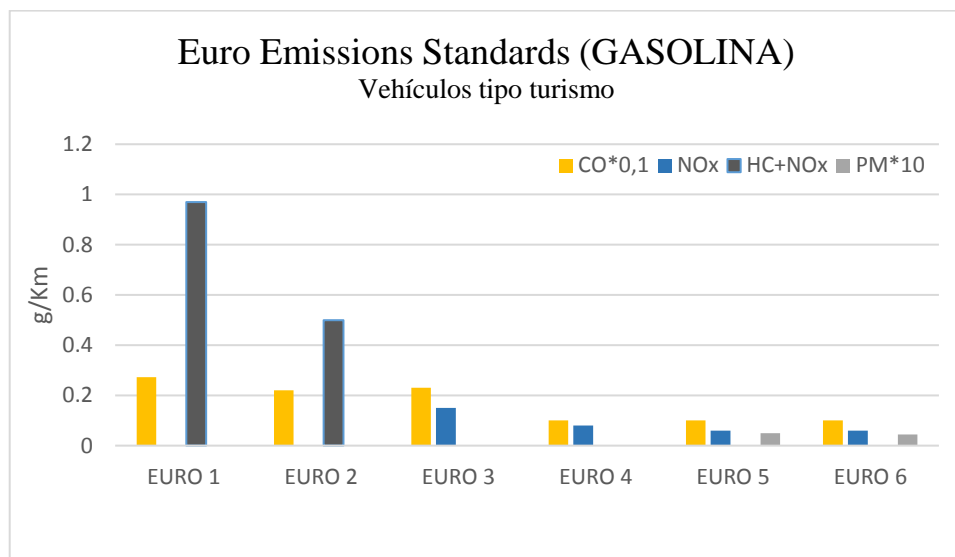
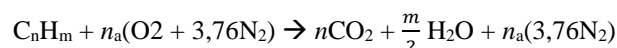


Figura 1.1. Evolución de los estándares europeos sobre emisiones contaminantes en vehículos de turismos (EES). Adaptado de [2]

Viendo en la figura 1.1 la tendencia a la baja que presentan estas normativas, cabe esperar que con la aparición de la nueva normativa EURO 7 programada para finales del año 2021 estos límites continúen disminuyendo, teniendo que adoptar nuevas medidas en el diseño de sistemas anticontaminación en pos de la reducción de emisiones.

El principal problema en los motores de combustión, es que la formación de determinadas sustancias es algo intrínseco a la propia reacción de combustión característica de los motores de combustión interna alternativos (MCIA).



(1.1) Reacción de combustión ideal. Combustión completa.

Como se puede ver en la reacción (1.1), donde n_a son la cantidad de moles de oxígeno necesarios para oxidar por completo el hidrocarburo ($n_a = n + m/4 - p/2$), si el proceso se realizara de forma ideal “quemándose” por completo todo el combustible y el aire introducidos en la cámara de combustión, las sustancias generadas no son especialmente contaminantes (si bien es cierto que el dióxido de carbono CO_2 favorece el efecto invernadero, no es una sustancia nociva para la salud).

La realidad es que durante el proceso de combustión existen variables que generan un proceso no del todo exacto, tales como la presencia de un exceso de aire, la utilización de combustibles con aditivos, la no-instantaneidad de la combustión y el posible apagado de la llama en zonas concretas de la cámara de combustión, dando lugar a combustiones secundarias [3] y a la aparición de compuestos no deseado como los hidrocarburos sin quemar (HC), óxidos de nitrógeno (NO_x) o el monóxido de carbono (CO).

Evitar la emisión de estos compuestos al exterior puede conseguirse mediante dos vías diferentes, pero igualmente válidas.

1. Optimizar la combustión para modificar los productos resultantes de esta, actuando de esta forma desde la raíz del problema.
2. Actuar sobre los gases de escape del motor para evitar que estas sustancias nocivas sean expulsadas a la atmósfera.

Si bien es cierto que se han desarrollado tecnologías de post-tratamiento sobre los gases de escape muy efectivas como el catalizador de tres vías (TWC), gracias a las cuales se ha permitido cumplir con las normativas de emisiones tras las sucesivas actualizaciones, se ha visto durante los últimos años un aumento en el estudio y desarrollo de nuevas técnicas de combustión para atajar el problema de la formación de contaminantes desde la raíz. Esto se ha visto recientemente con el desarrollo de la tecnología de encendido HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), la cual aboga por una combustión realizada a menor temperatura y en un menor periodo de tiempo, evitando así parte de los inconvenientes mencionados anteriormente que favorece la presencia de compuestos indeseables.

Otra línea de revisión diferente a la anterior, pero igualmente presente hoy en día, es la reducción en el consumo de combustible y aumento de la eficiencia de los MCIA. Es bien sabido que los combustibles utilizados de forma habitual en cualquier motor de combustión proceden de una fuente no-renovable, por lo que reducir el consumo de combustibles fósiles sin ver penalizadas las prestaciones del motor es otra de las líneas presentes hoy en día en lo que a evolución de motores de combustión interna se refiere.

De la misma forma que lo mencionado anteriormente en la reducción de emisiones, el aumento de la eficiencia no es un problema nuevo y lleva ya años de estudio y desarrollo. En lo que llevamos de siglo XXI se ha visto una evolución en la filosofía de fabricación de MCIA; durante los años 90 y comienzos de los 2000 se empezaron a fabricar vehículos con propulsores cada vez más grandes y con mayores consumos, buscando como finalidad única un aumento en las prestaciones.

Actualmente se ha revertido el proceso en lo conocido como “*downsizing*”, literalmente <descenso de tamaño>, donde se busca reducir el tamaño de los motores de combustión para reducir así su consumo por ciclo, y servirse de otros sistemas o procesos para mejorar las prestaciones. De esta forma lo que se busca es un aumento en el rendimiento del motor y no únicamente un aumento de prestaciones a cualquier coste.

Estos aspectos de reducción de emisiones y consumo son los que han fomentado la línea de investigación llevada a cabo en el Instituto CMT-Motores Térmicos para el estudio y desarrollo de una nueva tecnología de encendido, denominada como TJI (Turbulent Jet Ignition), la cual se explicará con detalle en capítulos posteriores.

1.3. Objetivos

Presentada la motivación del trabajo, podemos definir los objetivos que se pretenden alcanzar durante la realización del mismo.

El objetivo principal es el de contribuir a la mejora del conocimiento sobre un nuevo sistema de encendido para la combustión de mezclas pobres y homogéneas en un motor de combustión interna con encendido provocado. Para ello nos serviremos de una serie de objetivos específicos:

- Realizar una revisión de la bibliografía relacionada, incluyendo el estado del arte del método de encendido en cuestión: Turbulent Jet Ignition.
- Estudio del sistema de encendido en una máquina de compresión-expansión rápida (RCEM) para caracterizar fenómenos como la transferencia de masa y la transferencia de energía
- Puesta a punto y funcionamiento de una instalación experimental apropiada para el estudio del Turbulent Jet Ignition
- Desarrollo de un modelo matemático de diagnóstico de la presión instantánea obtenida en la RCEM para la obtención de parámetros no medibles experimentalmente.
- Implementación computacional del modelo matemático mediante una rutina de cálculo en el software *Matlab* para el tratamiento de los datos experimentales.

Para la consecución de estos objetivos nos serviremos tanto de información previa existente sobre el modelo de estudio, como de una metodología experimental determinada por las necesidades, teniendo en cuenta los estudios previos en el campo. Además se hará uso de diversos softwares de cálculo como “*Matlab*” o “*Converge CFD*” para facilitar el tratamiento de los datos obtenidos.

1.4. Estructura del trabajo

Teniendo en cuenta la motivación del trabajo, que no deja de ser otra que la de continuar con el desarrollo en el ámbito de la propulsión de vehículos, y los objetivos planteados para el trabajo, más enfocados hacia un carácter descriptivo del sistema, se define a continuación el orden y la metodología con el que se va a proceder para alcanzar dichos objetivos.

La estructura del trabajo, de forma general podemos dividirlo en dos partes diferenciadas:

La primera parte se destinará hacia un asentamiento de los conocimientos necesarios para comprender el proceso al que nos enfrentamos.

En el Capítulo 2 introduciremos algunos conceptos para así tener una visión general del estado actual de los MCIA, así como el encuadre del sistema de estudio entre las diferentes formas que existen en la actualidad para provocar el inicio de la combustión. Además se realizará un estudio del arte en lo relativo al sistema TJI, detallando las características más importantes.

La segunda parte del trabajo consistirá en la descripción de los elementos necesarios para llevar a cabo la experimentación:

En el Capítulo 3 se hablará de las instalaciones experimentales; la máquina de expansión-compresión rápida utilizada para simular el funcionamiento de un MCIA, los componentes y modificaciones necesarias para hacer el estudio, y los equipos utilizados para la adquisición de datos. En la parte final del capítulo se expondrá la metodología experimental llevada a cabo.

En el Capítulo 4 se detallará con precisión el funcionamiento del sistema TJI entrando ya en la materia física del proceso, donde encontraremos la caracterización teórica de los fenómenos presentes. Se desarrollarán los modelos de transferencia de masa, transferencia de energía y pérdidas de calor. Además, se ha incluido un apartado donde se habla del tipo de mezcla con la que opera el sistema y los beneficios y posibilidades que ofrece.

Por último, se recogerá toda la información adquirida durante la realización del trabajo para presentarla de la siguiente forma:

En el Capítulo 5 se expondrán los resultados obtenidos directamente durante los ensayos experimentales, así como los obtenidos a partir del modelo de diagnóstico desarrollado.

En el Capítulo 6 se interpretarán los resultados presentes en el capítulo anterior, para de esta forma obtener las conclusiones pertinentes y las posibilidades que estos ofrecen.

En la parte final del documento se encontrará los índices de figuras y tablas, elementos necesarios para mejorar la comprensión del trabajo, así como la bibliografía utilizada para su redacción, donde se listarán en forma de referencia por orden de aparición cada uno de los documentos relativos al texto.

Sistemas de encendido para MCIA. TJI

2.1. Introducción

2.2. Motores de combustión interna alternativos

2.2.1. Motores de encendido provocado

2.2.2. Motores de encendido por compresión

2.3. Sistemas de encendido en MCIA

2.3.1. Encendido mediante arco eléctrico

2.3.2. Autoencendido

2.3.3. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)

2.3.4. Encendido mediante superficie caliente

2.3.5. Encendido mediante pre-cámara

2.3.6. Visión global

2.4. Desarrollo de nuevos sistemas de encendido: TJI

2.4.1. Mezclas Pobres

2.4.2. Introducción al “Turbulent Jet Ignition”

2.4.3. Evolución del sistema TJI

2.4.4. Características de control para TJI

2.4.5. Ventajas e inconvenientes

2.5. Resumen

2.1. Introducción

Los motores de combustión interna han tenido una gran presencia en toda la sociedad a lo largo de una gran variedad de aplicaciones, debido en parte a su amplio rango de posibilidades en lo que a generación de potencia se refiere. Se ha podido comprobar con el paso del tiempo que son un tipo de máquinas que se ajustan de muy buena manera a las necesidades requeridas para:

- Sistemas de propulsión, no únicamente en vehículos, sino también en transportes marítimos, ferroviarios, maquinaria pesada etc.
- Generadores de potencia, tanto mecánica como eléctrica de forma estacionaria.
- Utilidades muy variadas en todo tipo de herramientas del tipo motosierras, motobombas, cortacésped etc.

La amplia variedad de aplicaciones que tienen se debe principalmente a la adaptabilidad de los mismos a diferentes condiciones de funcionamiento, además de relaciones potencia/peso mucho menores que otro tipo de motores.

Estos beneficios frente a sus competidores han provocado que durante años se haya invertido en la investigación y desarrollo de sus componentes, evolucionando tanto sus elementos como sus procesos internos para alcanzar los objetivos exigidos, así como adaptarse a las necesidades requeridas por la evolución de la sociedad en que nos encontramos.

2.2. Motores de combustión interna alternativos

Los tradicionales motores de combustión interna alternativos (MCIA), siguen todos unos funcionamientos similares; si bien es cierto que existen multitud de variantes dependiendo de las características a las que se quiera atender.

Para contextualizar un poco el amplio campo del que se está hablando, es conveniente realizar una primera división atendiendo a la secuencia de operaciones que se llevan a cabo en el interior del motor. A partir de esta diferenciación en cuanto al funcionamiento, se suelen dividir los MCIA en dos grandes grupos, atendiendo al número de *carreras*¹ que realiza el pistón en cada ciclo.

En primer lugar se encuentran de forma más habitual los motores de cuatro tiempos (4T), los cuales funcionan con una secuencia de movimientos alternativos con la siguiente secuencia a lo largo del ciclo: carrera de admisión – carrera de compresión – carrera de explosión – carrera de escape. Dentro de los motores de 4T existen infinidad de posibilidades de clasificación, pero la más característica es la del ciclo de trabajo llevado a cabo en su funcionamiento, en particular en el momento de realizar la combustión.

Por otro lado, se encuentran los comúnmente llamados motores de dos tiempos (2T), los cuales realizan una secuencia de operaciones, *a priori* más simple, del tipo: 1 carrera combinada de admisión y compresión - 1 carrera combinada de explosión y escape.

¹ Se entiende por carrera a la distancia que recorre el pistón en el cilindro desde el punto muerto inferior (PMI) y el punto muerto superior (PMS).

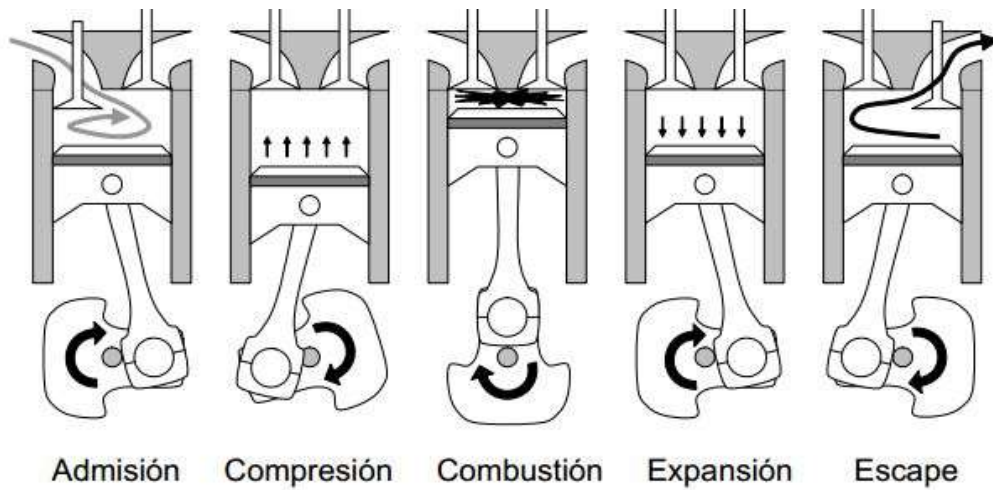


Figura 2.1. Funcionamiento de un motor de 4T con sus fases. [4]

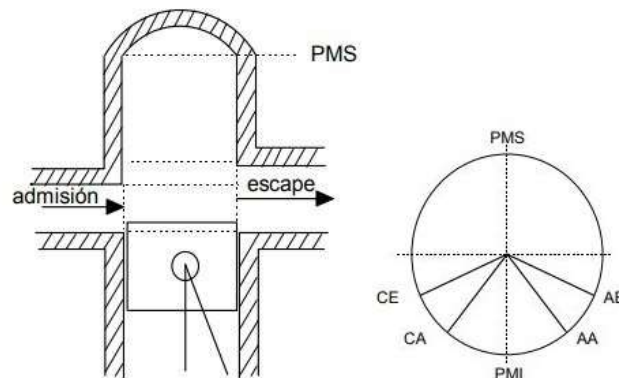


Figura 2.2. Vista esquemática de un motor de 2T y diagrama de distribución [4]

Vista la principal y más genérica división realizada sobre los MCIA, se va a detallar con un poco más de precisión lo mencionado anteriormente a cerca de la principal diferencia en motores de 4T sobre el modo de combustionar la mezcla. Así de esta forma, al final del capítulo debería de ser posible definir con exactitud el lugar concreto que ocupa el sistema estudiado y que será presentado en este trabajo, en el amplio rango y tipos de MCIA que existen.

A continuación se va a profundizar un poco más en los motores de cuatro tiempos, que serán los ampliamente extendidos en el sector automovilístico a nivel mundial durante las últimas décadas, salvo contadas ocasiones. La principal división realizada, y por la que la sociedad identifica de forma habitual un tipo de motor u otro, es la de: gasolina o diésel. Esta división no es más que una diferenciación en el ciclo que se desarrolla en cada motor para la obtención del trabajo. De aquí en adelante se realizará esta división de forma un poco más técnica, ya que las palabras gasolina o diésel hacen referencia a los combustibles necesariamente utilizados para el desarrollo del ciclo de combustión en cada caso, y en el presente trabajo se buscará un descripción un poco más genérica, encuadrando en ella igualmente esta división por combustibles.

2.2.1. Motores de encendido provocado

Los motores de encendido provocado o MEP (Spark Ignition, “SI” en inglés), fueron desarrollados durante finales del siglo XIX gracias al ingeniero alemán Nikolaus Otto [5], quien se conoce como el padre –no oficial– del motor de combustión de 4 tiempos. Es por ello que el ciclo que siguen estos motores se denomina como ciclo Otto, donde la principal característica es que el proceso de combustión se realiza a volumen constante en el interior del cilindro. Será dentro de los MEP donde encontremos los motores de gasolina, ya que al igual que otro tipo de combustibles no tan habituales necesitan de una ayuda para dar comienzo a la combustión.

La principal característica de este ciclo de funcionamiento, y por el que se le atribuye el nombre de “encendido provocado” es que la mezcla de aire-combustible ya comprimida en el interior del cilindro, necesita de un agente externo para alcanzar la energía de activación para que dé comienzo la reacción de combustión. Una vez realizado ese aporte de energía en un determinado instante y lugar, se iniciará un frente de llama que avanzará por toda la cámara de combustión. Esto genera la necesidad de que en prácticamente todos los puntos de la cámara exista un *dosado*² estequiométrico para favorecer un avance de la combustión lo más rápido posible, es por ello que este tipo de motores trabaja con mezclas homogéneas. Para conseguir esta homogeneidad se utilizan técnicas de control en la inyección muy desarrolladas, este proceso se puede realizar tanto en los mismos conductos de admisión de tal forma que la mezcla introducida en la cámara esté ya homogeneizada previamente, o mediante una inyección directa de combustible durante la carrera de compresión, regulando esto para conseguir la uniformidad deseada antes de dar comienzo a la combustión.

Es conveniente mencionar también que, aunque a este proceso se le suele denominar como “explosión”, realmente lo que se produce es una deflagración de la mezcla, con una velocidad de combustión subsónica y sin producirse gradientes de presiones demasiado elevados, por tanto sin aparición de discontinuidades.

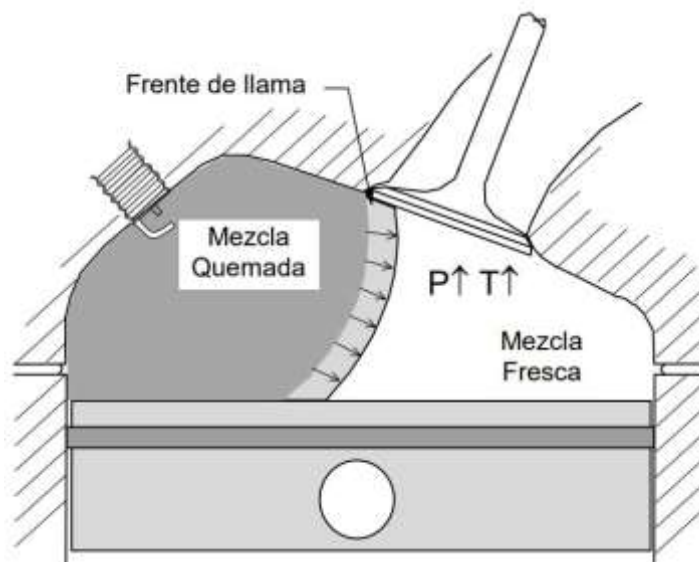


Figura 2.3. Esquema de encendido en MEP. [4]

² Se entiende por dosado a la relación combustible/aire en los gases de la mezcla inicial destinados a la combustión en un motor de combustión interna.

2.2.2. Motores de encendido por compresión

El motor de encendido por compresión, o MEC (Compression Ignition, "CI" en textos anglosajones) fue inventado en 1894 por el ingeniero alemán Rudolf Diesel, persona por la cual se llama así al ciclo de funcionamiento que siguen este tipo de motores. Este ciclo, difiere del comentado anteriormente de Otto, en que el proceso de combustión se realiza a presión constante.

La principal característica de estos, y por lo que reciben su nombre, es que el encendido de la mezcla de aire-combustible se realiza mediante una auto-inflamación generada por las elevadas condiciones de presión y temperatura en el interior de la cámara de combustión. Estas condiciones por las que se autoenciende la mezcla sin necesidad de un agente externo, son propiciadas por las extremas condiciones alcanzadas al final de la compresión realizada por el pistón.

La forma de controlar este proceso consiste en comprimir el gas que actuará como oxidante dentro de la cámara (aire generalmente) inicialmente en ausencia de combustible, y una vez se alcanzan las condiciones deseadas se realiza la inyección, provocando una reacción muy violenta en forma de detonación. Este proceso hace que los gases dentro de la cámara se expandan rápidamente impulsando el pistón.

Este modelo de funcionamiento hace que no se pueda trabajar con cargas homogéneas, ya que ligeras variaciones en las condiciones de presión y/o temperatura provocarían imprecisiones en el instante de encendido. Es por esto que la inyección de combustible se realiza instantes antes de producirse el autoencendido, cuando el pistón alcanza algún lugar cercano al punto muerto superior (PMS). El combustible se atomiza y mezcla con el aire, auto-encendiéndose en un lugar muy concreto y controlado y propagándose posteriormente el frente de llama por difusión.

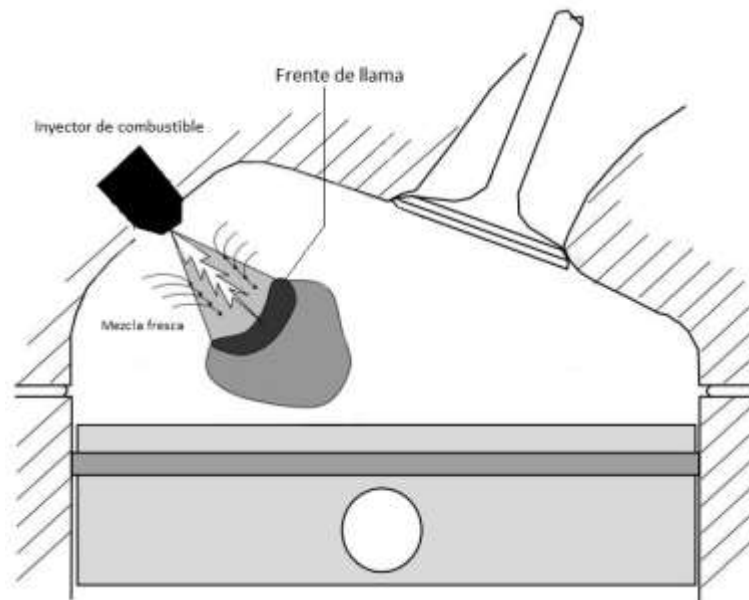


Figura 2.4. Esquema de encendido en MEC. Adaptado de [4]

2.3. Sistemas de encendido en MCIA

Como ya se ha visto en el apartado anterior, las diferentes formas en que un MCIA inicia la combustión son lo suficientemente características como para reconocerlo por ellas mismas. Esto es debido a que un determinado modelo de encendido va a condicionar la propia combustión en términos de propagación de la llama y control del proceso de una forma tan crítica que todo el proceso de combustión posterior va a depender de la forma en que se ha iniciado.

Es por esto mismo que durante los últimos años se ha buscado un desarrollo en el modelo de encendido sea cual sea el proceso por el que se realiza. En el caso de los MEP, este desarrollo se suele buscar optimizando de forma simultánea la forma en que se aporta la energía de activación para dar comienzo a la combustión, con el instante y ubicación de la inyección de combustible. Una de las consecuencias de este desarrollo y optimización del proceso mediante estas dos variables, es la cantidad de denominaciones diferentes que existen dentro de los fabricantes de turismos para nombrar la tecnología que incorporan sus motores. Por ejemplo el grupo Volkswagen utiliza las nomenclaturas TDI (Turbo Direct Injection), TSI (Turbocharged Stratified Injection) y FSI (Fuel Stratified Injection) para sus motores tanto gasolina como diesel. Por otro lado, y también a modo de ejemplo, se pueden encontrar los sistemas DCi (Direct Common-rail Injection), GDi (Gasoline Direct Injection) o incluso EV (Electric Vehicle), que serán los acrónimos utilizados para los motores incorporados en vehículos del Grupo Renault.

El inicio de la combustión en motores de combustión interna alternativos puede resultar de multitud de fenómenos muy diferentes entre sí. A continuación vamos a ver las principales tecnologías de encendido que existen para motores de combustión, ya que si bien es cierto que existe una amplia variedad de ellas desarrolladas, todas se mueven en torno a los mismos fundamentos similares.

2.3.1. Encendido mediante arco eléctrico.

El encendido de la mezcla mediante una descarga eléctrica es uno de los sistemas más extendidos en los motores de encendido provocado, el cual destaca por la capacidad de entregar la energía necesaria para el inicio de la combustión de una forma rápida y precisa. En todos los motores de combustión interna es necesario que la combustión se inicie antes de que el pistón alcance el PMS para obtener un rendimiento elevado. En el caso de los MEP el inicio de la combustión se logra gracias al aporte de energía desde una fuente externa.

La forma más habitual con la que se consigue una energía suficiente para dar comienzo a la combustión, es aquella aportada por la chispa formada entre los electrodos de una bujía. Para que la aportación de energía garantice el comienzo de la combustión se requiere de una tensión mucho mayor que la presente en los sistemas eléctricos de cualquier motor, es por ello que resulta habitual el uso de varias bobinas acopladas magnéticamente a modo de transformador, para amplificar el voltaje de una forma controlada en el instante y lugar deseados. La generación de un transitorio que provoca una variación brusca de corriente en el elemento primario, provoca un pulso de alto voltaje en el circuito secundario consiguiendo que salte la chispa en la bujía.

Vamos a ver a continuación los elementos que componen un sistema de encendido eléctrico de forma muy simplificada, ya que durante las últimas décadas se ha desarrollado para pasar de la utilización de sistemas con electrónica analógica a sistemas digitales. El esquema genérico de cualquier sistema de encendido eléctrico es el mostrado en la figura 2.4, y los elementos que lo componen los que se mencionan a continuación.

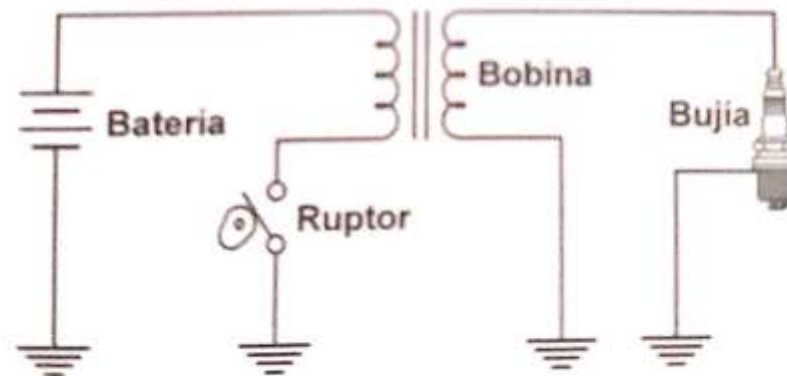


Figura 2.5. Esquema genérico de un sistema de encendido inductivo. [6]

- **Batería:** Acumulador electroquímico caracterizado por su fuerza electromotriz y su resistencia interna. Actúa como fuente de tensión para el sistema.
- **Ruptor:** Elemento que actúa como interruptor del sistema. Cuando este se encuentra cerrado permite el paso de la corriente eléctrica para almacenar energía en la bobina, proceso que habitualmente se denomina como “carga de la bobina”. Cuando se abre el raptor se corta drásticamente el flujo de corriente por el circuito primario, produciéndose de esta forma un rápido aumento de la tensión en el secundario y por tanto de la corriente eléctrica que será liberada posteriormente. Esta operación la realiza un transistor controlado digitalmente.
- **Bobina de alta tensión:** Será el componente principal en el sistema de encendido, ya que de la bobina dependerán la mayoría de los parámetros que influyen en la chispa generada. Está formada por dos “rollos” de hilo de cobre con diferente número de espiras cada uno, acopladas magnéticamente entre sí.
- **Cable de alta tensión:** Elemento encargado de transportar la corriente eléctrica desde la bobina hasta la bujía.
- **Bujía:** Elemento con el que se produce la chispa en el interior de la cámara de combustión. En condiciones de reposo la mezcla de gases actúa como aislante para evitar la circulación de corriente entre los dos electros de la bujía. Una vez aumenta la tensión entre los electros mediante la corriente de alta generada por la bobina, se supera la rigidez dieléctrica que evita la circulación de corriente y el medio compuesto por los gases de mezcla se convierte en conductor, produciéndose así un arco eléctrico entre ambos electrodos. Es este arco eléctrico el que habitualmente se denomina como “chispa” y sobre el cual se produce el encendido de los gases y la posterior propagación de la llama.

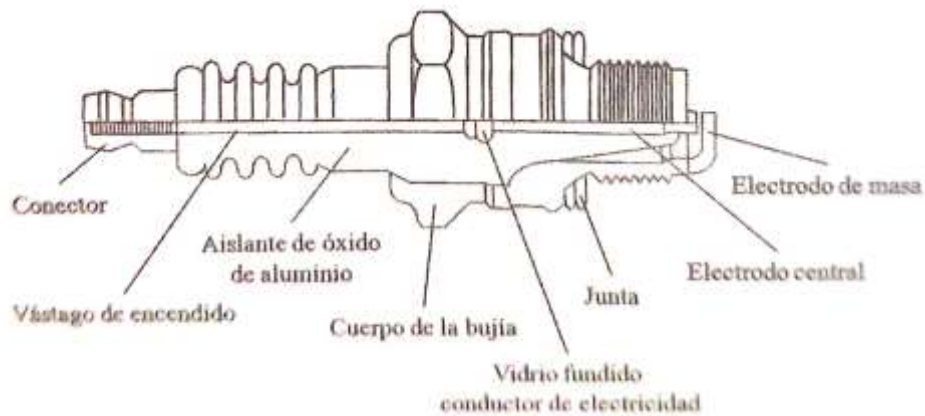


Figura 2.6. Vista en sección de una bujía de encendido [6]

A pesar del elevado nivel de desarrollo tecnológico presente en los sistemas de encendido eléctrico, continúan existiendo algunos problemas para la ignición de mezclas *pobres*³ en combustible, es por esto que se sigue investigando en nuevos sistemas de encendido.

2.3.2. Autoencendido

Entendemos por autoencendido a un método por el cual el inicio de la combustión de una mezcla de combustible y oxidante se genera de forma espontánea sin ser necesaria una fuente de ignición externa al sistema. Este proceso de encendido viene determinado por unas condiciones de presión y temperatura que favorecen el proceso.

El proceso está totalmente dominado por la química, ya que al no disponer de un factor externo para controlar el proceso de encendido este vendrá determinado por factores como la concentración de determinadas especies intermedias y la propia cinética química [7]. La velocidad de formación de estos radicales vendrá condicionada por los valores de presión y temperatura, siendo un proceso relativamente lento y endotérmico, es entonces cuando en el momento en que se alcanza una concentración crítica de estos compuestos, comienzan a generarse otro grupo de reacciones exotérmicas, aumentando rápidamente la temperatura y produciendo una liberación local de energía. Es en ese punto cuando se considera el auto-encendido de la mezcla. A partir de ese instante, se formará un frente de llama “estático” en el lugar en que se cumplan estas condiciones para la auto-inflamación, generando así una combustión difusiva mediante la alimentación de combustible que sale del inyector. Es habitual realizar secuencias de varias inyecciones por ciclo, para favorecer la formación de radicales de una forma anterior a la inyección principal, y así acelerar el proceso de encendido.

El fenómeno de autoencendido está directamente ligado con el mencionado anteriormente conocido como detonación. Se denomina así ya que lo que se produce es una auto-inflamación descontrolada del combustible en algún punto de la cámara de combustión, donde se hayan alcanzado las condiciones suficientes de presión y temperatura para favorecer este proceso. Es un fenómeno tremendamente perjudicial para los motores de gasolina, ya que es una reacción mucho más violenta que el de la combustión premezclada por avance de llama (deflagración), generando esfuerzos muy superiores a los de diseño. Además, si el adelanto en el autoencendido es mucho mayor al momento óptimo para la combustión, se producirá la expansión de los gases antes de que el pistón llegue al PMS (cuando aún está en la carrera de compresión), por lo que se opondrían esfuerzos de muy elevada magnitud en los elementos

³ Se entiende por mezcla pobre en un motor de combustión, cuando la proporción de aire/combustible es mayor que la estequiométrica.

móviles, afectando y deteriorando los mismos. Cuando se produce el autoencendido o detonación en MEP, es habitual llamarlo “picado de biela” por los esfuerzos producidos sobre esta.

2.3.3. Homogeneous Charge Compression Ignition

El concepto HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) nace como alternativa a los clásicos conceptos MEP y MEC. Este modelo se basa en el encendido de una mezcla de combustible-oxidante mediante compresión, de forma similar al auto-encendido por compresión de los motores diésel. La formación de la mezcla se realiza previo a la inyección, o al comienzo de la carrera de compresión, por lo que se puede considerar una mezcla homogénea al igual que en los MEP. Esto hace que los motores HCCI operen mediante la combustión de mezclas homogéneas por auto-inflamación.

Algo así abre una nueva puerta en cuanto a posibilidades se refiere, ya que se simplifica el proceso de formación de la mezcla al prescindir de los inyectores de alta presión necesarios en los MEC, así como el aumento del rendimiento y la casi nula emisión de NO_x y hollín.

La tecnología HCCI fue presentada en el año 1979 y desde entonces se ha luchado por implementarla en la producción de motores en factorías por sus beneficios medioambientales. Si esto no ha sido posible se debe en parte a una serie de inconvenientes que trae consigo, en especial a las limitaciones que existen en el rango de funcionamiento y la dificultad para controlar el proceso de combustión. Esto se debe a que si bien es cierto que tanto en MEP como en MEC el inicio de la combustión está bien definido tanto en el lugar como en el tiempo, las condiciones de presión y temperatura en el modelo HCCI son lo suficientemente sensibles como para que no podamos determinar con exactitud el momento ni el lugar en que se produce el autoencendido.

En la actualidad se sigue investigando al respecto ya que parte de los problemas que plantea aún no están solventados, o si lo están, son mediante técnicas difícilmente aplicables en turismos convencionales.

Los beneficios que presentan este tipo de sistemas son suficientes para seguir con su desarrollo ya que permiten la utilización de mezclas pobres, lo cual se traduce en un descenso de las emisiones contaminantes y aumento del rendimiento.

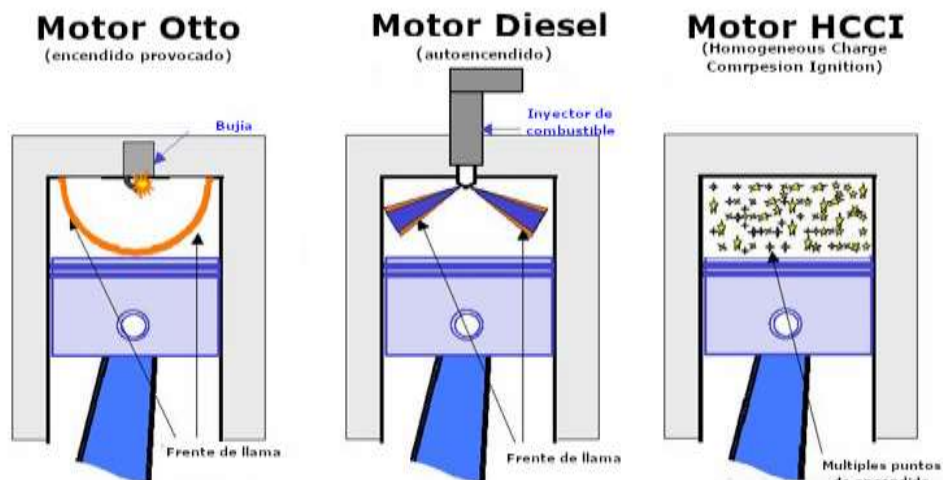


Figura 2.7. Comparación esquemática del sistema de encendido en MEC, MEP y HCCI. [8]

2.3.4. Encendido mediante superficie caliente

La utilización de superficies calientes para realizar el encendido deliberado de una mezcla de combustible en un motor de combustión interna se comenzó a llevar a cabo a finales del siglo XIX con la presentación de la patente de Herbert-Akroyd Stuart [9]. En estos sistemas la combustión se genera mediante el autoencendido de la mezcla en una superficie caliente destinada para este fin, la cual se incorpora en la culata ya sea directamente sobre la cámara de combustión, o en una cámara especialmente diseñada para ello. En la figura 2.8 podemos ver diferentes configuraciones que se pueden adoptar para incorporar este sistema en un MCIA.

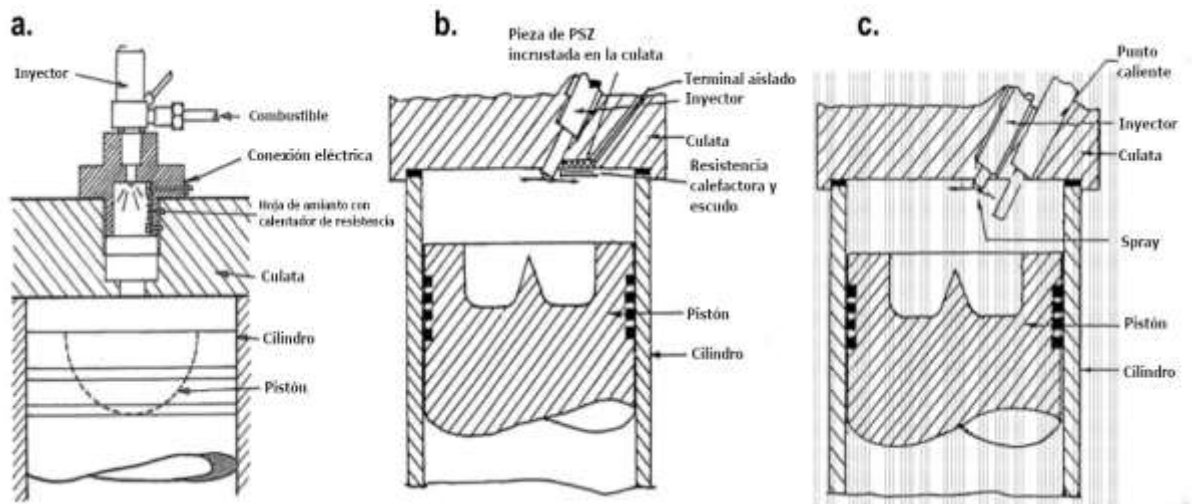


Figura 2.8. Configuraciones para el encendido por superficie caliente [10]

El encendido de la mezcla se realiza por el contacto directo de los gases con una superficie a una temperatura lo suficientemente elevada como para dar comienzo a la reacción de combustión en su superficie. Estas superficies pueden tratarse de los propios calentadores (figura 2.8. configuración "c"), los cuales elevan su temperatura mediante la resistencia eléctrica que ofrecen a la corriente que pasa por su interior. También se han desarrollado configuraciones en las que se dispone de una placa en contacto con una resistencia eléctrica, calentando su superficie y realizándose el encendido sobre esta (figura 2.8, configuración "b"), a estas configuraciones se las denomina "con escudo". La configuración "a" a pesar de ser algo más compleja, ofrece un mejor control sobre los parámetros de encendido, al destinarse el uso de una pre-cámara de encendido para iniciar el proceso de combustión. Esta configuración realiza la inyección de combustible en dicha pre-cámara durante la carrera de compresión, y una vez llegue el instante determinado para producirse el encendido, la placa caliente situada en su interior alcanzará la temperatura crítica necesaria para la generación suficiente de radicales que propicien la reacción.

Al igual que cualquier sistema de encendido, existen multitud de variantes y estudios al respecto. El uso de estos sistemas está mayoritariamente destinado a motores de gas, y presentan algunos problemas para su implementación en MCIA debido al tiempo de retraso que supone el calentamiento la superficie y la variabilidad que existe en su funcionamiento [10].

2.3.5. Encendido mediante pre-cámara

Los primeros sistemas de combustión con pre-cámara comenzaron a utilizarse en la primera mitad del siglo XX con un primer diseño realizado por Ricardo Dolphin en 1922, destinando su uso sobre motores de dos tiempos. Este diseño podemos verlo de forma esquematizada en la figura 2.6, donde la principal peculiaridad que posee es que además de las 2 válvulas de habituales (admisión y escape de gases del cilindro), aparece una tercera válvula de admisión para realizar el llenado de la pre-cámara con mezcla fresca. Además se puede apreciar la ubicación de la bujía de encendido en el interior de la pre-cámara y el conducto de unión entre pre-cámara y cámara principal.

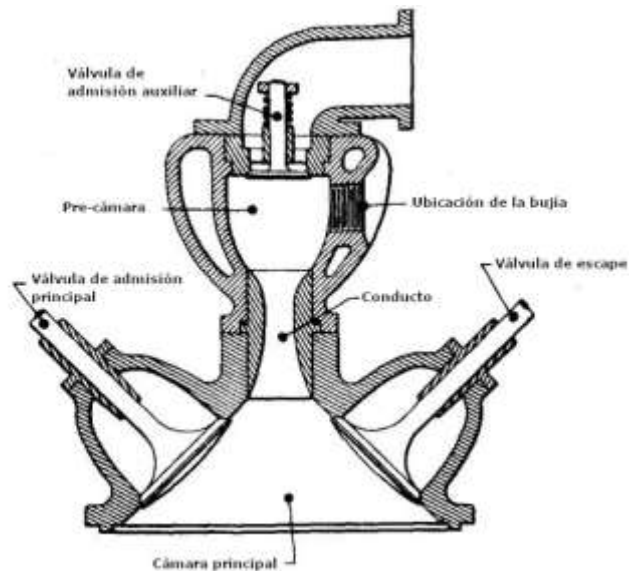


Figura 2.9. Diseño de Ricardo Dolphin para la culata de un motor de 2 tiempos de carga estratificada. [11]

En diseños un poco más actuales se empieza a encontrar que las pre-cámaras de combustión son de un volumen mucho más pequeño, habitualmente en torno al 10% del volumen total libre del cilindro. Están conectadas mediante conductos con la cámara principal a través de los cuales realizan el intercambio de masa y energía, dependiendo de la fase del ciclo en la que se encuentren.

El proceso de combustión comienza cuando la bujía hace saltar una chispa dentro de la pre-cámara en un momento determinado, a partir de ahí se genera un frente de llama que provoca un aumento de la presión en su interior. Como consecuencia aparece una diferencia de presiones entre ambas cámaras, produciéndose así una transferencia de masa hacia la cámara principal, vaciando el contenido de la pre-cámara en forma de jet con elevados índices de turbulencia. Será este jet el encargado de encender la mezcla en la cámara principal, ya sea mediante una llama propiamente dicha o mediante la elevada concentración de reactivos en el jet, provocando así la combustión de la mezcla global contenida en la cámara principal.

Existen variantes en el diseño de estas pre-cámaras, cada una con sus ventajas e inconvenientes, generalmente se suelen dividir en activas y pasivas. Se entiende por pre-cámara activa cuando el sistema está diseñado para realizarse una inyección directa de combustible en el interior de la pre-cámara; y pre-cámara pasiva cuando el combustible se introduce en su interior a través del conducto que la comunica con

la cámara principal, durante la carrera de compresión y promovido por la diferencia de presiones entre ambos volúmenes.

Estos sistemas de encendido por pre-cámara aún no están implementados en la producción en serie de motores automovilísticos, dado que aunque tienen determinadas características que les hacen muy esperanzadores, aún existen demasiadas variables que escapan a su control, por lo que se continúa con su estudio e investigación para poder caracterizar de la mejor forma posible el proceso.

Una de las principales ventajas que tienen estos sistemas es la de permitir y favorecer la utilización de mezclas con dosados pobres, lo que genera temperaturas de combustión menos elevadas, traduciéndose en beneficios en términos medioambientales y de rendimiento.

2.3.6. Visión global

Como se puede ver en la figura 2.5, se representan aproximadamente los rangos operativos en términos de dosado y temperatura de las diferentes tecnologías de combustión en MCIA, así como las penínsulas de formación de NO_x y hollín durante el proceso. Comprobamos que los MEP, en la figura denominados como Spark Ignition, son un punto concreto del diagrama en lugar de una región como sí ocurre en el resto de sistemas. Esto se debe a las condiciones necesarias que requiere su funcionamiento, o mejor dicho, el funcionamiento de los sistemas de tratamiento de gases de escape compuestos principalmente por el catalizador de tres vías (el cual reduce de forma simultánea las emisiones de NO_x y CO) y por lo que necesita operar en condiciones lo más próximas posibles al dosado estequiométrico. A su vez vemos que el amplio rango que cubren los MEC (Standard Diesel en la figura) se debe a que no están limitados en funcionamiento a la utilización del dosado estequiométrico como los MEP, si no que estos suelen trabajar siempre con relaciones pobres de aire-combustible, por lo que se alejan más de la emisión de NO_x y sus problemas están más relacionados con la emisión de partículas de hollín; para lo cual también se han diseñado sistemas de post-tratamiento, en donde los filtros de partículas tienen un papel muy relevante para poder cumplir con la legislación.

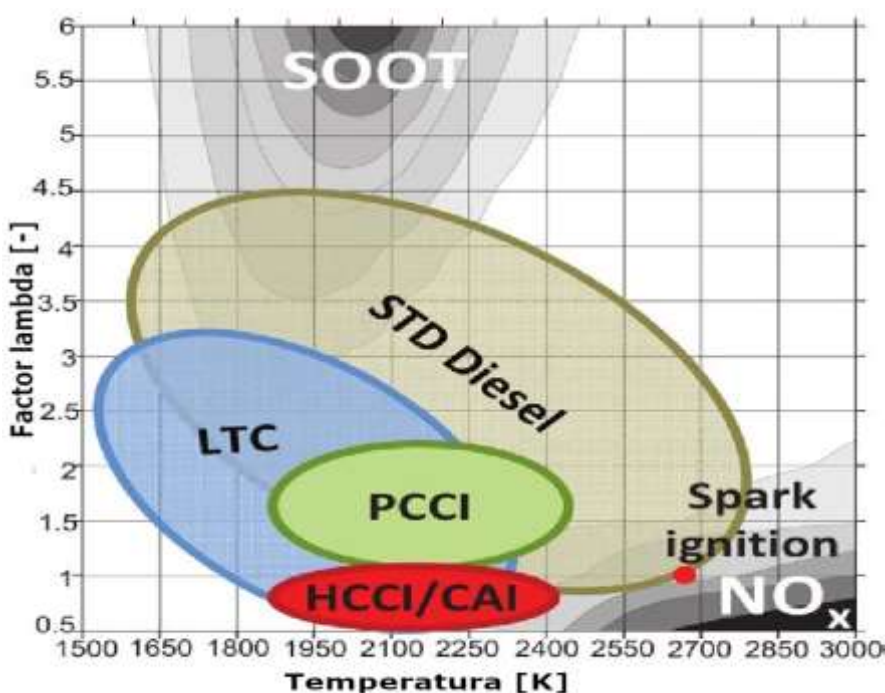


Figura 2.10. Situación de los diferentes modos de combustión en relación al dosado y las temperaturas alcanzadas. Representadas también zonas de formación de NO_x y hollín. [12]

Vemos también como la región de HCCI y PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) se han desarrollado para la reducción de forma simultánea de los NO_x y las partículas de hollín. Sus principios de funcionamiento están basados en el LTC (Low Temperature Combustion) donde conseguimos una combustión a menor temperatura, lo que impide la formación durante el proceso de determinadas sustancias nocivas. Una de las técnicas más utilizadas actualmente para disminuir la temperatura de combustión es la recirculación de gases de escape (EGR), empobreciendo así el dosado global de la mezcla fresca. De esta forma se puede comprobar que los métodos LTC están generalmente restringidos a rangos de funcionamiento con dosados medios-bajos, para garantizar un proceso de combustión a menor temperatura.

Como se puede ver, un modo de combustión LTC presenta varias ventajas frente a los sistemas convencionales de combustión pero no está exento de inconvenientes. El motivo de que no se hayan implementado todavía de forma extensiva la tecnología LTC es debido a factores como la inestabilidad de la combustión o la incompatibilidad de estos con los catalizadores de tres vías.

2.4. Desarrollo de nuevos sistemas de encendido: TJI

2.4.1. Mezclas Pobres

Ya se ha comentado que la utilización de mezclas pobres en la combustión genera grandes beneficios de cara a la formación de sustancias indeseadas gracias a las menores temperaturas a las que se desarrolla el proceso. Además de la disminución en la generación de emisiones contaminantes, y la reducción en el consumo de combustible, también se produce un aumento del rendimiento térmico.

Decimos que un motor funciona en condiciones de mezcla pobre, cuando la relación aire-combustible (AFR) es mayor que la estequiométrica $\lambda=1$, donde λ es igual a la AFR de trabajo dividida entre la AFR estequiométrica. Una de las principales ventajas del funcionamiento con mezclas pobres es la modificación del coeficiente adiabático (γ) debido a la introducción de una mayor cantidad de aire en la mezcla. Esta mayor cantidad de aire hace que el valor de γ aumente, incrementando así el valor del rendimiento térmico en un ciclo Otto ideal [13], tal como se indica en la ecuación 2.1.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{CR^\gamma - 1} \quad (2.1.)$$

Donde CR es la relación de compresión (volumen máximo del cilindro / volumen libre) y el coeficiente adiabático se puede calcular como $\gamma=C_p/C_v$. Las mezclas pobres tienen la capacidad de incrementar el rendimiento térmico del ciclo a la par que se reduce el consumo de combustible. Las principales razones por las que aún no se ha implementado la utilización extensiva de mezclas pobres en motores de gasolina son el compromiso con la estabilidad de la combustión y la incompatibilidad de estas con la utilización del catalizador de tres vías como sistema de post-tratamiento de gases. Hay que mencionar que la emisión de NO_x también se reduce conforme aumenta el valor de λ (se reduce el dosado), acorde a la disminución en la temperatura máxima alcanzada durante el ciclo de combustión, y a pesar de que aparecen valores significativamente bajos para valores de $\lambda > 1,4$ la eficacia del ya mencionado catalizador de tres vías, encargado de controlar de forma simultánea las emisiones de NO_x , HC y CO, se ve rápidamente perjudicada en cuanto se varía la proporción estequiométrica.

Los límites de inflamabilidad del combustible también son un hándicap para el trabajo con este tipo de mezclas, ya que bajo estas condiciones es complicado mantener la estabilidad en la combustión de forma repetida, sin la aparición del fenómeno de *misfiring*⁴. Además de esto, una elevada inestabilidad en la combustión generan mayores emisiones de HC y la aparición de ciclos con combustiones parciales provocados por la baja velocidad de propagación de llama, y en consecuencia el apagado de esta, dando lugar al denominado *quenching*⁵.

Una de las soluciones que se han buscado para solventar este problema es el de mejorar el proceso de encendido de la mezcla, lo que podría facilitar la combustión de mezclas pobres mediante un aumento de la energía de encendido y una mayor generación de turbulencias, lo que aumentaría la velocidad de propagación de la llama.

2.4.2. Introducción al Turbulent jet Ignition

En continuidad con lo mencionado a cerca de los problemas que existen en el encendido y propagación de la llama en mezclas pobres, se desarrolla el sistema TJI, denominado como “Turbulent Jet Ignition” que en su traducción literal vendría a ser algo como “Encendido por chorro turbulento”. Se trata de un sistema basado en la utilización de pre-cámaras de combustión para potenciar el encendido de la mezcla principal mediante dicho jet. Este concepto de encendido mediante jet turbulento utiliza los reactivos químicos propios de cualquier reacción de combustión, presentes en un chorro o jet con elevados valores de turbulencia, para realizar el encendido en la cámara principal. La característica más notable de este proceso es que el jet actúa como una fuente distribuida de energía de activación, por lo que el encendido de la mezcla en la cámara de combustión principal se produce a lo largo de toda una superficie, en lugar de un punto concreto como ocurriría con los sistemas tradicionales.

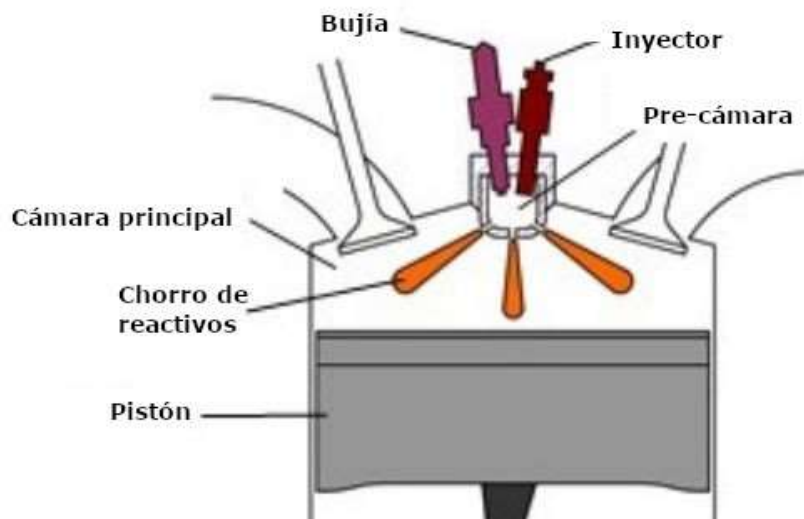


Figura 2.11. Estructura básica de funcionamiento del sistema TJI. [14]

⁴ Fenómeno indeseable que se produce en los motores de encendido provocado. La combustión no se inicia a pesar de haberse realizado el salto de chispa.

⁵ Fenómeno indeseable producido en cualquier tipo de MCIA. La combustión que se estaba desarrollando, se extingue en un determinado instante del ciclo sin haber consumido toda la mezcla fresca.

Como se puede apreciar en la imagen, el sistema de la pre-cámara se encuentra en el lugar donde habitualmente se sitúa la bujía, reemplazando esta por todo un sistema de pre-cámara y bujía, además de en este caso concreto un inyector particular. También se hace una representación de los chorros reactivos encargados de encender la mezcla en la cámara principal, así como las válvulas de admisión y escape y el pistón, característicos de cualquier sistema MCIA. En la figura vemos la representación de tres jets, pero este número, orientación y penetración variarán en función de la configuración que queramos adoptar.

Es conveniente tener en cuenta que a pesar de que el proceso de encendido se lleva a cabo cuando el pistón se encuentra cerca del PMS, el control del proceso no se debe hacer igual que en los MEP tradicionales, ya que se trata de un proceso con un mayor número de etapas y con desarrollos generalmente más lentos, por lo que habrá que tener esto en cuenta para realizar el adelanto necesario en el salto de la chispa en la pre-cámara, para conseguir de esta forma la liberación de calor en la cámara principal en el momento adecuado.

2.4.3. Evolución del sistema TJI

El inicio de la combustión mediante pre-cámaras en los motores de encendido provocado comenzó a principios del siglo XX con el diseño y patente de Ricardo Dolphin [10] en el año 1918. Este modelo se basaba en la utilización de una válvula auxiliar a partir de la cual se realizaba la admisión de una mezcla rica en combustible hacia una cavidad de pequeño tamaño anexa al cilindro de combustión, lo que se denominó como pre-cámara de combustión. Esta mezcla rica en combustible era encendida mediante una chispa generada por una bujía, a partir de la cual se generaba y propagaba un frente de llama en el interior de la pre-cámara, hasta alcanzar la cámara principal de combustión. Este modelo de pre-cámara inspiró otros diseños similares siguiendo el concepto de motores con 3 válvulas.

A partir de este concepto nacieron los denominados motores “Torch cell”, evolucionados del modelo anterior con afán de eliminar el llenado independiente de la pre-cámara y así simplificar su diseño. Los diseños *Torch cell* eliminaban la tercera válvula de admisión manteniendo la bujía de encendido en el interior de la pre-cámara, realizando así un llenado con mezcla fresca a partir de los gases contenidos en la cámara principal durante la carrera de compresión. Este sistema permitía extender los rangos de combustible hacia mezclas más pobres y fueron desarrollados por algunos fabricantes de automóviles como Ford, Volkswagen o Toyota [15] durante la segunda mitad del siglo XX.

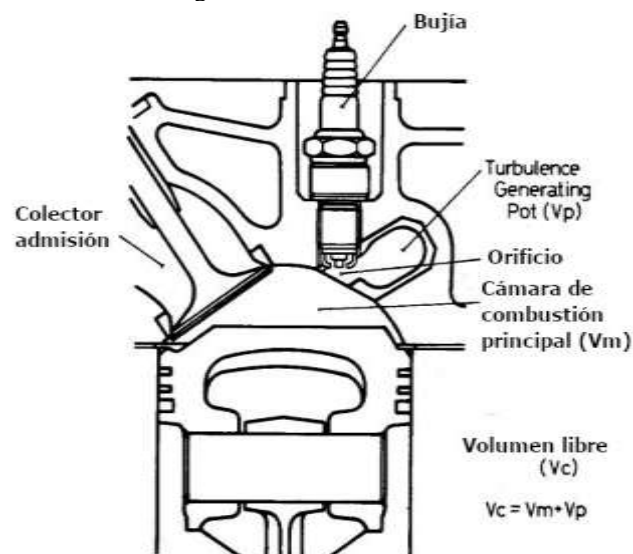


Figura 2.12. Configuración de Toyota para su sistema “turbulence generating pot” [15]

Otro diseño presente fue el destinado a la utilización de un inyector de combustible en el interior de la pre-cámara, para así poder prescindir de la válvula de admisión específica para su llenado. De esta forma se conseguían los efectos de la estratificación de la mezcla de una forma mucho más fácil y así generar mezclas más ricas en combustible en el interior de la pre-cámara que facilitarían el encendido. Estos sistemas se caracterizaban por tener una pre-cámara relativamente grande y un orificio de conexión entre cámaras de gran diámetro, lo que permitía al frente de llama atravesar fácilmente toda la longitud de este sin apagarse, y salir del mismo hacia la cámara principal con la misma velocidad de propagación, manteniendo la estabilidad de la combustión. Probablemente el ejemplo más exitoso de estos sistemas fue el desarrollado por Honda en el año 1975 con la denominada tecnología “*Compound Vortex Controlled Combustion*” (CVCC) [16], que llegaron a equipar algunos modelos de tipo turismo permitiéndoles cumplir con las normativas anticontaminación de aquel año sin la necesidad de utilizar un convertor catalítico.

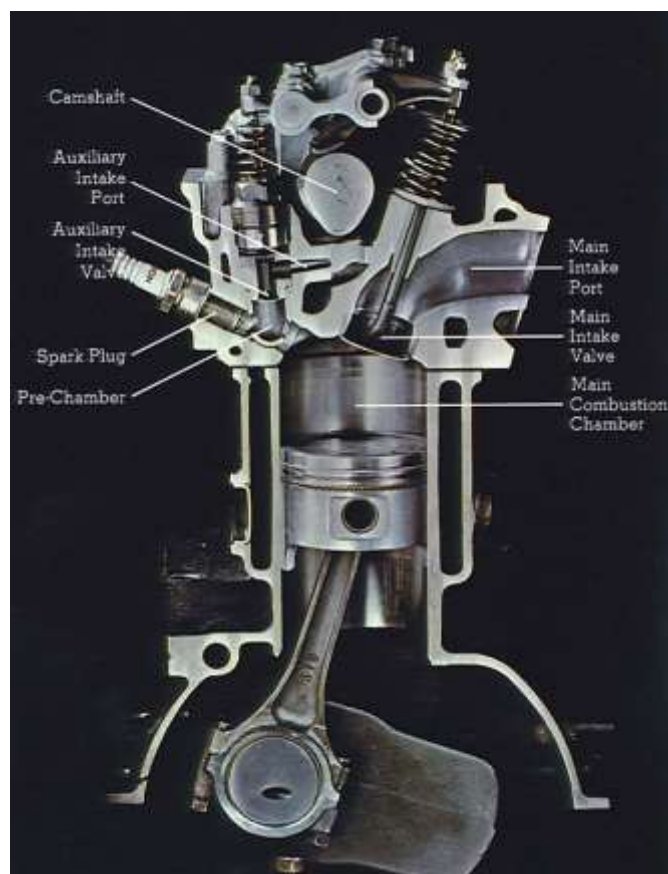


Figura 2.13. Vista en sección frontal de un motor Honda con la tecnología CVCC. [17]

A partir de los modelos de cámara dividida con el concepto de carga estratificada mediante un inyector en la pre-cámara, se encontró que con un orificio de conexión más estrecho se conseguía mayores velocidades de transmisión, extinguiendo la llama en su interior y provocándose el encendido en la cámara principal mediante principios de química activa y presencia de radicales de combustión, expulsados desde la pre-cámara mediante un chorro de gases activos. Además se observó que este chorro (o jet) al tener una mayor velocidad, penetraba de una forma más profunda en la cámara de combustión principal, para lo que se tuvo que ajustar el tamaño de las pre-cámaras disminuyendo su volumen, para así evitar que el jet reactivo entrara en contacto con las paredes del cilindro. El encendido mediante jet tiene una dependencia muy estrecha con la cinética química para iniciar la

combustión, de forma similar a los modelos HCCI como se ha visto en el capítulo anterior, mucho mayor que en los convencionales MEP y MEC.

El concepto de encendido mediante jet fue introducido a finales de la década de 1950 por Nikolai Semionov, galardonado con el Premio Nobel de Química en 1956 por sus estudios en los mecanismos de las reacciones químicas. Este concepto sirvió como eje de investigación a Gussak, el cual lo desarrolló hasta presentar al mundo el primer motor con encendido mediante jet, conocido por su acrónimo como LAG - Lavinia Akrivatisia Gorenia en la lengua original (Avalanche Activated Combustion en su traducción al inglés). Gussak determinó que la configuración que mejor rendimiento ofrecía para el LAG era aquella en la que la pre-cámara tenía un tamaño de entre el 2-3% del volumen libre total y un orificio con una relación de longitud/diámetro de $\frac{1}{2}$ [18]. Este sistema LAG fue implementado durante 1981 en un modelo para vehículo de pasajeros de la marca GAZ, el cual conseguía operar con una mezcla ultra-pobre de $\lambda=2$, encendida por una pre-cámara con inyector propio que formaba una mezcla con exceso de combustible ($\lambda=0,5$) para facilitar su encendido.

A partir de ese momento se comenzaron a desarrollar diferentes sistemas, todos basados en la utilización de una pre-cámara para mejorar el encendido en la cámara de combustión. Durante este periodo de evolución de los sistemas con pre-cámara se utilizaron gran cantidad de geometrías, combustibles y sistemas auxiliares diferentes, con el fin de optimizar el proceso lo máximo posible. Este compendio de sistemas podemos encontrarlo de forma breve y con carácter informativo en el artículo publicado por Toulson et al. "A Review of Pre-Chamber Initiated Jet Ignition Combustion Systems" [19].

Esta constante evolución y búsqueda de la optimización en la combustión nos lleva finalmente al concepto "Turbulent Jet Ignition" desarrollado por MAHLE Powertrain, el cual aún se encuentra en proceso de desarrollo y se basa en las investigaciones previas realizadas en este mismo campo. El objetivo de este sistema es el de desarrollar una tecnología más factible que los sistemas de encendido por chorro vistos previamente, y así poder aplicarse sobre los sistemas estándar de control en motores de combustión que conocemos. El diseño de MAHLE Powertrain se fundamenta, *a grosso modo*, en la utilización de pre-cámaras de volumen muy pequeño (~ 2% del volumen libre total del motor) y disponer de conexiones con la cámara principal mediante uno o varios orificios de un diámetro reducido (~ $\varnothing 1,25\text{mm}$) para de esta manera propiciar el apagado de la llama en su transcurso por el orificio, y mejorando la penetración en la cámara de combustión.



Figura 2.14. Simulación del sistema TJI activo de Mahle Powertrain [20]

Este último diseño TJI fue aplicado de forma práctica en 2015 sobre los nuevos motores híbridos V6 turbosobrealimentados de fórmula 1, dando continuidad a la innovación en la búsqueda del máximo rendimiento presentes en la categoría. Es interesante destacar que cuando se instauró la aplicación de este tipo de sistemas en los motores de F1, el reglamento técnico de la categoría determinaba la utilización de un único inyector de combustible por cilindro, por lo que difiriendo del diseño original, se prescindió del inyector ubicado en la pre-cámara (sistema activo), y se comenzó a realizar el llenado de la pre-cámara durante la carrera de compresión (sistema pasivo) con los gases presentes en la cámara de combustión principal.

2.4.4. Características de control en TJI

El sistema de encendido “Turbulent Jet Ignition” depende sensiblemente de parámetros tanto geométricos como de funcionamiento a los que está sometido, de forma similar a cualquier sistema de encendido para motores de combustión. A pesar de la relativa facilidad para que el sistema “funcione”, la optimización del proceso para obtener una elevada eficiencia, así como la posibilidad de trabajar con mezclas pobres, requiere de un ajuste más estricto en sus variables de funcionamiento, las cuales se detallan de forma cualitativa a continuación.

Como ya se ha explicado con anterioridad, además de los parámetros operativos del sistema, en el encendido mediante TJI la geometría tanto de la pre-cámara como del orificio(s) de unión entre cámaras es un factor crítico. Es por esto que en el control del sistema TJI se encontrarán tanto características relativas al diseño de los componentes, como de las variables operativas y de funcionamiento del sistema.

- **Diámetro del conducto (Φ_n):** Para simplificar la dependencia con la geometría del conducto, supondremos un sistema de pre-cámara y cámara principal unido mediante únicamente un conducto, pudiendo extrapolar esta información a sistemas con múltiples orificios. Según el estudio llevado a cabo por Gentz et al. [21] se determinó que para condiciones cercanas a mezclas estequiométricas, un orificio de mayor diámetro produce chorros más distribuidos espacialmente, resultando en una combustión más rápida. Sin embargo, en condiciones pobres de combustible, se requerirá un orificio de menor diámetro que produzca un chorro más vigoroso y de mayor velocidad para ser capaz de iniciar la combustión. Estas tendencias opuestas sugieren que existirá un diámetro de orificio óptimo capaz de minimizar el tiempo de combustión en cada uno de los casos.
- **Volumen de la pre-cámara (V_{PC}):** La pre-cámara es el lugar donde se inicia la combustión, por lo que es entendible que el volumen de esta estará directamente ligado con la energía liberada inicial y su transferida a la cámara principal. La investigación realizada por Shah et al. [22] de forma similar a la anteriormente citada para el estudio del diámetro del orificio, se centró en la investigación del efecto del volumen de la pre-cámara. Los resultados obtenidos en un motor de 2L, adaptado con la inclusión de una pre-cámara, dedujeron que un incremento en V_{PC} reducía la dispersión cíclica de la combustión aumentando el calor liberado total en la cámara principal. También se observó que aumentos excesivos en el volumen producían detrimentos en la combustión, reduciendo el tiempo de combustión en la cámara principal, lo que llevó a la conclusión de la existencia de un volumen óptimo para la pre-cámara de forma análoga a lo observado con los conductos. Además se ha observado que una pre-cámara pequeña generará un chorro menos extendido en el tiempo, de acuerdo a su presión menor, pero a su vez incrementando la eficacia de la combustión. Diversos autores han determinado que el tamaño óptimo de la pre-cámara será aquel que genere un vaciado completo de la misma durante el proceso de eyección.

La relación conjunta del tamaño de la pre-cámara y el diámetro el orificio ha sido examinada en diversos estudios. Se ha llegado a determinar que en el caso de que el orificio sea demasiado pequeño, el chorro de reactivos no será capaz de encender las mezclas con dosados pobres. Los diámetros más comunes utilizados en TJI se encuentran en un rango de 1-4mm.

- **Número de Damköher (Da):** De forma similar a la influencia del diámetro sobre la penetración del chorro, es importante conocer el mecanismo de encendido, es decir, si el frente de llama generado durante la combustión en la pre-cámara se extinguirá durante su paso por el conducto (jet ignition) o si este seguirá presente una vez evacuado hacia la cámara principal (torch ignition). Según el estudio realizado por Biswas et al. [23], el que se produzca o no apagado del frente de llama (quenching) no está directamente relacionado con el diámetro del conducto, si no con el valor del número de Damköher en la salida de dicho conducto. Este número relacionará la tasa de reacción química con la turbulencia presente en el chorro, lo que representará de forma adimensional la cantidad de reactivos presentes en el flujo en relación al movimiento de dicho flujo.

$$Da = \frac{\tau_T}{\tau_C} = \frac{l_I/u'}{\delta_L/S_L} \quad 2.2.$$

Donde τ_T es la escala temporal de la reacción química, τ_C la escala temporal de la turbulencia, l_I se corresponde con la escala integral a la salida del orificio, u' la intensidad de la turbulencia, δ_L el espesor del frente de llama laminar y S_L la velocidad del frente de llama laminar.

Este valor crítico de Da vendrá determinado por la cantidad de radicales OH* presentes a la salida del orificio, y por tanto variará con el combustible utilizado. Para el metano por ejemplo, la transición entre ambos mecanismos de encendido se encuentra en un rango de valores del número de Damköher de 300 – 350.

- **Presión en cámaras (ΔP):** La diferencia de presión entre ambas cámaras a lo largo del ciclo será lo que genere la transferencia de masa y energía entre ambas, por lo que tiene un factor crítico en el proceso. Además, un parámetro interesante que afecta a la combustión en TJI es la variación de la presión en la pre-cámara, la cual está directamente ligada con la distancia entre la bujía de encendido y el orificio de salida. Esta distancia y su efecto sobre el incremento de presión es tratada en el estudio de Sadanandan et al. [24].

2.4.5. Ventajas e inconvenientes

La principal característica por la que existe tanto interés en la tecnología TJI, es la capacidad que tiene para trabajar con mezclas de aire/combustible ultra-pobres, lo cual se traduce en beneficios en términos de emisiones y rendimiento, dos de los tradicionales problemas que siempre han estado presentes en los motores de combustión interna.

El propio mecanismo de encendido por el que se desarrolla el proceso TJI genera un incremento tanto en la energía de activación que dará comienzo a la combustión, como en el aumento de la superficie de encendido, lo cual facilita el inicio de la combustión en condiciones que con los sistemas tradicionales no se daría. Estas condiciones de defecto de combustible, hacen que durante la combustión se alcancen temperaturas más bajas, generándose así menores concentraciones de emisiones contaminantes, en especial los NO_x, a la par que se realiza una combustión completa previniendo la emisión de partículas sólidas o UHC. La reducida emisión de contaminantes producida durante la combustión, también hace que se pueda prescindir de equipos específicos de tratamiento de los gases de escape, tales como los catalizadores de 3 vías, simplificando de esta forma el sistema y abaratando los costes.

En términos de eficiencia se produce también un incremento debido al aumento del rendimiento térmico del sistema con la utilización de mezclas pobres (ecuación 2.1), además del propio beneficio que conlleva para el consumo general del motor el trabajar de forma continua con mezclas compuestas con una cantidad de combustible muy inferior a la estequiométrica.

El principal problema que tienen los sistemas TJI es la complejidad en su diseño y su optimización para diferentes condiciones de funcionamiento, ya que al depender tanto del diseño global del sistema, es muy sensible e inestable a cambios en sus parámetros operativos tales como composición de la mezcla, relaciones de compresión, condiciones de presión y temperatura, etc. Esta inestabilidad frente a las variaciones en las condiciones de funcionamiento ha hecho que sea posible su operación en grandes motores estacionarios, pero de momento resulte inviable su implementación en el sector transportes.

2.5. Resumen

Llegado este punto, se han identificado los diferentes sistemas de encendido, tanto los tradicionales y ampliamente reconocibles en el sector transportes, como los que todavía están en desarrollo y no se han llegado a implementar completamente sobre motores de combustión utilitarios. A continuación se muestra en la tabla 2.1 una recopilación de las características más significativas de los principales sistemas de encendido vistos.

	MEP	MEC	HCCI	TJI
Tecnología específica requerida	-Bujía -Inyectores (directo/indirecto) -Catalizador de 3 vías	-Inyector directo -Control de emisiones (NOx + PM)	-Válvulas variables - Bujía -Inyector -Sistema de control de lazo cerrado -Sistemas de post tratamiento de gases de escape	-Bujía -Inyector directo (pre-cámara) -Inyector indirecto (cámara principal) -Catalizador de 3 vías
Emisiones	Emisiones contaminantes muy bajas con el uso del catalizador de 3 vías	Emisión de NOx y PM. Trampas NOx, NSC o SCR tratamientos caros	Bajas emisiones de NOx, pero no lo suficiente para prescindir de trampas NOx (caras)	Bajas emisiones NOx Catalizador de 3 vías o catalizador por oxidación requerido
Rendimiento máx.	El menos eficiente	Eficiencia alta	Elevado rendimiento comparado con MEP. Similar a MEC	Elevado rendimiento comparado con MEP. Similar a MEC
Consumo	Mayor consume	Consumo bajo. Mejora en un 30% el MEP	Mejora en un 10-15% el consume en MEP	Mejora en un 18% el consume en MEP
Control	Estrategia de control menos complicada	Control complejo para conseguir bajas emisiones	Control muy complejo. Manejo de situaciones transitorias	Control similar a MEP con inyección directa en varios pulsos
NVH (ruido)	Poco ruidoso	Ruido intrínseco a la combustión. Necesidad de silenciosos	Ruido similar a MEC, requiere de sistema silencioso.	Ruido similar a MEP
Estructura del motor	Poco pesada y no muy cara	Diseño para soportar elevadas presiones. Aumenta peso y costes	Similar a MEC. Diseño necesario para soportar elevadas presiones. Aumento del peso	Similar a MEP
Viabilidad	Muy viable	Muy viable	En fase de desarrollo	Desconocido
Coste	El menos caro	Muy caro debido a los sistemas pos-tratamiento	Más caro que MEP pero con proyección de serlo menos que MEC	Más caro que MEP pero con proyección de serlo menos que MEC

Tabla 2.1. Tabla resumen de las características de los principales modos de combustión: MEP, MEC, HCCI y TJI [19]

Instalaciones y metodología experimental

- 3.1. Introducción
- 3.2. Máquina de compresión-expansión rápida
 - 3.2.1. Descripción RCEM
 - 3.2.2. Funcionamiento RCEM
 - 3.2.3. Almacenaje de combustible
 - 3.2.4. Inyección de combustible
- 3.3. Tapa del cilindro/Culata
 - 3.3.1. Descripción del sistema
 - 3.3.2. Geometría
- 3.4. Instrumentación de la RCEM
 - 3.4.1. Medida de la posición
 - 3.4.2. Medida de la presión
 - 3.4.3. Gestión de la temperatura
 - 3.4.4. Equipos de adquisición de datos
 - 3.4.5. Elementos ópticos
- 3.5. Metodología experimental
 - 3.5.1. Realización de ensayos
 - 3.5.2. Tratamiento de datos experimentales
 - 3.5.3. Validación de resultados con CFD

3.1. Introducción

La realización de ensayos directamente sobre motores de combustión interna alternativos no siempre son factibles o la mejor opción para realizar estudios de combustión. Esto se debe a que a pesar de ser máquinas muy utilizadas de forma funcional por su rendimiento y capacidades, no disponen una gran variabilidad en sus parámetros operativos. Además de esta limitación en cuanto a las variables de ensayo, existen claras dificultades para la captación de datos ópticos en el interior de la cámara de combustión.

En consecuencia, la mayoría de los estudios sobre ciclos de combustión en motores, se desarrollan en máquinas o sistemas modelo que facilitan tanto la variabilidad de los parámetros como la captación de datos experimentales. Existen varios sistemas que aproximan su funcionamiento al ciclo de combustión de un MCIA, por lo general mediante la realización de un único ciclo de combustión en lugar de una sucesión de ellos, por la sencillez que esto conlleva.

En este estudio nos hemos centrado en la utilización de una máquina de compresión-expansión rápida (RCEM) para la realización de ensayos experimentales, dada su alta capacidad para replicar las condiciones deseadas, así como la variabilidad que ofrece en el diseño de diferentes sistemas de combustión.

A lo largo de este capítulo se va a describir la instalación experimental al completo, tanto la propia RCEM como los sistemas auxiliares (admisión y formación de la mezcla, captación de datos, etc.) de los que se dispondrán en los ensayos.

3.2. Máquina de compresión-expansión rápida

3.2.1. Descripción RCEM

La máquina de compresión-expansión rápida opera en un modo de ciclo único (compresión-expansión) y combina un excelente acceso óptico con una alta flexibilidad e independencia en la variabilidad de los parámetros de funcionamiento así como en la composición de la mezcla. Una vista general de la RCEM se muestra en la figura 3.1, donde se pueden apreciar dos regiones claramente diferenciadas: la parte motriz de la máquina, donde se generen los esfuerzos necesarios para alcanzar las condiciones de funcionamiento deseadas, y la zona experimental donde se realizarán los ensayos y la captación de información. En el siguiente apartado se profundizará más en los componentes y el funcionamiento del conjunto.



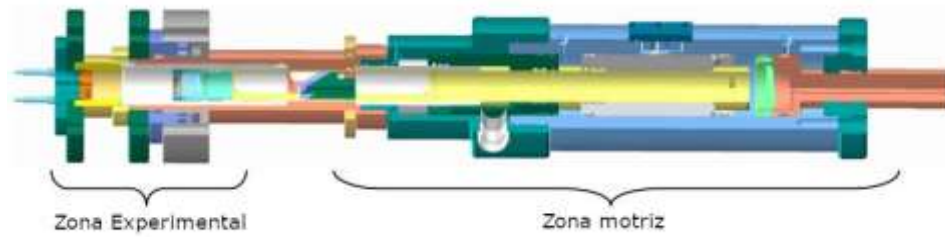


Figura 3.1. Vista esquemática en corte de la RECM [25]

La zona motriz está compuesta por una serie de pistones que funcionan conjuntamente de forma hidráulica, aunque la máquina está dirigida de forma neumática. La zona experimental de la RECM que utilizaremos en esta investigación estará compuesta por el pistón de trabajo, la cámara de combustión en la que existirán unas ventanas que proporcionen acceso óptico, y la culata donde se montará la configuración con la pre-cámara de combustión. En la tabla 3.1 se muestran las características principales de la de la RECM.

Diámetro	84 mm
Carrera	120-249 mm
Relación de compresión	5-30
Presión en el cilindro max.	200 bar
Presión inicial	1 – 5 bar
Temperatura max. de calentamiento	473 K

Tabla 3.1. Principales características técnicas de la RECM

La configuración de admisión puede variar dependiendo del tipo de mezcla que se desee alcanzar, en este estudio la inyección del combustible gaseoso se realiza de forma directa en la cámara de combustión al final de la carrera de compresión. El hecho de realizar la inyección al final de la carrera de compresión puede reducir la turbulencia en el interior de la cámara, por lo que se ha diseñado un sistema de admisión con generación de turbulencia como se puede ver en la figura 3.8.

3.2.2. Funcionamiento RECM

La RECM disponible en el CMT-Motores Térmicos es una instalación experimental semi-estándar en propiedad del laboratorio, cuyos resultados se puede comparar directamente con los obtenidos de otras RECM de la misma empresa. Además la instalación ha sido validada según el estudio realizado por Desantes et al. [12] mediante un riguroso análisis de repetitibilidad así como el estudio de diferentes modelos de combustión, distinguiendo entre autoignición, difusión y combustión premezclada.

Un esquema de las diferentes partes que componen la RECM se muestra en la figura 3.2. Como ya se ha comentado, la máquina está dirigida de forma neumática y sus pistones se acoplan hidráulicamente en la zona motriz.

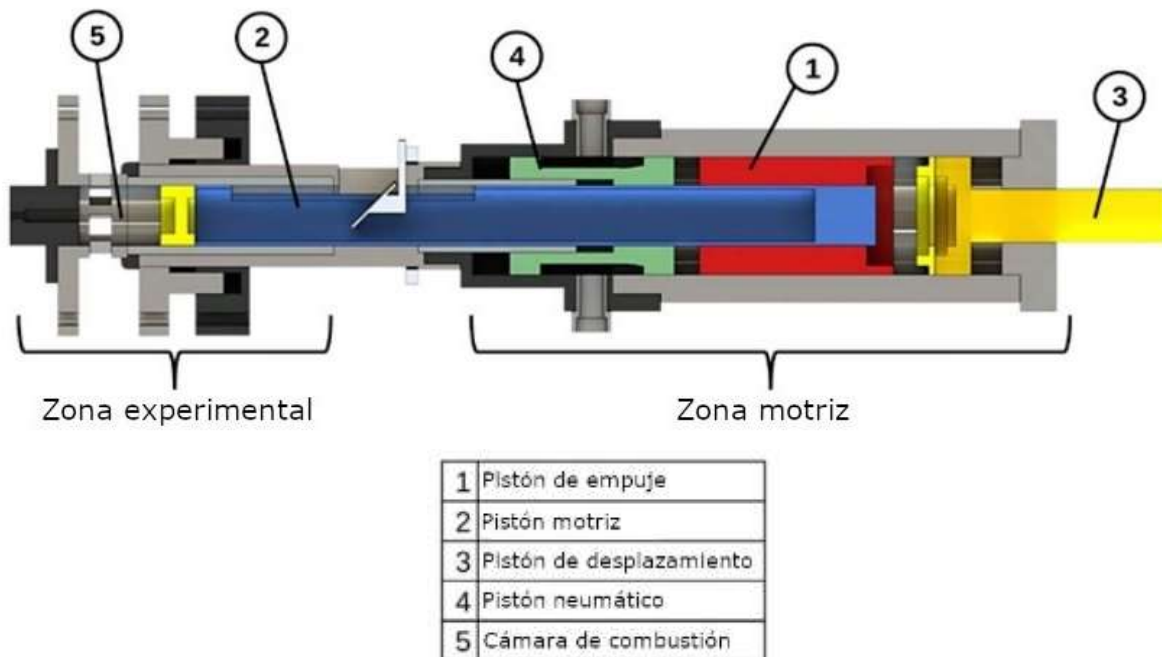


Figura 3.2. Esquema de componentes de la RECM. [25]

La zona motriz está compuesta por cuatro pistones diferentes. El pistón 1 denominado como “pistón de empuje” es dirigido neumáticamente y está unido hidráulicamente al pistón 2 llamado “pistón motriz” el cual se encuentra directamente en contacto con la cámara de combustión (con el pistón de trabajo en su extremo). El pistón representado con el número 3 en el esquema está regulado de forma hidráulica y se puede ajustar para modificar la relación de compresión deseada. Por último, el pistón número 4 contiene el aire presurizado que controla la máquina al completo.

Siguiendo un ciclo de operación de la máquina, en primer lugar el aceite es presurizado por el gas de impulsión, generalmente aire comprimido. El pistón motriz no se moverá por estar perfectamente acoplado al pistón número 3, evitando de esta forma que se introduzca aceite en su base. A continuación, la presión se estabiliza en la base del pistón motriz (2) mediante una válvula de bypass y este comenzará a avanzar a baja velocidad en un proceso de compresión lenta. Ha de ser mencionado que conforme el pistón motriz (2) avanza, el pistón de empuje (1) se moverá en la dirección opuesta manteniendo así constante el volumen de aceite. Estos dos pistones han sido balanceados inercialmente de forma conjunta para garantizar un proceso libre de vibraciones durante la fase rápida.

Cuando el pistón motriz (2) pierde el contacto con el pistón de desplazamiento (3), es acelerado repentinamente para dar lugar a la fase de compresión rápida. El aire de impulsión sufrirá igualmente un proceso de expansión, por lo que se verá reducida tanto la presión de este, como la del aceite de empuje. El pistón motriz se detendrá cuando la presión en la cámara de combustión sea lo suficientemente elevada para compensar la fuerza de empuje y la inercia del sistema, definiendo ese punto como el punto muerto superior (PMS). Como se puede intuir, el PMS depende enormemente de las condiciones de operación de la RECM. Además, existe una presión máxima en la zona motriz que se regulará dependiendo de las condiciones, para evitar la colisión entre el pistón y la culata en la fase de compresión, ya que no existe ningún mecanismo que fije el PMS evitando este suceso. Una vez que el pistón alcanza el PMS, la presión en la cámara de combustión es tan elevada (mayor que la presión del aceite de empuje) que dará comienzo la fase de expansión.

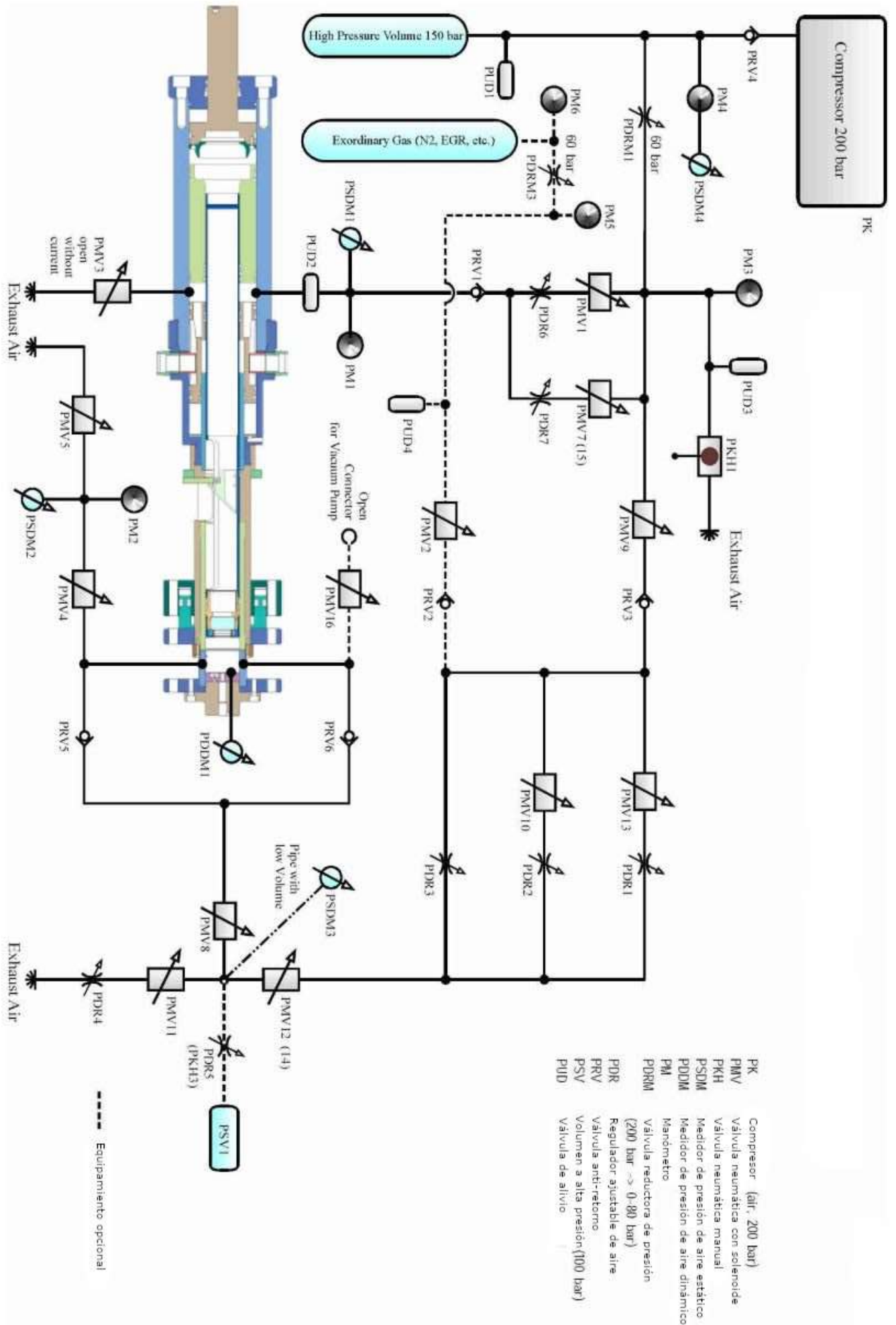


Figura 3.3. Esquema del sistema neumático de la RCEM [25]

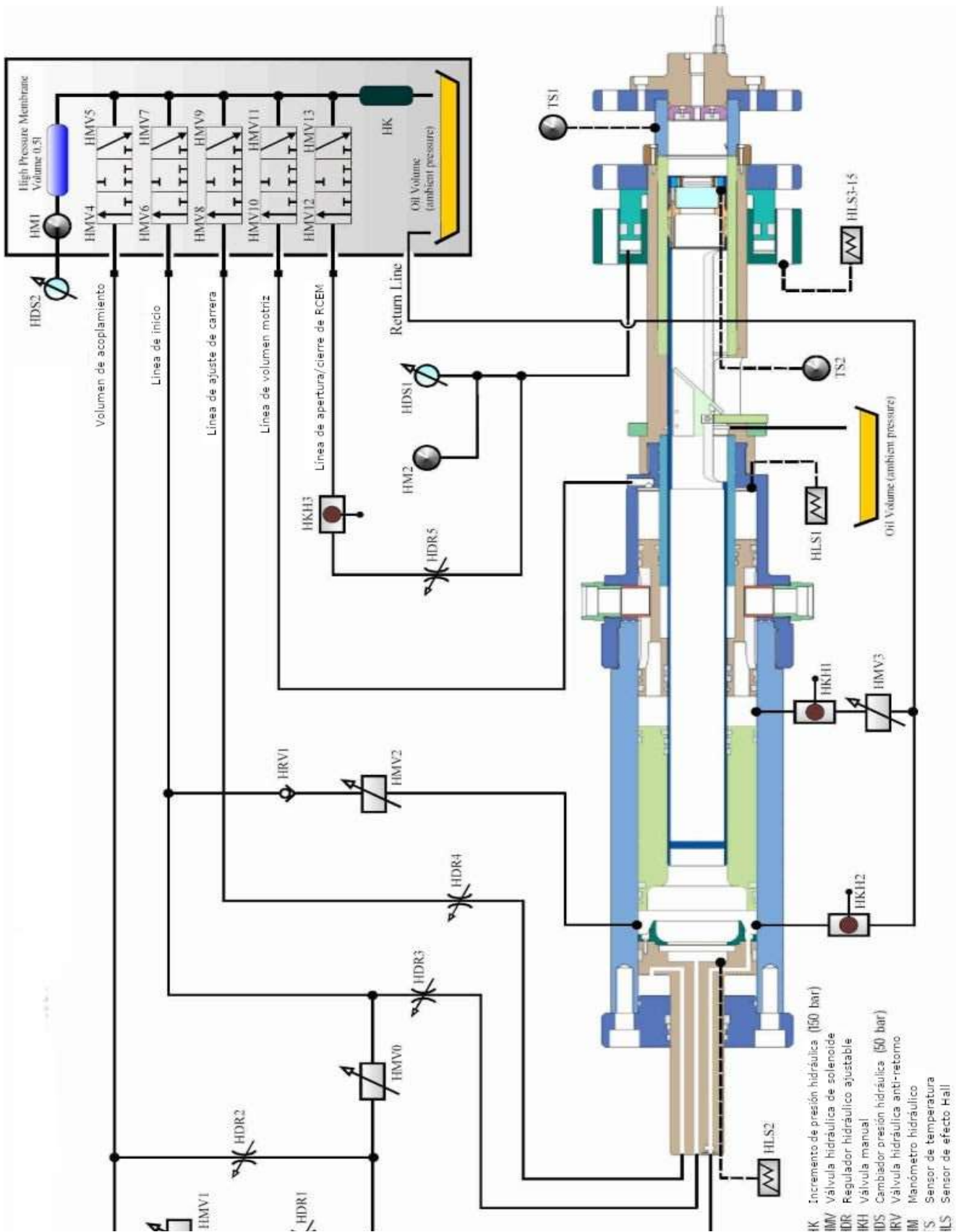


Figura 3.4. Esquema del sistema hidráulico de la RCEM [25]

Por último, en lo referente al funcionamiento de la RCEM cabe destacar que la mayoría de ajustes en los parámetros operativos se realizan mediante el software “RCM CAMAS” del cual podemos observar la interface en la figura 3.5.

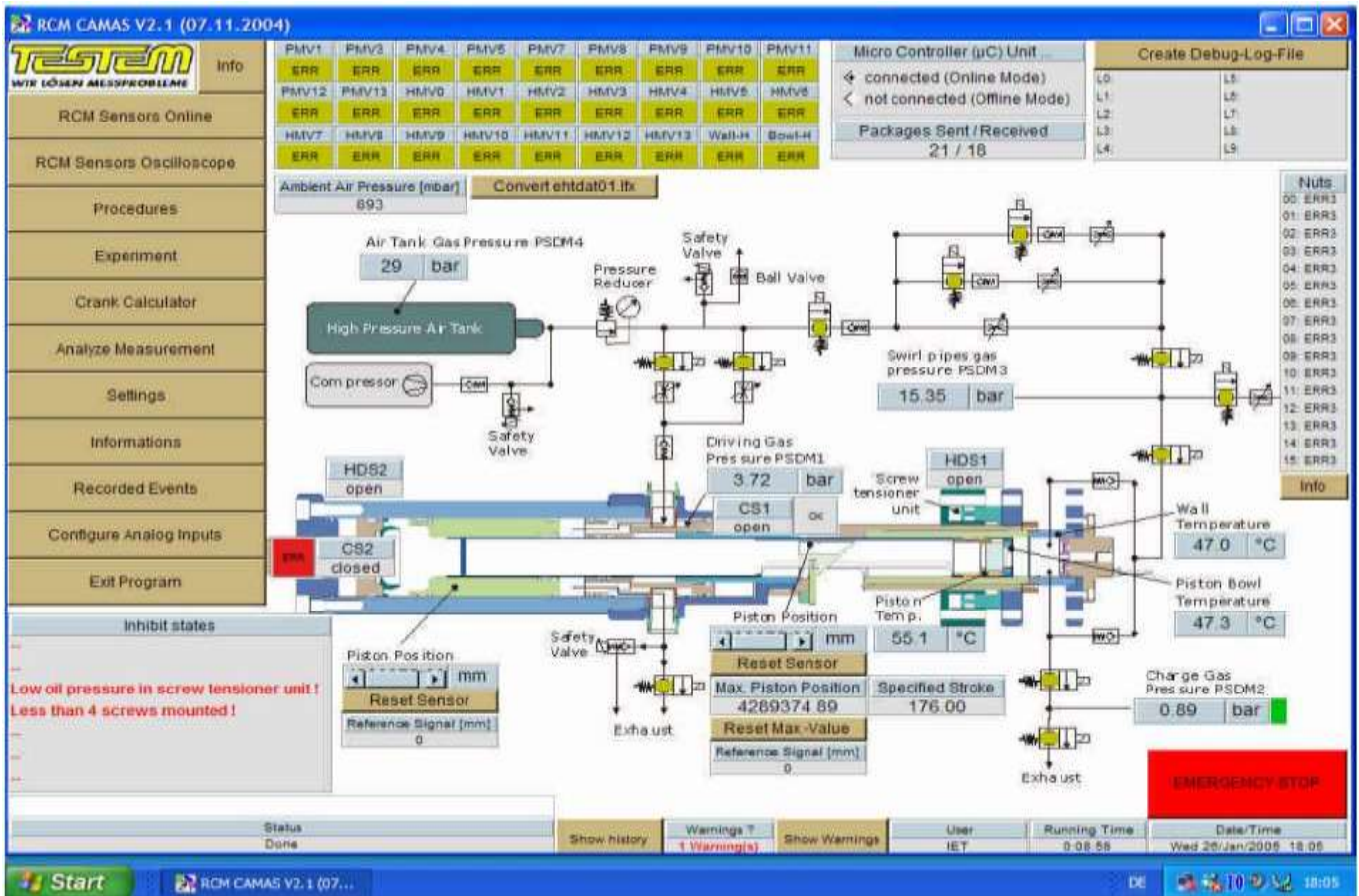


Figura 3.5. Interface principal del software operativo de la RCEM [25]

Mediante la utilización de este software se pueden variar prácticamente todos los parámetros operativos en su totalidad, tanto las presiones en los diferentes puntos de control, como las temperaturas y los desplazamientos, a la vez que se muestran en pantalla los valores de forma instantánea. También podemos ver el estado de cada válvula del sistema (abierta/cerrada) así como un display (abajo a la izquierda) en el cual se muestran diversos mensajes indicando el estado o la etapa en que se encuentra la máquina.

3.2.3. Almacenaje de combustible

En el laboratorio se disponen de varios volúmenes de alta presión que contienen diferentes gases, disponibles para formar una mezcla de composición controlada. En la figura 3.6 podemos ver el esquema de conductos y componentes utilizados para realizar la formación de la mezcla deseada, estos volúmenes de gas a alta presión se representan con las siglas PSV, y son intercambiables fácilmente realizando una conexión-desconexión rápida a todo el sistema. La composición deseada se realiza mediante un control volumétrico de cada gas de forma computacional, de forma que indicando en el programa la composición que queremos alcanzar, y conocidas las propiedades del gas, se alcanzará la mezcla deseada mediante la apertura de las válvulas de solenoide correspondientes.

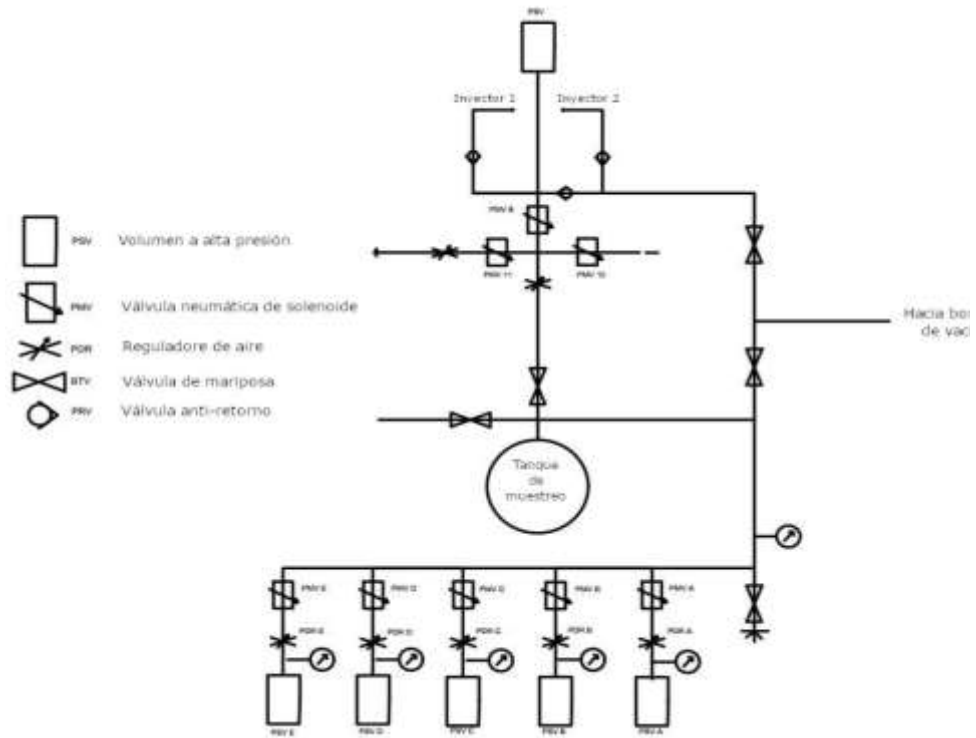


Figura 3.6. Sistema de formación de la mezcla de la RCEM

Este gas de composición conocida se distribuirá a presión constante por todo el sistema, llegando de esta forma al tanque de muestreo disponible en la instalación (figura 3.7). Este tanque es utilizado para obtener muestras de la mezcla experimental en las condiciones de ensayo, para lo cual será calentado por tres resistencias que cubren toda su superficie. Este gas contenido en el tanque y distribuido por el sistema presurizado, será el que introduzcamos en la cámara de combustión cuando se abra la electro-válvula dispuestas para ello, en el instante que así lo indique la máquina. Este instante de apertura de las válvulas suele estar coordinado con una señal producida al alcanzar el sensor de posición del pistón un punto determinado, aunque existen diferentes maneras de programar la admisión de mezcla fresca en función del tipo de control que queramos realizar.

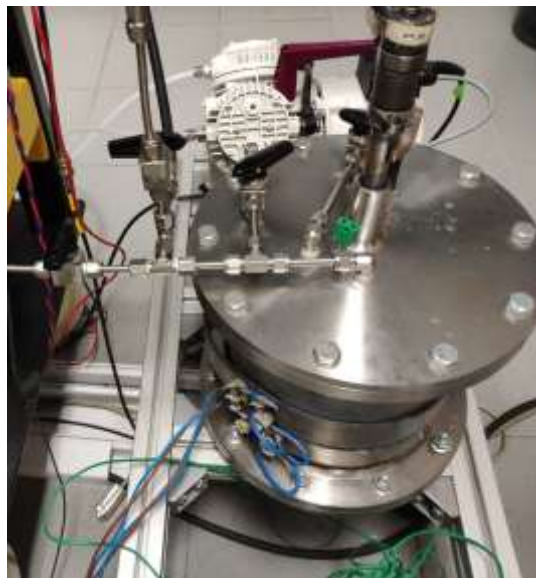


Figura 3.7. Tanque de muestreo de la instalación

El sistema está conectado además a una bomba de vacío para garantizar el completo vaciado de la cámara tras un ciclo de ensayo, forzando así la expulsión de todos los gases y productos de la combustión. Esta bomba se activará el tiempo necesario antes de cada ciclo de ensayo. Además de eliminar los restos del ensayo previo que pudieran existir en el interior de la cámara, también se pondrá en marcha sin la necesidad de haber realizado ensayos previos para expulsar posibles impurezas y mezclas de aire desconocidas presentes en la cámara de combustión, garantizando de esta manera la composición deseada de la mezcla introducida en la máquina.

Para la realización de estos ensayos, el combustible escogido es el metano con una pureza del 99,99%, que a su vez mezclaremos con aire “artificial” formado también a partir del gas a presión disponible en el laboratorio. De esta forma la composición de la mezcla en condiciones de dosado estequiométrico ($\lambda=1$) será la mostrada en la tabla 3.2, dejándonos una relación aproximada para el dosado estequiométrico de 1/17.3.

Composición en CA (fracción másica)	$\text{CH}_4 = 0.055$
	$\text{O}_2 = 0.220$
	$\text{N}_2 = 0.725$

Tabla 3.2. Composición estándar de la mezcla experimental

3.2.4. Inyección de combustible

Para alcanzar una simulación exacta de las condiciones en la cámara de combustión de un motor, se ha adaptado el estado del flujo para garantizar el desarrollo de la pulverización. La turbulencia, la cual ocurre durante la primera fase del ciclo en el interior de la cámara de combustión en un MCIA, se simula en la RCEM con la inyección de una cantidad exacta de aire mediante dos conductos situados tangencialmente en la cámara de combustión, justo antes del comienzo de la fase de compresión.

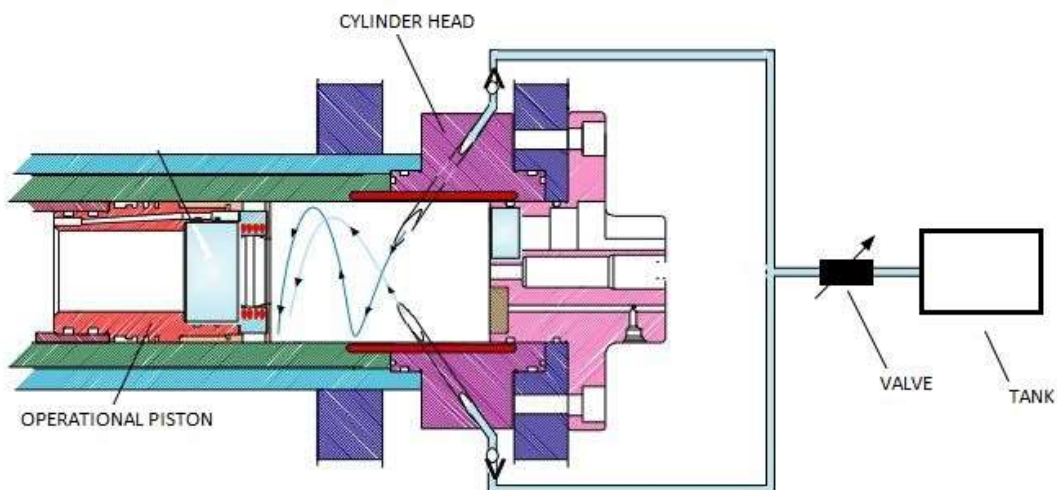


Figura 3.8. Sistema de inyección de la RCEM [25]

Los conductos de admisión y expulsión de gases se encuentran en el cilindro de la cámara de combustión, tal y como se aprecia en la imagen con color rojo. Estos

conductos están diseñados para inducir un movimiento en forma de remolino en los gases de admisión de la máquina. Esta turbulencia generada durante el llenado es suficiente para garantizar la homogeneidad en la temperatura y composición de todo el gas, temperatura que será igual a la de las paredes de la cámara de combustión, tal y como se ha verificado mediante simulación CFD [26].

En la configuración destinada a estos ensayos experimentales, la inyección de combustible se realiza cuando el pistón se encuentra parado en el PMI, ya mezclado con el aire sintético. En cualquier caso, la RCEM está diseñada para poder realizar diferentes tipos de admisión, tanto con inyección indirecta como el caso que se tratará en este TFG, como con inyección directa de combustible en la cámara de combustión mediante inyectores tipo GDI o diésel. Una vez introducida la mezcla fresca en la cámara, esta se distribuirá por la cámara principal y la pre-cámara durante la fase de compresión. En el capítulo siguiente se desarrollará un modelo teórico que describa este fenómeno.

3.3. Tapa del cilindro/culata

3.3.1. Descripción del sistema

La culata será el elemento de la máquina que se sitúe en la parte superior de cilindro, cuya finalidad es la de cerrar la cámara de combustión. Es el elemento más complejo en diseño de todo el sistema, ya que además de tener que estar dispuesto para soportar grandes esfuerzos mecánicos y térmicos, ha de mecanizarse para facilitar la interacción entre el interior y el exterior de la cámara de combustión, lo que quiere decir que será a través de la culata donde se realice la admisión de la mezcla de gases, también donde se ubicará la bujía para provocar la combustión y donde se encontrarán diversos sistema de medida para las magnitudes de interés.

En las figuras 3.9 y 3.10 se presentan unas vistas en perspectiva de la culata que montará nuestro sistema, así como dos proyecciones del conjunto culata con otros componentes acoplados.

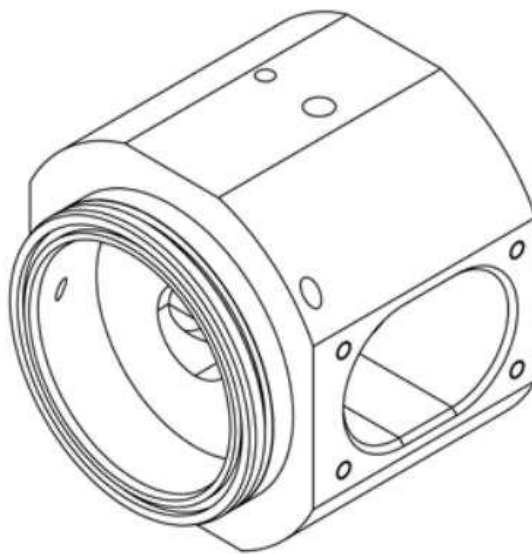


Figura 3.9. Culata experimental de la RCEM

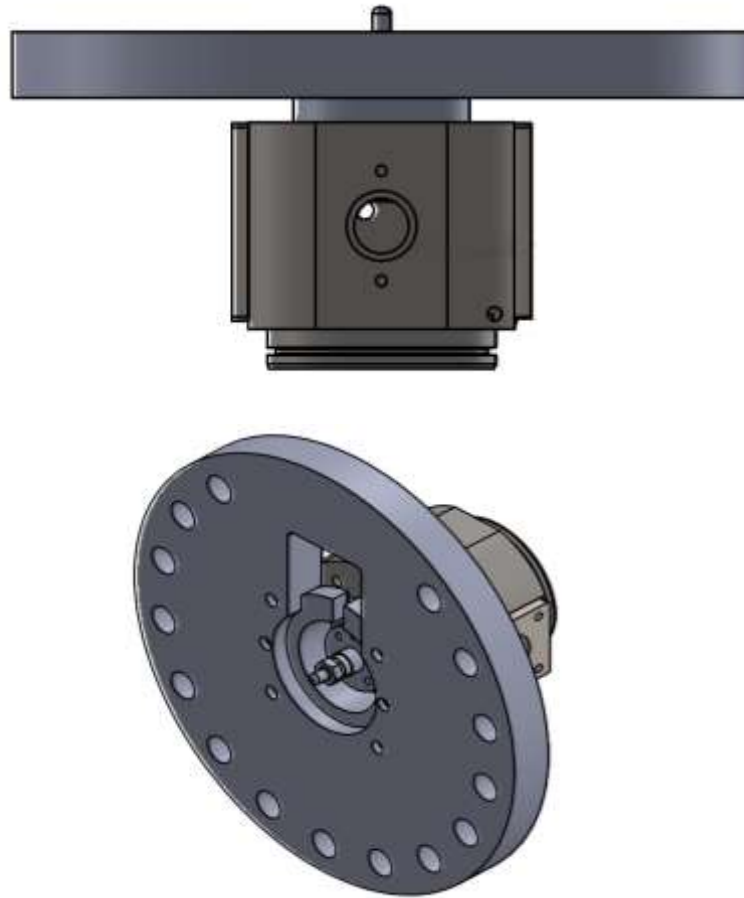


Figura 3.10. *Vistas en perspectiva del ensamblaje de la culata en la RCEM*

En la figura 3.10, se puede ver que se han ensamblado más componentes a la parte que hemos llamado anteriormente como “culata” en la figura 3.9. Esto se debe a que a pesar de que el elemento que actúa como tal, cerrando herméticamente la cámara de combustión y montando sobre sí los componentes auxiliares, es el mostrado en la figura 3.9, este necesitará a su vez de un elemento indispensable para poder acoplarse a la RCEM como es la brida de ajuste, el elemento redondo y agujereado que se puede ver en la figura 3.10. Es necesario este elemento para poder acoplar de una forma segura, pero no permanente, la culata al resto de la máquina. Fijando de esta forma mediante tornillos la brida acoplada a la culata, con otra brida gemela acoplada al cuerpo de la RCEM, garantizando así una “perfecta” estanqueidad en la cámara de combustión mediante uniones desmontables que faciliten la apertura de la cámara de combustión de una forma rápida y cómoda.

En el estudio llevado a cabo, la culata es uno de los elementos más importantes del sistema, si no el que más. Esto es debido a que, a parte la importancia que adquieren en los MCIA tradicionales, es el lugar donde se montará la configuración de pre-cámara de combustión. En la figura 3.11 podemos ver el conjunto explosionado con todos los componentes presentes. En el siguiente apartado “3.3.2 Geometría” se hablará más detenidamente a cerca de la configuración de pre-cámara adoptada así como de sus características.

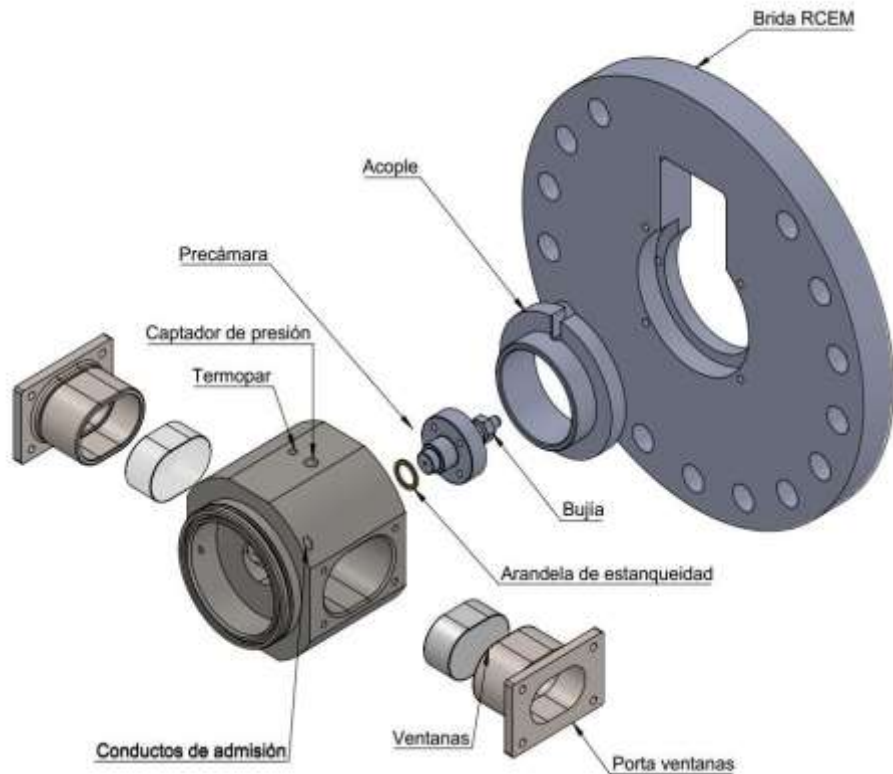


Figura 3.11. Vista explosionada del ensamblaje culata

Además de los elementos característicos ya mencionados como la propia culata, la brida de sujeción, la pre-cámara y la bujía de encendido, en la figura se puede ver la presencia de un componente muy importante en el estudio, pero no muy relevante en lo que a funcionalidad se refiere. Las ventanas y los porta-ventanas son los elementos que han sido diseñados con la única finalidad de proporcionar acceso óptico al interior de la cámara de combustión a través de las paredes de la culata. Estos componentes pueden ser sustituidos por elementos completamente opacos cuando no se requiera de acceso óptico al interior de la cámara para evitar su deterioro.

En la siguiente figura se muestra una fotografía del montaje completo de la culata en la RCEM disponible en el CMT, con todos los elementos auxiliares necesarios acoplados, y dispuesta para la realización de un ensayo de calibración.

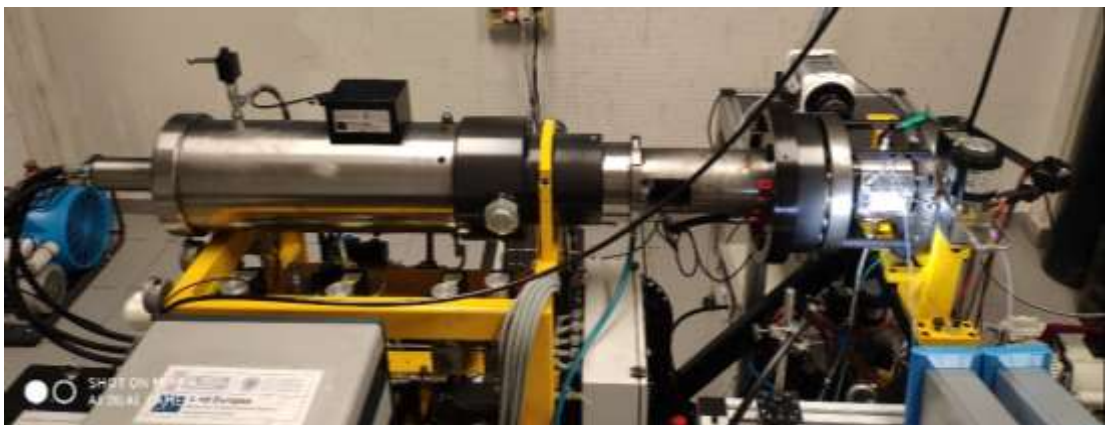


Figura 3.12. Disposición experimental de la RCEM

En la imagen 3.12 se puede apreciar el conjunto experimental disponible en el banco de ensayos. A la derecha de la imagen se pueden ver los elementos que componen la culata acoplados a la RCEM mediante las bridas de ajuste con los tornillos de fijación. Entre los tornillos de fijación se aprecia (iluminada con una fuente de luz) la culata con los conductos de admisión acoplados. Se puede intuir también cuales son cada una de las partes de la máquina de compresión-expansión según los diagramas mostrados en el apartado 3.2.2. Además, en la imagen se muestran el compresor de aire con carcasa azul a la izquierda de la imagen, y los diferentes equipos de adquisición de datos (los cuales se detallaran posteriormente), con mención especial para la cámara de alta velocidad y alta resolución en el lado opuesto a la parte iluminada de la culata, dispuesta en dicha configuración para su calibración.

3.3.2. Geometría

En este apartado se va a hablar con un poco más de detalle a cerca de las características de los componentes de trabajo, en concreto de la pre-cámara y la culata, que serán los elementos más determinantes para el estudio.

En primer lugar, el componente denominado como “culata”, mostrado más en detalle en la figura 3.13, será el elemento más crítico durante el proyecto, ya que será en su interior el lugar donde se produzca el encendido forzado de la mezcla iniciando así todo el proceso de combustión, y a su vez facilitándonos el acceso óptico mediante las ventanas dispuestas para ello.

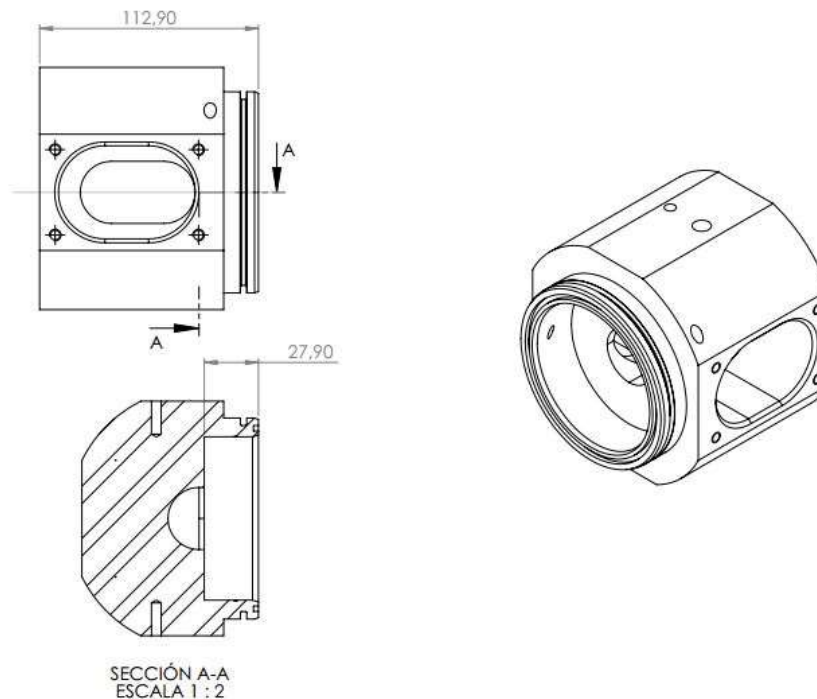


Figura 3.13. Vista en detalle de la culata experimental

El diámetro de la culata es ligeramente superior al diámetro nominal del pistón, este juego está destinado a realizar el mejor ajuste posible, teniendo en cuenta la dilatación térmica del pistón durante los ensayos. Además, el pistón de trabajo incorporará dos segmentos para garantizar la estanqueidad de la cámara de combustión. Podemos apreciar también que a pesar de que el pistón realice la carrera completa hasta el PMS, siempre habrá un volumen libre en el interior de la culata en

el espacio destinado a las ventanas, es importante ser conocedores de este espacio libre para realizar los cálculos necesarios, ya que el volumen de la cámara de combustión en cada instante será un valor crítico a la hora de realizar la estimación de las propiedades en su interior. Este volumen libre también dependerá de las cavidades destinadas a la inclusión de elementos auxiliares como los conductos de admisión y los sensores.

Descripción	Valor	Unidad
Diámetro del pistón	84.00	mm
Longitud desde la cabeza hasta los segmentos del pistón	58.5	mm
Diámetro de la culata	84.25	mm
Volumen de la cámara de combustión	67705.3	mm ³
Volumen de la pre-cámara	1559.88	mm ³
Relación de compresión (Teórica)	14.43	-
Carrera (Real)	210.57	mm
Carrera nominal (Especificada en el software)	212	mm
Longitud cilíndrica en la culata (Desde cabeza cilindro hasta conexión)	27.90	mm
Volumen en PMS	86887.41	mm ³
Volumen en PMI	1253836.09	mm ³
Volumen libre (Incluyendo pre-cámara)	78553.71	mm ³
Volumen espacio ventanas	76993.83	mm ³
Volumen al inicio de la compresión rápida (29mm desde PMI)	1093124.78	mm ³
Volumen para conductos de admisión/escape	8633.10	mm ³
Volumen para sensor de presión en MC	80.18	mm ³

Tabla 3.3. Propiedades geométricas del conjunto

En lo referente a la pre-cámara, además del volumen de la misma ya indicado en la tabla 3.3, es extremadamente importante conocer los datos de la geometría del conducto. En la figura 3.14 se muestra un plano simplificado con las geometrías más características de la pre-cámara.

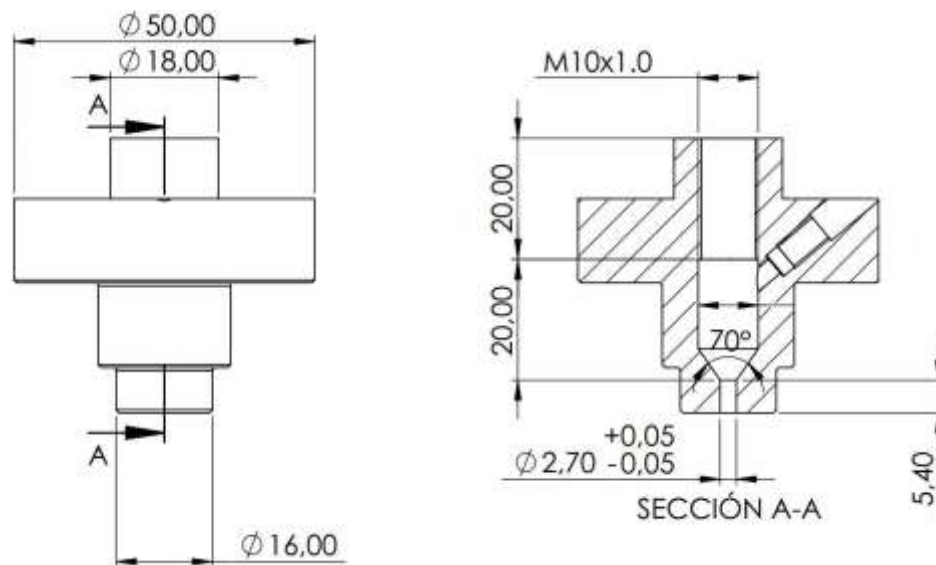


Figura 3.14. Geometría de la pre-cámara

En el plano simplificado de la pre-cámara podemos ver su geometría general, así como la del conducto que la une con la cámara principal de combustión. En la parte superior tiene una superficie roscada para realizar el acople de la bujía de encendido,

y un orificio a mayores en la parte derecha del, para introducir el captador de presión del gas en su interior. No se muestra en el plano, pero existe un mecanizado de agujeros roscados de $\text{Ø}5.50\text{mm}$ sobre el plano superior a lo largo del diámetro exterior de la precámara, para realizar su fijación a la culata.

Vemos que el diseño de esta pre-cámara está destinado a la caracterización del jet, por lo que únicamente existe un conducto de unión entre pre-cámara y cámara principal. Existen estudios similares con diferentes configuraciones de pre-cámara, tanto en número de orificios como en geometría de estos, buscando otro tipo de caracterizaciones. Cabe mencionar el realizado por Cervelló Sanz [27] para el estudio de la distribución de la mezcla de gases entre ambas cámaras de combustión, sobre una configuración de pre-cámara con 6 orificios, realizado en la misma RCEM de la que se dispone en este estudio.

3.4. Instrumentación de la RCEM

A continuación se realizará una breve descripción de los elementos dispuestos en la instalación experimental, mediante los cuales es posible controlar y medir los parámetros de interés durante un ciclo de ensayo. Estas variables serán principalmente, en este estudio, los valores de presión y temperatura en ambas cámaras de combustión, así como la posición del pistón a lo largo del ciclo. Cabe mencionar también que, al tratarse de un ensayo en una máquina que simula un ciclo de combustión de forma individual, a diferencia de lo que se encuentra en motores de combustión interna, la variable independiente que nos determine la evolución del ciclo durante los ensayos, será el tiempo transcurrido y no la posición del cigüeñal y/o el pistón.

3.4.1. Medida de la posición

El sensor de posición permite medir la posición del pistón durante la carrera de compresión y expansión con una resolución de 0.01mm . Esto es de especial importancia para ser conocedores en todo momento del volumen disponible en la cámara de combustión y poder determinar las propiedades en su interior.

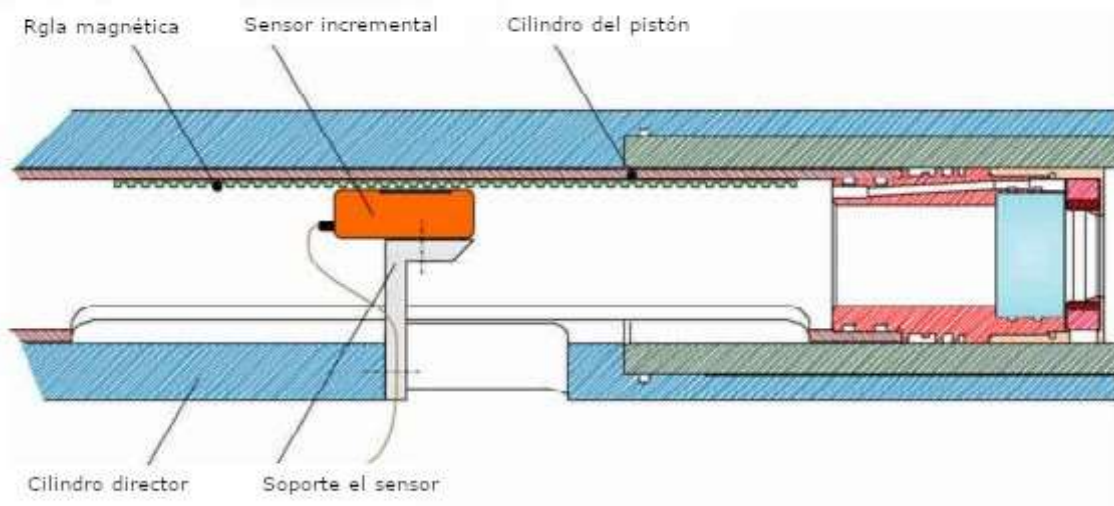


Figura 3.15. Sensor de posición de la RCEM [25]

El sensor se encuentra en una posición fija en la RCEM mientras que una regla magnética solidaria al pistón de trabajo se mueve junto a este, atravesando en su recorrido dicho sensor de posición registrando el movimiento. El funcionamiento se basa en la creación de un campo magnético por parte del sensor, que al acercarse a cada una de las marcas magnéticas presentes en la regla crea una señal de posición de onda cuadrada. En este proceso se detectan y graban en el sensor dos señales de las mismas características, denominadas como “A” y “B”, las cuales se encuentran desfasadas físicamente, y consecuentemente también en el tiempo, para de esta forma permitir la distinción entre las carreras de compresión y expansión. Cuando se detecta antes la señal B la máquina estará realizando un proceso de compresión, y de forma inversa para la carrera de expansión.

En la figura 3.16 vemos el muestreo realizado por el sensor de posición durante un ciclo rápido sin combustión (curva azul) y su comparación con el movimiento habitual del pistón en un MCIA (curva naranja).

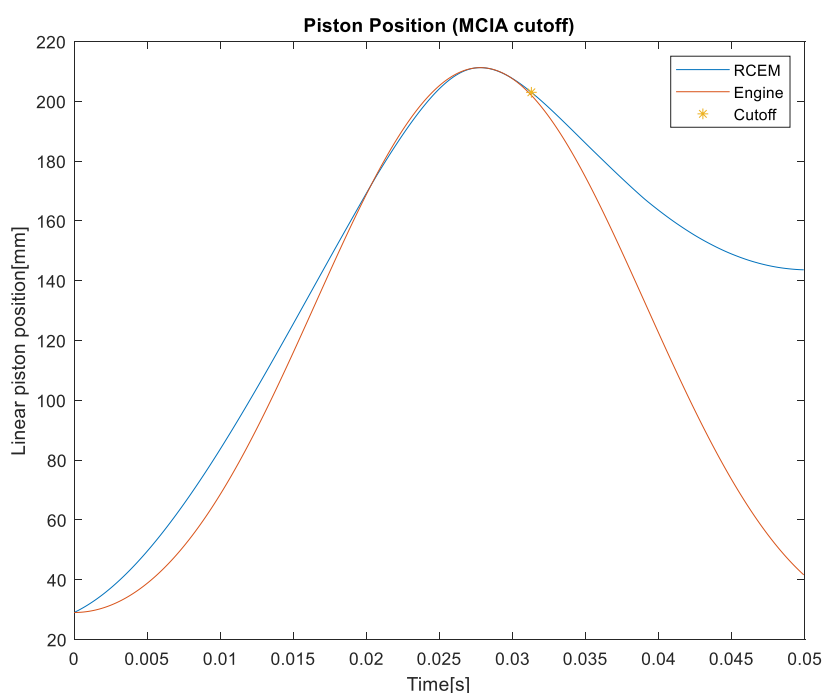



Figura 3.16. Evolución posición RCEM (comparación con MCIA)

En la figura anterior podemos ver la evolución de la posición del pistón en un ciclo de compresión-expansión de la máquina. Como se puede apreciar, la fase de expansión es mucho más lenta en la RCEM que en un MCIA equivalente, dado que el pistón no es acoplado a un conjunto biela-manivela y la expansión depende únicamente de la presión en la cámara. Esta diferenciación en la carrera de expansión no es un problema de cara al estudio, ya que se realizará un sesgo en los datos estudiados a partir de la diferenciación que consideremos necesaria, en este caso de 10% de diferencia entre ambas posiciones del pistón, dando lugar al punto “Cutoff” donde ambas señales pierden correlación.


3.4.2. Medida de la presión

Las medidas de presión tanto en la cámara de combustión principal como en la pre-cámara se realizarán mediante sensores piezo-eléctricos, cuyo funcionamiento se basa en la polarización eléctrica del material del que se componen frente a la acción de tensiones mecánicas sobre este, como es el caso de la presión.

Los sensores de presión utilizados serán los modelos GH15D de AVL para la pre-cámara y Kistler 6045A para la cámara principal. Se ha escogido este tipo de transductor por ser el utilizado habitualmente en los ensayos con motores de combustión, dado su reducido tamaño y su elevado rango de medida, lo cual facilita su montaje en elementos con poca superficie disponible como la pre-cámara. El sensor es montado mediante una rosca M5 al elemento sobre el que se desee acoplar, y unido electrónicamente a un equipo de adquisición de datos. Las principales características del sensor se muestran en la siguiente tabla.

	Rango de medida	0 - 250 Bar
	Sobrecarga	300 bar
	Sensibilidad	19 pC/bar
	Frecuencia	160 KHz
	Temperatura de operación	-40 - 400°C
	Diámetro rosca	M5x0,5
	Conexión electrónica	M3x0,35 negativo
	Peso	2,2 g
	Par de apriete	1,5 Nm

(i)

	Rango de medida	0 - 250 Bar
	Sobrecarga	300 bar
	Sensibilidad	45 pC/bar
	Frecuencia	160 KHz
	Temperatura de operación	-40 - 400°C
	Diámetro rosca	M4x0,35
	Peso (con cable)	28,5 g
	Par de apriete	6 Nm

(ii)

Tabla 3.4. Sensor de presión GH15D (i) y sensor de presión 6045A (ii)

La utilización de este tipo de sensores tiene como finalidad realizar un muestreo de los datos de presión en ambas cámaras, en relación a la posición del pistón y por tanto del volumen de la cámara de combustión en cada instante. Mediante estos dos valores medidos de forma experimental, y a partir de las condiciones iniciales, seremos capaces de obtener el resto de propiedades termodinámicas de los gases en sendas cámaras.

3.4.3. Gestión de la temperatura

La gestión y el control de la temperatura es uno de los procesos a tener en cuenta en la RCEM ya que para poder realizar estudios representativos, estos han de realizarse a una temperatura operativa similar a la presente en los motores de combustión. El proceso de admisión de la mezcla y la fase previa al proceso de compresión requieren de un control específico de la temperatura, tanto en los gases como en las paredes de la máquina, para así tener unas condiciones iniciales conocidas y con posibilidad de modificarlas en función del criterio que se quiera utilizar.

El proceso de calentamiento de los elementos de la RCEM se realiza mediante resistencias eléctricas, y la medición de su temperatura mediante termopares. El tanque externo donde se homogeniza la mezcla es calentado por tres resistencias de 1200W cada una, como las mostradas en la figura 3.17, que pueden alcanzar hasta valores de 520K.



Figura 3.17. Resistencia de calentamiento del tanque externo

El calentamiento de la culata se realiza de igual forma con cuatro resistencias eléctricas de cartucho de 200W cada una. Es necesario realizar el calentamiento con aproximadamente una hora y media de antelación para poder alcanzar una temperatura de 100°C en la superficie y 94°C en el interior de la cámara. Esta temperatura es medida mediante un termopar ubicado próximo a la superficie de la cámara principal, en un orificio destinado para ello como se puede ver en la figura 3.11. Es necesario mencionar también que existe una estratificación térmica entre la culata y el pistón, sin embargo al iniciarse la carrera de compresión el propio movimiento del aire homogeniza la temperatura en toda la cámara de combustión.

3.4.4. Equipos de adquisición de datos

El equipo para el registro de los datos experimentales es el encargado de captar y almacenar las señales eléctricas generadas por los elementos mencionados en los apartados anteriores. Este sistema de adquisición se compone de dos partes principales, el amplificador de datos y el osciloscopio.

La instalación está equipada con dos amplificadores KISTLER 5018A que registran los datos de cada uno de los dos sensores piezo-eléctricos para “convertir” esta señal en valores de voltaje que puedan ser leídos por el osciloscopio.



Figura 3.18. Amplificador KISTLER 5018A

Los datos de presión amplificados y demás datos de interés son enviados al osciloscopio Yokogawa DL850V que nos permite visualizar las señales que los diferentes sensores a la par que almacena los datos. Este osciloscopio cuenta con un módulo de 10MHz-12bits y cinco módulos más de 1MHz-16bits con dos canales cada uno. La frecuencia de adquisición está fijada en 10MHz por ser necesaria una alta resolución para poder captar los pulsos del sensor incremental de posición. El resto de parámetros son grabados con una frecuencia de 1MHz.

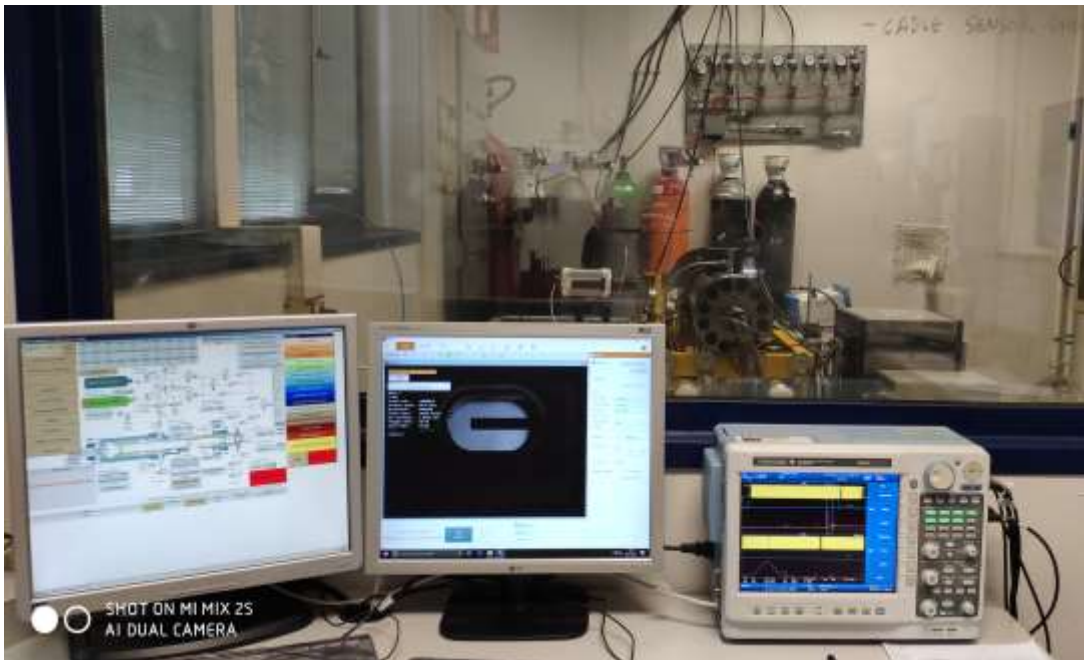


Figura 3.19. Osciloscopio Yokogawa DL850V (a la derecha) con el resto de equipos de control

Los datos registrados por el osciloscopio son guardados y grabados en una memoria externa para su posterior tratamiento computacional.

3.4.5. Elementos ópticos

La instalación está equipada también con un sistema óptico para la captación de imágenes, así como la aplicación de técnicas de quimioluminiscencia y Schlieren. Estos experimentos se llevan a cabo utilizando una cámara de alta velocidad y alta resolución LaVision HighSpeedStar 6 de 12 bits acompañada de un intensificador LaVision HighSpeed IRO con un focal de 100mm. La frecuencia de adquisición está fijada a 30k FPS, mientras que el tiempo de exposición es de $33\mu\text{s}$ para formar una imagen rectangular de 384×448 pixels de la ventana de 60mm situada en la culata. Esto nos deja un ratio de 5.74 pixels/mm. En la figura 3.19 podemos observar en la pantalla central la imagen captada por la cámara.

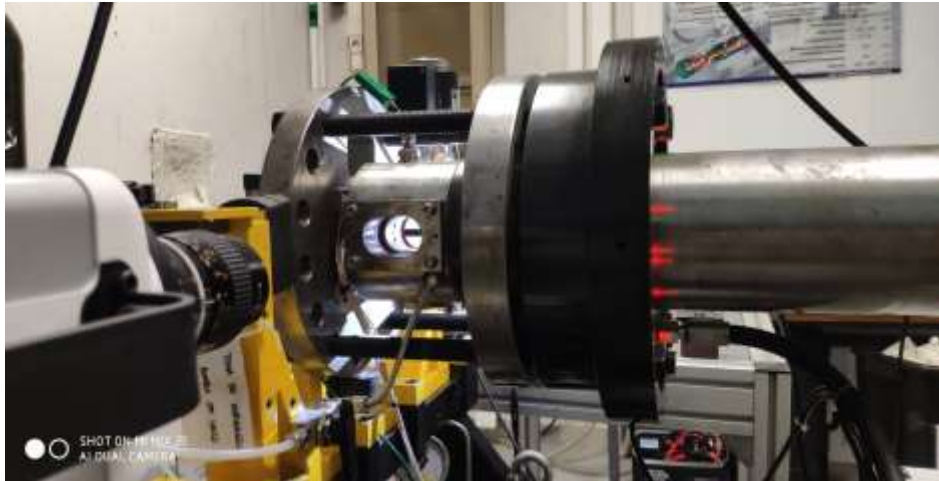


Figura 3.20. Cámara Photron FASTCAM Nova S9

3.5. Metodología experimental

En este capítulo se va a desarrollar la metodología experimental seguida durante los ensayos realizados en la RCEM, desde el acondicionamiento de la máquina para la adquisición de datos hasta el procesado de los valores obtenidos con las herramientas computacionales disponibles

3.5.1. Realización de ensayos

En primer lugar, para realizar ensayos sobre la máquina de compresión-expansión rápida, habrá que escoger las condiciones de contorno que se deseen imponer, como son la temperatura global del sistema, o la presión de referencia en la cámara de combustión. Una vez definidos estos parámetros se ponen en funcionamiento las resistencias calefactoras para calentar la máquina, como ya se comentó con aproximadamente una antelación de dos horas para garantizar una homogeneidad en la temperatura.

Una vez atemperada la máquina, se conectan todos los sistemas de medición y captación y se procede a realizar la configuración de los parámetros de ensayo en el software de control. Estos parámetros de ensayo son variables como la presión de los pistones hidráulicos, que como ya vimos repercutirá en la carrera de ensayo; el sistema de llenado utilizado, ya que la máquina está preparada para realizar inyecciones variables de combustible; o la distancia de frenado del pistón.

Una vez fijadas todas las variables operativas, es recomendable realizar un ciclo de calibración (sin compresión rápida) para comprobar que todos los sistemas funcionan correctamente, y la medida de estos es la esperada.

El primer paso tras comprobar el correcto funcionamiento del sistema es el de activar la bomba de vacío para eliminar los posibles gases residuales presentes en el interior del cilindro y el tanque de mezcla. Tras esto, realizaremos el llenado del tanque con la composición y presión deseadas.

Se realiza la conexión del osciloscopio para la recepción de datos (si no lo estaba ya) el cual comenzará a registrar valores una vez salte el “*trigger*”, programado en este estudio con la apertura de la válvula que da inicio a la carrera lenta de aproximación. A continuación, ya se puede realizar el lanzamiento del pistón en la fase de compresión rápida. La activación de la bujía para hacer saltar la chispa que dé lugar a la combustión también está automatizada para un valor determinado de desplazamiento del pistón, pero igualmente el sistema de control de la bujía se puede configurar de diferentes formas desde el software de la máquina.

Es importante revisar en primera instancia los datos adquiridos durante el ensayo, ya que es posible que se tengan que realizar pequeños ajustes en la presión de comando (presión del denominado anteriormente como *driving gas*) y la distancia de frenado para que el desplazamiento total del pistón se corresponda con la carrera total deseada, siendo esta lo más ajustada posible a la superficie de la culata, evitando el choque con la misma. Hay que tener en cuenta que al variar la carrera, también cambiará la relación de compresión y por tanto las presiones medidas en cada cámara.

Una vez realizado cada uno de los ensayos, se salvarán los datos registrados por el osciloscopio (formato .wvf) anotando las condiciones experimentales en las que han sido obtenidos.

3.5.2. Tratamiento de datos experimentales

Una vez realizados los ensayos pertinentes en la RCEM, y habiendo adquirido los datos de interés mediante los equipos comentados en los apartados anteriores, el siguiente paso será analizar y estudiar la información resultante de la experimentación. Para la realización del análisis de esta información se utilizará el software informático “*Matlab*”, el cual permite la síntesis de información y el cálculo de variables indirectas así como su representación gráfica, gracias a las ventajas que ofrece el entorno y el lenguaje de programación que posee.

Hay que tener en cuenta que la información experimental adquirida, tan sólo nos describe los parámetros operativos de presión, posición y tiempo de ensayo, dependiendo estas a su vez de la geometría del sistema, la composición de los gases, las condiciones ambientales, etc. Es por esto que en primer lugar, y antes de realizar la importación de datos experimentales, habrá que realizar una descripción del sistema mediante la parametrización de variables en el lenguaje del software. En esta primera etapa se crearán y definirán las variables relativas a las condiciones ambientales, características geométricas (áreas, volúmenes, diámetros, carrera, etc.), masas, composiciones, además de todas las constantes que consideremos necesarias en procedimientos posteriores.

Una vez descrito el sistema, se importarán las variables experimentales a partir del archivo .wvf procedente del osciloscopio, el cual incluirá los parámetros de presión (en ambas cámaras), posición y tiempo del ensayo. Esta información es registrada en forma de matriz a muy alta resolución por el osciloscopio, por lo que para facilitar su manejo se independizará cada una de las columnas como una variable

única, además de realizar una reducción del tamaño de la muestra. Esta reducción de tamaño se puede modificar según busquemos precisión o rapidez en el tratamiento, ya que la muestra original posee en torno a 50.000 valores de cada variable por cada ensayo, y la complejidad en el cálculo de sucesivos parámetros, aumentará consigo el tiempo de ejecución del programa.

A partir del momento en que esté parametrizado todo el sistema, así como cargadas las variables experimentales, se podrá dar comienzo al cálculo de las variables de interés. En este estudio, se ha diseñado un código destinado al cálculo de la tasa de liberación de calor, tanto en la pre-cámara como en la cámara principal. Para ello se describirán una serie de expresiones en el “Capítulo 4: Caracterización del proceso TJI”, que serán implementadas en el código computacional para realizar el tratamiento de estas variables adquiridas, y así tener una representación tanto paramétrica como gráfica del calor liberado durante el proceso.

Para llegar a este fin, será necesario realizar diversos cálculos intermedios, desde el cálculo del volumen de la cámara principal en cada instante, con la masa de mezcla contenida en su interior, pasando por la transferencia de masa a partir de la diferencia de presiones en ambas cámaras, para finalizar en la realización de un balance de energía en todo el sistema, con el que a partir del incremento de temperatura, se calculará el calor liberado.

Todos los parámetros serán representados gráficamente a lo largo del ciclo gracias a las facilidades que ofrece *Matlab* en este aspecto. En el “Capítulo 5. Resultados” se podrán ver gran cantidad de estos resultados de interés, donde quedará retratado el funcionamiento del sistema.

3.5.3. Validación de resultados con CFD

La dinámica de fluidos computacional (CFD ó *Computational Fluid Dynamic* según sus siglas en inglés) es una rama de la mecánica de fluidos que se basa en la implementación de las ecuaciones teóricas de forma computacional para analizar y resolver problemas relacionados con los flujos de los fluidos en un dominio espacial y temporal. La necesidad de esta herramienta reside en la dificultad para resolver las ecuaciones de la mecánica de fluidos de forma manual debido al elevado número de cálculos necesarios para ello. En este TFG se ha utilizado el programa “Converge CFD Software” para realizar las simulaciones fluidodinámicas pertinentes que permitan encontrar una solución numérica en un periodo de tiempo razonable resolviendo las ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos, las cuales se detallan a continuación:

- Ecuación de conservación de la masa (expresada en forma diferencial):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla (\rho \vec{u}) = 0 \quad 3.1$$

- Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento:

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \rho g_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad 3.2$$

donde σ_{ij} es el tensor de esfuerzos viscosos que se expresa como:

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

- Ecuación de conservación de la energía:

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(h + \frac{u^2}{2} + U \right) = \text{div} (\sigma_{ij} \bar{u}) - \text{div} \bar{q} + \dot{Q}_r + \dot{Q}_q + \frac{\partial P}{\partial t} + \rho \frac{\partial U}{\partial t} \quad 3.4$$

- Ecuación de conservación de las especies químicas:

$$\rho \left(\frac{\partial Y}{\partial t} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial Y}{\partial x_j} \right) + S \quad 3.5$$

Además de la resolución de estas ecuaciones, los problemas de la mecánica de fluidos suelen estar afectados por la turbulencia, por lo que conviene tener en cuenta el modelo turbulento para su resolución, dado que el movimiento del campo fluido casi siempre presenta movimientos rotacionales y la generación de vórtices en mayor o menor medida. Las herramientas CFD poseen modelos de turbulencia previamente definidos en función del nivel de detalle que se quiera alcanzar. En este estudio es importante definir lo que se entiende como “energía cinética turbulenta ó TKE” (*Turbulent kinetic energy* por sus siglas en inglés, denotada con el símbolo k), parámetro el cual nos ofrece una cuantización de la energía correspondiente a la turbulencia presente en un flujo cualquiera. Este valor cobra importancia en el modelo, ya que como se ha explicado en apartados anteriores, los efectos de la turbulencia están directamente ligados con el encendido de la mezcla en ambas cámaras, por incrementar esta los fenómenos de transporte de masa y energía.

- La energía cinética turbulenta k vendrá dada por:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_j} = \rho P - \beta^* \rho w k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \frac{\rho k}{w} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad 3.6$$

Introduciendo en el programa CFD las condiciones iniciales y de contorno, se realizarán simulaciones del modelo controladas por las ecuaciones descritas anteriormente, utilizando estos resultados para validar los datos obtenidos de forma experimental, y en caso de no corresponderse, encontrar algún tipo de indicador en relación al posible error y de esta forma estudiarlo realizando las modificaciones necesarias en el modelo, repitiendo a continuación el proceso. Las herramientas CFD son una gran ayuda como guía en ensayos de investigación, donde la mayor parte de los resultados obtenidos requieren una validación para asegurar el correcto funcionamiento del sistema, dada la falta de datos experimentales previos que favorezcan su contraste.

Caracterización del proceso TJI

4.1. Introducción

4.2. Caracterización del proceso de combustión

4.3.1. Modelado teórico

4.3.2. Proceso de llenado y eyección

4.3.3. Combustión en la cámara principal

4.3. Pérdidas de calor

4.4. Implementación computacional del modelo

4.1. Introducción

En este capítulo se va a realizar un desarrollo teórico del sistema TJI, "Turbulent Jet Ignition" o en su traducción al castellano "Encendido por chorro turbulento". En este capítulo se tratará de describir de la forma más exacta posible y mediante las leyes físicas y ecuaciones correspondientes que dominan el proceso, los fenómenos que se producen durante las diferentes etapas de un ciclo de combustión. Este modelo teórico de diagnóstico se utilizará posteriormente para el estudio computacional del proceso a partir de los datos experimentales, y que en el presente TFG se han implementado en Matlab como se detallará en los apartados siguientes.

Comenzaremos por la descripción del sistema mediante un volumen de control como el que se puede apreciar en la figura 4.1, para posteriormente dividir el proceso en dos etapas: llenado y vaciado de pre-cámara, donde se aplicarán las ecuaciones de conservación de la mecánica de fluidos para ver la evolución del sistema en el tiempo.

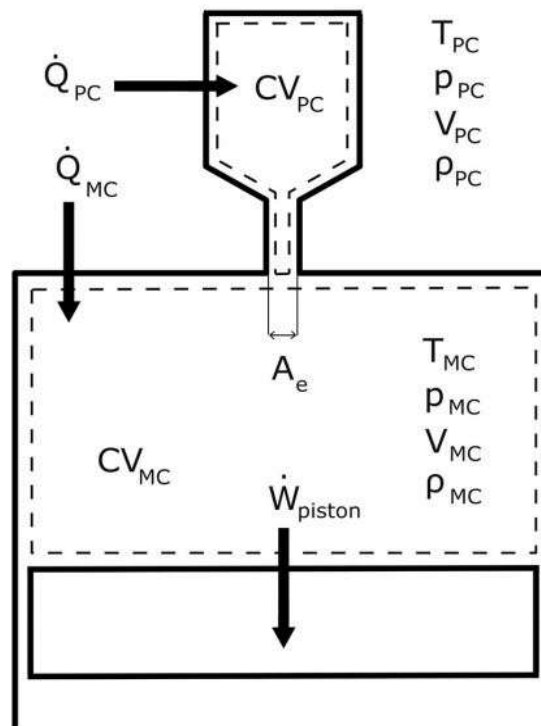


Figura 4.1. Esquema del volumen de control del sistema [28].

En la figura anterior se puede ver la división realizada del conjunto precámara (PC) - cámara principal (MC) en sendos volúmenes de control, uno de ellos deformable (VC_{MC}) debido al movimiento del pistón, esto ayudará en el estudio para calcular de forma individualizada las propiedades del fluido (T_i , P_i , V_i , ρ_i) en cada uno de ellos. Se tratará cada volumen de control como un sistema abierto que interacciona con el otro, así como el intercambio de calor y trabajo (\dot{W} , \dot{Q}) con el exterior. Para simplificar las ecuaciones, el estudio se va a realizar sobre un sistema PC-MC conectado únicamente mediante un conducto de área A_n que comunica ambas cámaras.

4.2. Caracterización del proceso de combustión

Modelado teórico

Observando los procesos que conlleva el encendido mediante pre-cámara de forma independiente, es posible identificar los sucesos más críticos, explicados a continuación de forma secuencial:

- Llenado de la pre-cámara: Durante esta fase la mezcla fresca entra en la pre-cámara procedente de la cámara principal donde se ha realizado la admisión, con un flujo promovido por la diferencia de presiones entre ambas cámaras durante la carrera de compresión del pistón, y limitado por el área efectiva del orificio. Este flujo de masa hacia la pre-cámara generará un incremento de presión en su interior.
- Combustión en la pre-cámara: Se fuerza el encendido mediante una chispa generada por bujía de forma similar a los MEP, y al igual que estos comparte algunos problemas típicos del proceso, como la presencia de gases residuales, el dosado de la mezcla o la turbulencia generada en su interior. Esta combustión es la encargada de aumentar la presión rápidamente en el interior de la PC provocando la eyección de masa de mezcla a través del conducto hacia la MC. Cabe mencionar también que la elevada relación de área/volumen (A_{PC}/V_{PC}) presente en la pre-cámara hace que no se puedan despreciar las pérdidas de calor hacia las paredes, como veremos en el apartado 4.3.
- Eyección de masa: Promovido por la combustión en la PC y el incremento de presión en su interior, el proceso consiste en la eyección de gases hacia la cámara principal. Inicialmente la eyección de mezcla sin quemar actúa como un generador de turbulencia en el interior de la cámara principal, para que posteriormente los gases calientes cargados de reactivos eyectados actúen como fuente de encendido en el interior de la MC. El frente de llama generado en la pre-cámara puede apagarse (quenching) o no en su paso por el conducto, dependiendo de forma principal de la longitud y el diámetro de este [29].
- Penetración del jet: Parámetro esencial para garantizar una combustión apropiada en la cámara principal, gobernado principalmente por el momento cinético del flujo de gases a la salida del orificio. Es razonable deducir que la variabilidad en el tamaño de un motor, requerirá diferentes penetraciones en la cámara de combustión para alcanzar una velocidad de combustión óptima. Es por esto que el diámetro del orificio debe escalarse teniendo en cuenta la distancia desde la pre-cámara hasta las paredes del cilindro.

A continuación, se van a plantear algunas relaciones necesarias para el estudio geométrico y térmico de la interacción entre ambas cámaras [28], y así restringir el diseño de estas. Estas expresiones servirán para definir los procesos de llenado y eyección en la pre-cámara estudiada de un único orificio, extensible a sistemas con varios conductos de eyección de gases. Además, serán estas expresiones definidas en este capítulo de forma teórica las que posteriormente se implementarán en una rutina computacional para la obtención de resultados, los cuales no es posible adquirir directamente sobre los ensayos experimentales.

Partiendo de la ecuación de la energía, se desarrollarán los términos de mayor importancia para la caracterización del flujo de energía durante estos procesos, y cómo estos afectan sobre la evolución de la presión y la temperatura en el interior de cada uno de los VC_i.

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \frac{dU_{VC}}{dt} = \frac{dQ_{VC}}{dt} - \frac{dW_{VC}}{dt} + \frac{dm_{VC}}{dt} \left(h_k + \frac{v^2}{2} \right) \quad 4.1$$

Donde E_{CV} es la energía total en cada volumen de control (VC_i), U_{CV} corresponde a la energía interna contenida en el volumen de control, Q_{CV} son las fluctuaciones totales de calor en el volumen de control y W_{CV} es el trabajo realizado por el volumen de control. La variación de masa (flujo másico) a través de la superficie de control es representada como $\frac{dm_{CV}}{dt}$, y la entalpía y velocidad propias de esa masa en tránsito se representan como h_k y v respectivamente.

En la expresión 4.1 vemos la ecuación de conservación de la energía para sistemas abiertos, donde se ha eliminado el término potencial por ser despreciable, haciendo únicamente referencia a los parámetros de energía interna, térmica y cinética. Aunque en este caso la energía cinética podría ser despreciada al igual que la potencial, se ha representado por tener mayor influencia durante el proceso.

Teniendo en cuenta además la definición de energía interna ($U=m \cdot C_v \cdot T$), la variación temporal de esta se puede expresar como:

$$\frac{dU_{VC}}{dt} = C_{v,VC} T_{VC} \frac{dm_{VC}}{dt} + m_{VC} C_{v,VC} \frac{dT_{VC}}{dt} \quad 4.2$$

El segundo término de la ecuación 4.2 puede reescribirse en función de las variables de P y T según la ecuación de estado de los gases ($P_{CV} V_{CV} = m_{CV} R T_{CV}$). Así la variación de temperatura, y por consiguiente la variación de energía interna, quedan representadas en las ecuaciones 4.3 y 4.4 respectivamente.

$$\frac{dT_{VC}}{dt} = \frac{V_{VC}}{m_{VC} R} \frac{dP_{VC}}{dt} - \frac{P_{VC} V_{VC}}{R m_{VC}^2} \frac{dm_{VC}}{dt} + \frac{P_{VC}}{m_{VC} R} \frac{dV_{VC}}{dt} \quad 4.3$$

$$\frac{dU_{VC}}{dt} = C_{v,VC} T_{VC} \frac{dm_{VC}}{dt} + C_{v,VC} \left(\frac{V_{VC}}{R} \frac{dP_{VC}}{dt} - \frac{P_{VC} V_{VC}}{R m_{VC}} \frac{dm_{VC}}{dt} + \frac{P_{VC}}{R} \frac{dV_{VC}}{dt} \right) \quad 4.4$$

Agrupando algunos términos podemos llegar a simplificar la expresión hasta alcanzar:

$$\frac{dU_{VC}}{dt} = \frac{c_{v,VC}}{R} \left(V_{VC} \frac{dP_{VC}}{dt} + P_{VC} \frac{dV_{VC}}{dt} \right) \quad 4.5$$

Introduciendo este término en la ecuación 4.1, ahora se puede expresar como:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \frac{c_{v,VC}}{R} \left(V_{VC} \frac{dP_{VC}}{dt} + P_{VC} \frac{dV_{VC}}{dt} \right) = \frac{dQ_{VC}}{dt} - \frac{dW_{VC}}{dt} + \frac{dm_{VC}}{dt} \left(h_k + \frac{v^2}{2} \right) \quad 4.6$$

Donde los términos $\frac{dQ_{VC}}{dt}$ y $\frac{dW_{VC}}{dt}$ representan los balances netos de calor y trabajo en cada volumen de control. De esta forma el intercambio de calor neto lo podríamos interpretar como la suma del calor aportado por reacción química ($Q_{ch,VC}$) y la transferencia de este hacia las paredes de la cámara ($Q_{ht,VC}$).

$$\frac{dQ_{VC}}{dt} = \frac{dQ_{ch,VC}}{dt} - \frac{dQ_{ht,VC}}{dt} \quad 4.7$$

Como se puede ver en la expresión 4.6, se representan las variaciones de energía en el interior de cualquiera de los volúmenes de control. Aunque es una expresión general, en el siguiente apartado se particularizará para cada una de las cámaras, para así poder identificar el flujo de energía de forma independiente.

Dado que los valores V_i y P_i en la ecuación 4.6 son variables que se calculan de forma experimental, y la entalpía h_k depende de la temperatura, la cual se puede obtener mediante la ecuación de estado, habrá que calcular de forma teórica el flujo de masa. Este flujo másico entre ambas cámaras lo podremos asumir como un flujo isentrópico a través de un orificio, cuyo cálculo se puede realizar a través de la siguiente expresión.

$$\frac{dm}{dt} = A_e [2\rho_{up}(P_{up} - P_{down})]^{1/2} \varphi \quad 4.8$$

$$A_e = C_D A_n \quad 4.9$$

Donde A_e es el área efectiva, es decir el área del orificio corregida mediante el coeficiente de descarga C_D tal y como se indica en 4.9. La densidad del fluido se expresa mediante ρ_i mientras que φ representa el factor de compresibilidad, cuyo cálculo se detalla en la expresión 4.10. Los subíndices “up” y “down” indican las condiciones de referencia agua arriba o aguas abajo del orificio.

$$\varphi = \left\{ \frac{\left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left[\left(\frac{P_{down}}{P_{up}} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_{down}}{P_{up}} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]}{1 - \frac{P_{down}}{P_{up}}} \right\}^{1/2} \quad 4.10$$

De esta forma, mediante las expresiones 4.6 y 4.7, podemos calcular la variación temporal de diferentes parámetros para el estudio tanto de la cámara principal como de la pre-cámara. Teniendo en cuenta además, que estas ecuaciones están descritas en función del tiempo global del proceso, se podrán modificar para ser expresadas en ángulo de giro (del cigüeñal), lo cual es muy útil cuando en lo que a ensayos en motores de combustión interna se refiere. Este cambio de unidades se representa a continuación, donde únicamente sería necesario conocer el régimen de giro del motor.

$$t = \theta \frac{1}{n(rps)} \frac{1}{360} = \theta \frac{1}{N(rpm)} \frac{1}{6} \quad 4.11$$

$$dt = d\theta \frac{1}{N(rpm)} \frac{1}{6} \quad 4.12$$

Estas fórmulas desarrolladas anteriormente serán las utilizadas para estudiar de forma teórica el comportamiento del proceso, siendo implementadas computacionalmente. Inicialmente se definirá la cantidad de materia que es transferida entre cámaras, y a posteriormente se calculará la energía contenida y la variación de esta.

A continuación, se expresan las relaciones definidas particularizando para el sistema de estudio, ya con sus condiciones de funcionamiento donde se podrá realizar el “cálculo completo” de todos los parámetros en cada volumen de control, algo necesario para tener el mejor control posible sobre el proceso de combustión, y por consiguiente maximizando el trabajo obtenido.

Además, en el apartado 4.3 “Pérdidas de Calor” se hará especial mención sobre de los términos $\frac{dQ_{ht,i}}{dt}$ para comprender mejor la transferencia de calor hacia las paredes de las cámaras de combustión.

4.2.1. Proceso de llenado y eyección

Podemos dividir la interacción entre las dos cámaras mediante dos procesos diferentes separados en el tiempo. Esta diferenciación la realizaremos mediante el tiempo en que está entrando masa en la pre-cámara, es decir el llenado de esta, y el proceso de eyección de materia desde la pre-cámara hasta la cámara principal. Entendiendo los mecanismos mediante los cuales se realizan estas interacciones (las expresiones vistas en el apartado anterior) se podrá caracterizar el proceso con las variables de interés.

PROCESO DE LLENADO EN LA PRE-CÁMARA

El periodo de llenado de la pre-cámara es definido mediante el intervalo de tiempo entre el comienzo de la admisión de mezcla fresca en el interior del cilindro, hasta el instante en que la presión de ambas cámaras se iguala. Como primera aproximación podremos considerar este último instante como aquel en el que da comienzo la combustión (SOC) por ser este punto cuando las condiciones son más propicias para ello. De esta forma el llenado se producirá con gases provenientes de la cámara principal sin que ninguna combustión se produzca en ninguna de las cámaras durante este intervalo de tiempo. Es por esto que podemos establecer las siguientes hipótesis durante el proceso de llenado de la pre-cámara:

1. No existe trabajo en el interior de VC_{PC}
2. No hay variación de volumen en el interior de VC_{PC}
3. No existe combustión ni en VC_{PC} ni en VC_{MC} .
4. La masa fluye desde la cámara principal hasta la pre-cámara, por lo que la entalpía del proceso será h_{MC} .

Aplicando estas hipótesis a las expresiones 4.6 y 4.7 vistas en el apartado anterior, las relaciones mediante las cuales se caracteriza la transferencia de energía durante el llenado de la pre-cámara serán:

$$\frac{c_{v,PC}}{R} V_{PC} \frac{dP_{PC}}{dt} = -\frac{dQ_{ht,PC}}{dt} + \frac{dm_{MC}}{dt} \left(h_{MC} + \frac{v^2}{2} \right) \quad 4.13$$

$$\frac{c_{v,MC}}{R} \left(V_{MC} \frac{dP_{MC}}{dt} + P_{MC} \frac{dV_{MC}}{dt} \right) = -\frac{dQ_{ht,MC}}{dt} - \frac{dW_{piston}}{dt} - \frac{dm_{MC}}{dt} \left(h_{MC} + \frac{v^2}{2} \right) \quad 4.14$$

Es interesante ver también la velocidad con la que aumenta la presión en la pre-cámara, ya que esto nos dará información muy valiosa de cara a la optimización del proceso de encendido.

$$\frac{dP_{PC}}{dt} = \frac{A_e R}{V_{PC} c_{v,PC}} [2\rho_{MC}(P_{MC} - P_{PC})]^{1/2} \varphi \left(h_{MC} + \frac{v^2}{2} \right) - \frac{R}{V_{PC} c_{v,PC}} \frac{dQ_{ht,PC}}{dt} \quad 4.15$$

La variación de la presión en la pre-cámara será función de las condiciones termodinámicas de ambas cámaras, así como del calor transferido a las paredes, el área efectiva, el volumen de la pre-cámara y la velocidad del proceso.

PROCESO DE EYECCIÓN HACIA LA CÁMARA PRINCIPAL

Como continuación al apartado anterior donde se ha descrito el llenado de la pre-cámara, se va a realizar un análisis para el proceso comprendido entre el instante SOC, momento en que aumenta la presión en la pre-cámara por encima del valor de la cámara principal, y el instante de apertura de la válvula de escape, es decir cuando consideramos que toda la combustión en la cámara principal se ha llevado a cabo y finaliza el ciclo. Esta fase comprende el periodo de tiempo en el que la mezcla contenida en la pre-cámara es encendida y los productos de su combustión son expulsados hacia la cámara principal.

En este caso, tendremos en cuenta para la descripción de las ecuaciones 4.6 y 4.7 las siguientes hipótesis:

1. No existe trabajo en el interior de VC_{PC}
2. No hay variación de volumen en el interior de VC_{PC}
3. No existe combustión en VC_{MC} .
4. La masa fluye desde la pre-cámara hacia la cámara principal, por lo que la entalpía del proceso será h_{PC} .

$$\frac{c_{v,PC}}{R} V_{PC} \frac{dP_{PC}}{dt} = \frac{dQ_{ch,PC}}{dt} - \frac{dQ_{ht,PC}}{dt} - \frac{dm_{PC}}{dt} \left(h_{PC} + \frac{v^2}{2} \right) \quad 4.16$$

$$\frac{c_{v,MC}}{R} \left(V_{MC} \frac{dP_{MC}}{dt} + P_{MC} \frac{dV_{MC}}{dt} \right) = \frac{dQ_{ch,MC}}{dt} - \frac{dQ_{ht,MC}}{dt} - \frac{dW_{piston}}{dt} + \frac{dm_{PC}}{dt} \left(h_{PC} + \frac{v^2}{2} \right) \quad 4.17$$

Usando la aproximación para el flujo másico como un flujo isentrópico a través de un orificio (4.8), la variación de la energía contenida en VC_{PC} quedará como:

$$\frac{c_{v,PC}}{R} V_{PC} \frac{dP_{PC}}{dt} = \frac{dQ_{ch,PC}}{dt} - \frac{dQ_{ht,PC}}{dt} - A_e [2\rho_{PC}(P_{PC} - P_{MC})]^{1/2} \varphi \left(h_{PC} + \frac{v^2}{2} \right) \quad 4.18$$

Además se pueden calcular otros parámetros de interés a partir de estas expresiones y las condiciones iniciales, como pueden ser las densidades tanto en los volúmenes de control como en la masa transferida, temperaturas, velocidades, etc. Así estos datos permitirán obtener datos relativos a los flujos de energía y la penetración del jet, fenómenos que afectarán directamente al proceso global en la generación de trabajo.

4.2.2. Combustión en la cámara principal

El proceso de combustión que se desarrolla en la cámara principal no difiere mucho del tradicional, presente en cualquier motor de encendido provocado una vez realizado el encendido de la mezcla.

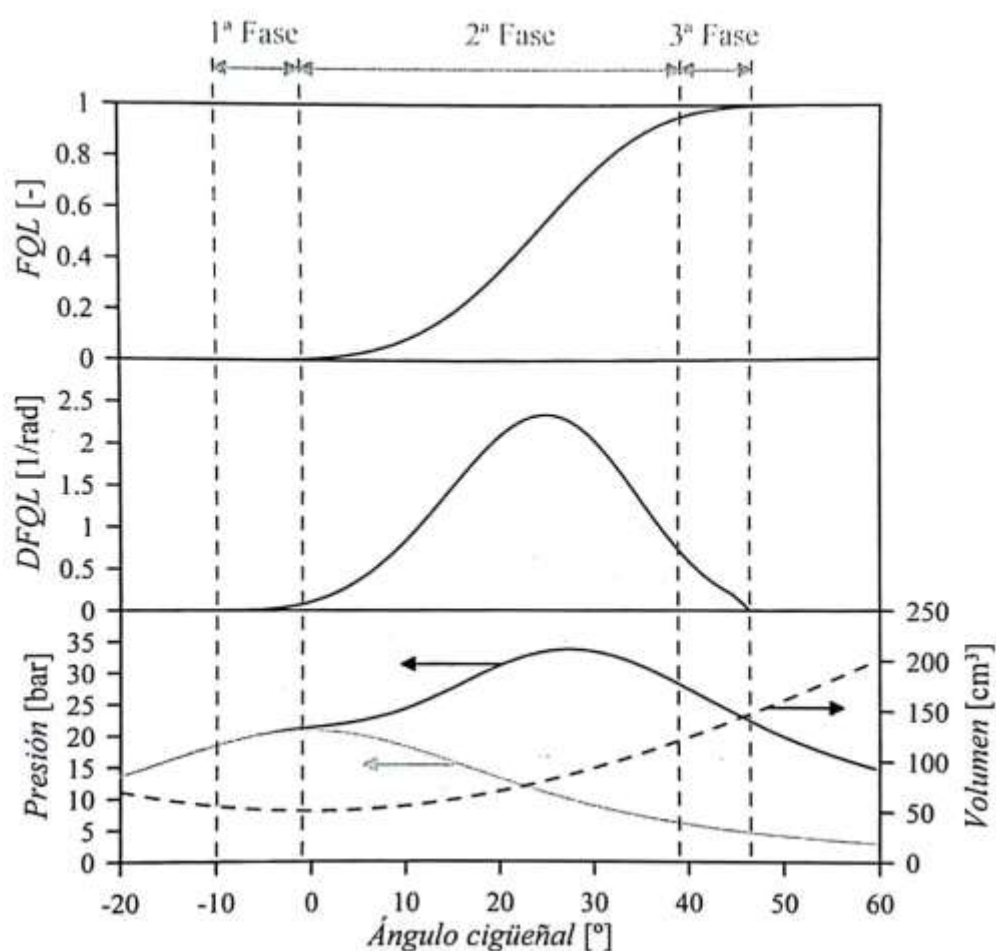


Figura 4.2. Fases de la combustión en MEP. [6]

Donde FQL y DFQL se corresponden a los conceptos de “fracción de calor liberado” y “derivada de la fracción de calor liberado” respectivamente. Estos términos, a diferencia de los vistos en la expresión 4.18 ($Q_{ch,PC}$; $\frac{dQ_{ch,PC}}{dt}$) se representan de forma adimensional, para aportar así otro tipo de información referente al ciclo completo de combustión. En lugar de expresar valores instantáneos como sí lo hacían los términos de la expresión 4.18, la fracción de calor liberado (o FQL) relaciona la cantidad de calor que se ha generado por la reacción química del

combustible hasta cierto instante de tiempo, con respecto a la energía total presente en el combustible, describiendo de esta manera una evolución porcentual de la energía liberada a lo largo del ciclo. Es por esto que la utilización de la FQL es una herramienta muy útil para entender cómo se desarrolla una combustión, o detallar algún instante concreto del proceso. De forma análoga, la DFQL no es más que la derivada de la expresión anterior, o explicado en términos físicos, la velocidad con la que se realiza la combustión de la mezcla en cada instante del proceso.

De forma general, será el de encendido de la mezcla el que otorgue las propiedades al proceso de combustión en términos de calor liberado, velocidad y temperaturas de combustión y aumento de presión, que finalizará en la obtención de trabajo en un pistón móvil. Una vez determinados los parámetros de encendido, la velocidad de propagación del frente de llama se pueden aproximar de una forma relativamente fácil con las expresiones ya conocidas para la combustión premezclada con frente de llama [6], en lo cual no entraremos ahora por ser demasiado extenso. Sí que conviene reseñar que esta velocidad de avance del frente de llama está altamente condicionada por los valores de turbulencia que hay presentes en la cámara de combustión, debido al incremento en los fenómenos de transporte que genera el movimiento turbulento.

Como ya se comentó anteriormente en la descripción general del proceso TJI (apartado 2.4.2 de este mismo trabajo), las principales ventajas de este sistema son la fuente distribuida de energía de activación, provocando un encendido en una superficie mucho mayor que con los métodos tradicionales, y como su propio nombre indica el aumento de la turbulencia en la cámara de combustión principal mediante un chorro eyectado en la cámara de combustión principal. Estos dos conceptos mejorarán la calidad del encendido en la cámara principal y la propagación de la llama hasta niveles suficientes para reducir notablemente el dosado de la mezcla fresca, alcanzando así nuestro objetivo principal de reducción de consumo de combustible y descenso en la temperatura de combustión, y por ende en las emisiones contaminantes generadas.

Se han realizado estudios previos en sistemas con pre-cámara para estudiar estos mecanismos de encendido. En los ensayos realizados por Biswas et al. [23] para visualizar la penetración del jet y el proceso de encendido con diferentes tipos de mezclas, encontraron la presencia de dos mecanismos de encendido diferentes: *flame Ignition* (encendido mediante un jet con presencia de llama activa) y *jet ignition* (encendido mediante un jet con productos de reacción). Se realizó un estudio para comprender los efectos de diferentes parámetros sobre estos mecanismos, incluyendo el diámetro del orificio, la temperatura y las presiones iniciales, el dosado relativo en cada cámara y la posición de la chispa inicial en la pre-cámara. Utilizándose técnicas de captación de imágenes Schlieren y quimioluminiscencia de radicales OH* se obtuvieron resultados como los presentados en las siguientes imágenes, con las condiciones dadas en la Tabla 3.2, entre otros muchos ensayos.

Test	Diámetro orificio (mm)	T (K)	P (MPa)	Ubicación Bujía	F _r Pre-cámara	F _r Cámara Ppal	Mecanismo de encendido	Retraso (ms)
1	4.5	500	0.1	Top	1.0	0.8	Jet Ignition	7.82
20	4.5	500	0.4	Top	1.0	0.9	Flame Ignition	2.8

Tabla 4.1. Condiciones de ensayo para el encendido de mezclas CH₄/aire según [23]

Las figuras 4.3 y 4.4 muestran la secuencia temporal de las imágenes tomadas mediante Schlieren y OH^* quimiluminiscencia para las condiciones indicadas en la tabla, donde se pueden comparar de forma simultánea ambos mecanismos de encendido en la cámara principal.

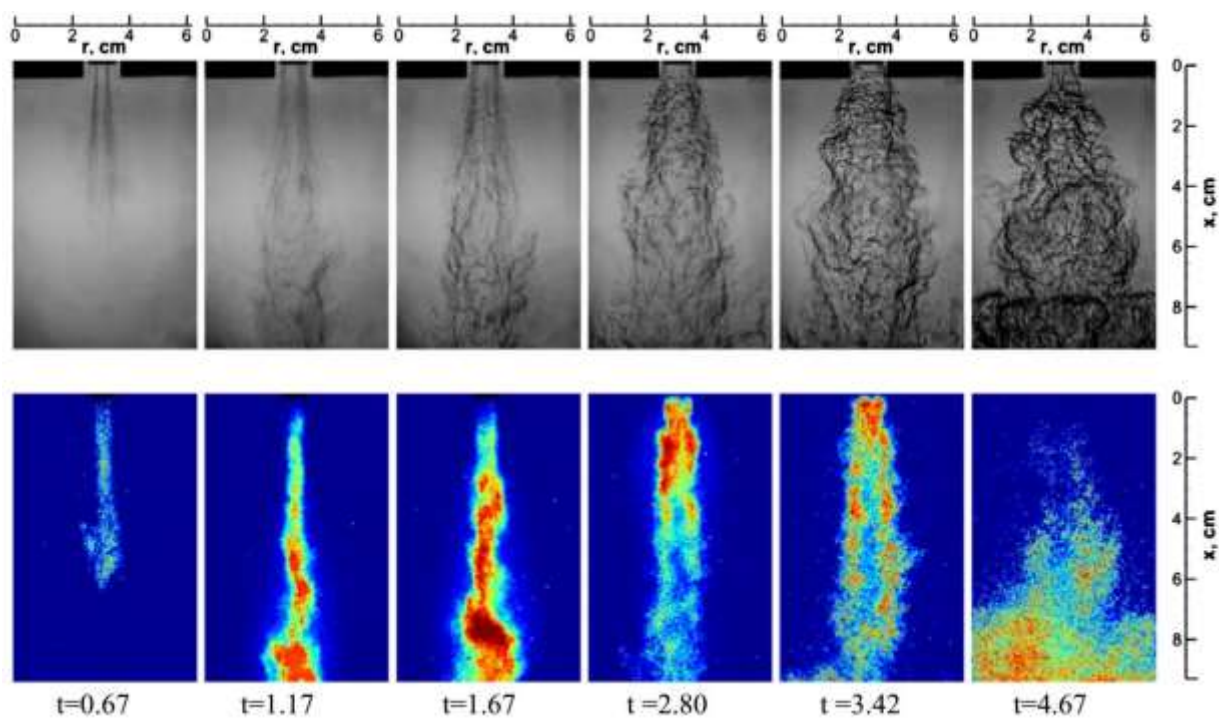


Figura 4.3 Secuencia temporal de imágenes Schlieren (arriba) y OH^* quimiluminiscencia (abajo) mostrando el fenómeno de “flame ignition” para mezclas de CH_4 según las condiciones de Test 20 mostradas en la tabla 3.1. [23]

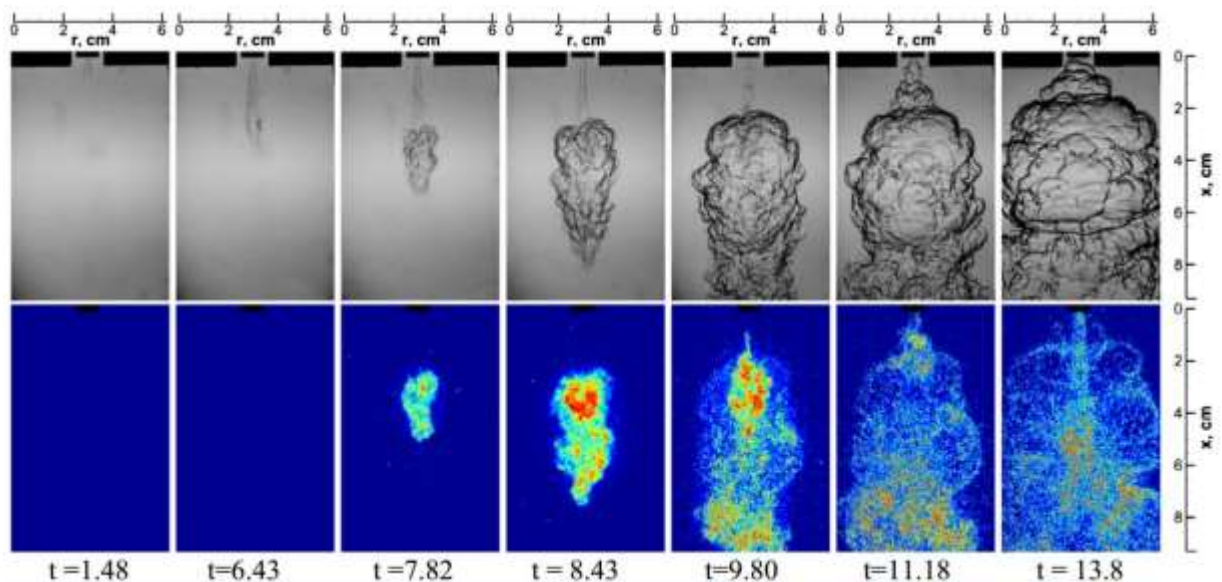


Figura 4.4 Secuencia temporal de imágenes Schlieren (arriba) y OH^* quimiluminiscencia (abajo) mostrando el fenómeno de “jet ignition” para mezclas de CH_4 según las condiciones de Test 1 mostradas en la tabla 4.1. [23]

La principal diferencia entre ambos mecanismos, y por lo que el encendido mediante llama se produce con un retraso menor, es que en ese caso el chorro caliente contiene todavía remanentes de la llama producida en la pre-cámara, y esta no se ha extinguido por completo en su paso a través del orificio (quenching) a diferencia de

lo que sucede con el encendido mediante un jet de reactivos. En este segundo caso la llama producida en la pre-cámara se extingue en su paso por el orificio debido a la transferencia de calor hacia las paredes o por un alto estrechamiento del mismo. Como se puede ver en la figura 4.4, no existe presencia inicial de radicales OH^* , lo que indica que la llama se ha extinguido totalmente en su paso por el orificio. Esto provocará que se necesite de un tiempo mayor para su mezcla con los gases de la cámara principal y propiciar las condiciones óptimas para dar comienzo a la combustión.

Existen varios estudios al respecto para la determinación de las variables que afectan al quenching en el orificio y al encendido de la mezcla principal, como las realizadas por Elhsnawi et al. [30] y Sadanandan et al. [24], donde se estudian las regiones donde dará comienzo la combustión y las variables que más afectan a este proceso.

Como ya se ha dicho anteriormente, una vez realizado el encendido y comenzada la combustión en la cámara principal, el proceso es similar a cualquiera generado en un motor de combustión interna para la obtención de trabajo, por lo que la energía mecánica obtenida mediante el desplazamiento del pistón en el interior del cilindro vendrá dada por la conocida ecuación 4.19.

$$W = \int P dV \quad 4.19$$

4.3. Pérdidas de calor

La mayoría de los fenómenos presentes durante un ciclo de alta presión en un motor de encendido provocado están directamente influenciados por la temperatura y la intensidad de la turbulencia en el interior de la cámara. Como algo intrínseco a la combustión, existirá transferencia de calor entre el gas y la superficie que lo contiene dada la diferencia de temperatura entre ambos.

Lo realmente interesante en la generación de potencia, sería que toda la energía contenida en el combustible se transfiriera al elemento móvil-pistón sin pérdidas de ningún tipo. Esto en la práctica es algo imposible ya que no es posible aislar completamente el sistema de control, y por tanto se realizará un intercambio de energía con el entorno. Asumida la incapacidad para trabajar con sistemas adiabáticos, lo que se tratará es de caracterizar la transferencia global de calor intercambiado (así como de las pérdidas por rozamiento de los elementos móviles), para de así acotar las temperaturas de trabajo y ajustar de la mejor forma el sistema en función de las condiciones operativas.

Trataremos de identificar las variables de las que depende la transferencia de calor tanto en la cámara principal como en la pre-cámara, para así ver cómo evoluciona este fenómeno a lo largo de un ciclo de combustión y determinar el orden de magnitud de la energía “perdida”

La transferencia de calor en una cámara de combustión es un fenómeno convectivo provocado por la interacción molecular entre un gas y una superficie a diferente temperatura. Para los casos de transferencia de calor por convección se suelen hacer uso de correlaciones destinadas a la obtención de un coeficiente de película, este valor será característico y determinado por las propiedades presentes en cada uno de los sistemas de estudio. La expresión general de la transferencia de calor por convección es la mostrada en la ecuación 4.20, donde A_i es área de la superficie de contacto, h_i es el denominado coeficiente de película o coeficiente convectivo y ΔT la diferencia de temperaturas entre la superficie y el medio.

$$\dot{Q} = A_i h_i \Delta T \quad 4.20$$

Uno de los modelos más habituales para obtener la transferencia de calor en los motores de combustión interna es el desarrollado por G. Woschni, inicialmente formulado para motores Diesel pero que ha sido también aplicado con éxito a los motores de encendido provocado [31]. Este parámetro convectivo está influenciado por las siguientes condiciones de funcionamiento:

$$h_w = f(D_{MC}, P_{MC}, T_{MC}, u_p) \quad 4.21$$

D_{MC} – Diámetro de la cámara principal
 P_{MC} – Presión instantánea en la cámara principal
 T_{MC} – Temperatura instantánea en cámara principal
 u_p – Velocidad de desplazamiento del pistón

La expresión de Woschni está desarrollada para motores de combustión interna tradicionales, por lo que no tiene en cuenta el efecto de la pre-cámara en la transferencia de calor. Esto puede ser válido para el caso de la cámara principal, ya que el efecto generado por la pre-cámara en la cámara principal es despreciable, no así en el caso contrario, donde aparecen altos valores de turbulencia y una relación área/volumen mucho mayor, lo que nos hará adoptar una nueva expresión que tenga en cuenta estos efectos.

En la cámara principal se empleará la relación de Woschni para realizar el cálculo del coeficiente convectivo h_{MC} , mediante la siguiente expresión:

$$h_{w,MC} = C_{ws} \cdot D_{MC}^{-0.2} \cdot P_{MC}^{0.8} \cdot T_{MC}^{-0.53} \cdot (2,28u_p)^{0.8} \quad 4.22$$

Donde C_{ws} es una constante de la correlación de Woschni, D_{MC} [m] es el diámetro de la cámara de combustión, T_{PC} y P_{MC} son la temperatura [K] y la presión [Pa] instantáneas en la cámara de combustión, y u_p la velocidad instantánea del pistón [m/s] como ya se ha indicado con anterioridad. El valor de $h_{w,MC}$ vendrá dado en [W/m²K], por lo que tiene aplicación directa sobre la expresión 4.20.

Como ya se ha mencionado, el caso de la pre-cámara es algo más complejo por tener un mayor número de variables que afectan a la transferencia de calor, y no existir una bibliografía tan extensa con estudios y validaciones experimentales al respecto. Más apropiado para el sistema pre-cámara es el modelo de Bargende [32], el cual tiene en cuenta el efecto del jet a través del orificio comunicante entre ambas cámaras y los valores de turbulencia en el interior de la pre-cámara. Esta correlación ajustada para el cálculo de la transferencia de calor en una pre-cámara tiene la siguiente expresión:

$$h_{B,PC} = C_{Br} \cdot V_{PC}^{-0.073} \cdot P_{PC}^{0.8} \cdot T_{PC}^{-0.53} \cdot W_{B,PC}^{0.78} \quad 4.23$$

$$W_{B,PC} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{8}{3} k + v_n^2} \quad 4.24$$

Donde C_{Br} es una constante del modelo, V_{PC} [m³], P_{PC} [bar] y T_{PC} [K], son el volumen, presión y temperatura instantáneos en la pre-cámara respectivamente y $W_{B,PC}$ es la velocidad de transferencia de calor de la correlación de Bargende, donde podemos ver en la expresión 4.23 que depende de la energía cinética turbulenta de la pre-cámara (k) y la velocidad a la entrada/salida del jet en el orificio (v_n).

Más adelante, en el Capítulo 5 cuando se presenten los resultados experimentales, se verá la evolución de todas estas variables a lo largo del ciclo de ensayo, por el momento se muestran en la figura 4.5 los valores que toma h_i en cada cámara a partir de cada una de las correlaciones vistas anteriormente, a lo largo del ciclo de compresión-expansión completo.

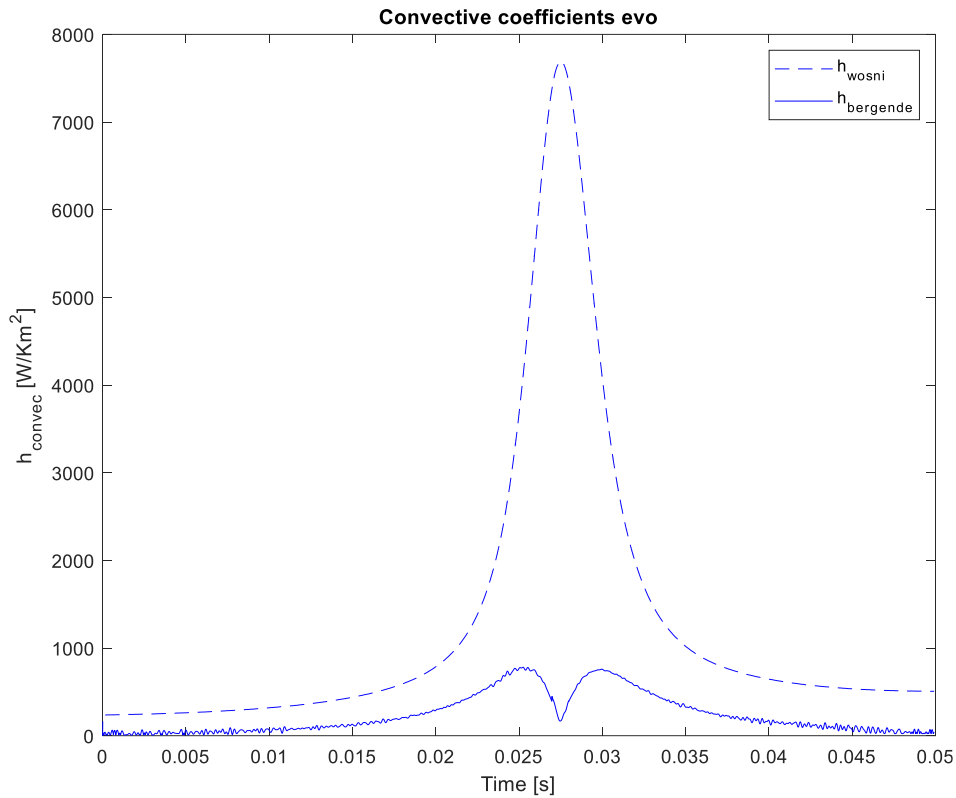


Figura 4.5. Evolución de los coeficientes convectivos a lo largo de un ciclo de compresión-expansión

En la figura anterior, donde se muestra la evolución de los coeficientes convectivos, puede apreciarse una clara diferencia de estas en las inmediaciones del PMS. Ciertamente es que ambas correlaciones dependen en gran medida de las condiciones de presión y temperatura en el interior del volumen considerado, es por ello que vemos una tendencia ascendente de ambas h_i durante la compresión, y un posterior descenso durante la expansión.

Según se indica en la expresión 4.22, el coeficiente convectivo en la cámara principal, $h_{w,MC}$, depende además de la velocidad del pistón. El momento en que se alcanza el PMS la velocidad del pistón es nula, por lo que el coeficiente convectivo tendría que anularse. No vemos la reducción de este parámetro a cero ya que el instante en que el pistón se para por completo, rápidamente invierte su movimiento, parándose por completo un periodo de tiempo prácticamente despreciable. En la expresión de Woschni tiene una influencia muy importante el efecto de la presión, sumado a las elevadas presiones que se alcanzan durante la compresión, llegando hasta el entorno de los $P_{max} = 4,5 \cdot 10^6$ Pa, hace que el efecto de la velocidad del pistón apenas tenga relevancia.

En el caso de la pre-cámara no sucede lo mismo, es por esto que vemos una evolución distinta en los entornos del PMS. Según la expresión de Bargende (4.23) la presión tiene un orden de magnitud mucho menor al ser introducida en una unidad

diferente (“bares” en lugar de “Pascales”), esto hace que ya de partida el valor de la presión ($P_{\max} = 45\text{bar}$) tenga un efecto menor, por lo que esta expresión estará mucho más condicionada por los efectos cinéticos, lo cual tiene sentido al tratarse de un volumen mucho más pequeño. Además en la correlación de Bargende puede verse cómo el coeficiente convectivo no depende directamente de la velocidad del pistón al igual que lo hacía la correlación de Woschni, ya que al no estar en contacto la pre-cámara con el pistón el efecto de este vendrá derivado en forma de la velocidad de flujo de masa entrante/saliente. En el término cinético de la correlación de Bargende, también tiene presencia la energía cinética turbulenta en el interior de la cámara, la cual incrementará los fenómenos de transporte al tratarse de una representación de la turbulencia presente en el interior del volumen de control.

El efecto de estos dos parámetros cinéticos (podrán verse sus evoluciones en el Capítulo 5 en las figuras 5.5 y 5.16 respectivamente) sumado a la menor relevancia del efecto de la presión, hace que la evolución del coeficiente convectivo en la pre-cámara tenga ese aspecto oscilante en las inmediaciones del PMS. Cuando el pistón alcanza el punto muerto superior y se invierte su movimiento, se crea un vacío relativo en la cámara principal respecto a la pre-cámara, cambiando el signo de la diferencia de presiones presente entre cámaras y por tanto invirtiendo el sentido en la transferencia de masa, como se pudo ver en la expresión 4.8. En el momento en que se produce este cambio en el flujo, los valores de transferencia de masa y por tanto de velocidad del jet, se reducen hasta anularse. Algo parecido ocurre con el valor de la energía cinética turbulenta (k), la cual decrece drásticamente cuando se deja de inyectar masa en el interior de la pre-cámara. Estos dos efectos derivados del flujo generan la presencia de un valle en la evolución del coeficiente convectivo $h_{B,PC}$. Una vez alcanzado el PMS y comenzada la carrera de expansión, el flujo másico vuelve a tomar rápidamente valores elevados incrementando así la velocidad del jet y por tanto el valor del coeficiente convectivo, para posteriormente seguir una tendencia decreciente según las condiciones de presión.

En la representación realizada en la figura 4.5 puede malinterpretarse el efecto de cada coeficiente convectivo sobre el volumen al que hacen referencia, dado que aparentemente el coeficiente convectivo en la cámara principal es mucho mayor que en la pre-cámara. Hay que tener además en cuenta que la relación Área/Volumen de la pre-cámara es mucho mayor que en la cámara principal, lo que hará que la superficie de transferencia de calor en relación a la energía contenida, sea mayor que la presente en la cámara principal.

4.4. Implementación computacional del modelo

Una parte crítica en el estudio de sistemas a partir de datos experimentales es la implementación computacional del modelo, proceso el cual permitirá obtener variables que no se pueden captar de forma directa en la instalación experimental, así como mostrar la dependencia existente entre diferentes variables y representar su evolución temporal.

En el apartado “3.5.2. *Tratamiento de datos experimentales*” se ha explicado el proceso a seguir para realizar el estudio computacional. Lo que se va a tratar a continuación es una visión global de la rutina desarrollada en “Matlab” para la implementación de las ecuaciones que caracterizan el modelo, descritas anteriormente.

El primer paso consiste en parametrizar el sistema y cargar los datos obtenidos de forma experimental, a continuación se procederá con los cálculos necesarios para dar forma a las expresiones buscadas. A continuación se buscará un cálculo de la evolución temporal de la temperatura en cada volumen de control mediante dos métodos diferentes: el primero a partir de las variables de estado de los gases, obteniendo así una evolución de la temperatura según la ecuación de estado, para posteriormente facilitar el cálculo de la transferencia de masa; el segundo método se llevará a cabo haciendo uso de la ecuación de la energía (4.7), donde se podrá comprobar el efecto de la transferencia de calor.

Como los datos experimentales de los que se disponen son presiones en cada una de las cámaras, así como de la geometría del sistema, podremos obtener los valores iniciales de masa contenida en cada cámara a partir de la ecuación de los gases ideales en las condiciones de referencia, además de hallar la transferencia de masa mediante la expresión 4.8. Una vez calculada la masa transferida, la cual tendrá dirección única según el signo de la diferencia de presiones, se actualizará el valor de masa en cada cámara para calcular nuevamente la temperatura en su interior. Este cálculo de temperaturas y masas se realiza sobre cada instante de tiempo aplicando un método numérico explícito, donde discretizando las expresiones teóricas se realizará un cálculo iterativo a partir del valor previo ($i-1$) para obtener el resultado deseado (i). Además, los cambios de temperatura en el interior de las cámaras, provocan una variación en el factor de compresibilidad (4.10) al alterarse el valor del calor específico (C_p) del gas (el cual varía con la temperatura), por lo que habrá que incluir el cálculo de estos dos parámetros en el proceso de iteración.

Una vez realizado el cálculo para cada uno de los valores en los que se ha discretizado el ciclo de compresión-expansión, se obtendrá una evolución de las temperaturas según la ecuación de estado en cada una de las cámaras, además de variables de interés como la densidad y la masa en cada cámara, el flujo másico y la velocidad del jet.

En la aplicación de la ecuación de la energía, será necesaria la utilización de datos calculados previamente, en especial el del flujo de masa transferida, ya que esta masa de gases contiene energía que interactúa con las cámaras de combustión. Partiendo de la temperatura inicial calculada mediante la ecuación de estado, se realiza un balance de energía en ambos volúmenes de control. Como se ha visto en las expresiones 4.13 - 4.17, las variables presentes en este balance dependen de si se trata de la pre-cámara o de la cámara principal, y del instante del proceso que se esté estudiando (llenado-eyeción).

De forma general el balance de energía se realiza teniendo en cuenta la energía contenida en el VC, la energía transferida en el flujo de gases, la energía perdida por transferencia de calor hacia las paredes, y la energía liberada (contenida en el combustible). Para realizar este cálculo hay que actuar de forma similar al proceso iterativo anterior, ya que igualmente hay parámetros que cambian con las condiciones

en el interior del VC (C_p), habrá que realizar cálculos sobre variables relativas al instante ($i-1$) para poder actualizar dicho valor (i).

Para el cálculo del calor transferido en la pre-cámara, haciendo uso de la expresión de Bargende (4.23) será necesaria la utilización de herramientas CFD para simular la turbulencia en el interior de la cámara y parametrizar estos valores, además de tener que ajustar las variables C_{ws} (4.22) y C_{Br} (4.23) las cuales no tiene un valor definido. Habrá que realizar iteraciones hasta que convergan en algún valor que cumpla con el criterio utilizado, en nuestro caso el de minimizar la cantidad de calor liberada.

De esta forma obtendremos una representación de la evolución de las temperaturas en cada cámara a lo largo del ciclo según la ecuación de la energía, la cual nos permite cuantizar los diferentes fenómenos de transferencia que existen en el proceso, y comparar estos resultados con la temperatura calculada según la ecuación de estado.

Un efecto que no se ha mencionado, pero que tiene especial importancia en todo el proceso, es el del coeficiente de descarga, C_D , representado en la expresión 4.9. Como la interacción entre las cámaras depende directamente de este coeficiente, es necesario y extremadamente condicionante su cálculo. Para obtener la evolución de este parámetro en el proceso, el cual no es constante y depende del flujo (o de la velocidad del mismo) habrá que realizar un nuevo proceso iterativo de forma global a toda la rutina, que nos modifique el valor inicial de C_D , siguiendo un criterio dado. Para simplificar el proceso y obtener una primera aproximación de todos los parámetros, se realizará un primer ensayo experimental sin inyección de combustible, es decir, en arrastre. Esto lo que permitirá es facilitar el cálculo de C_D cuando se ejecute la rutina computacional, ya que se podrá establecer el criterio de que la energía liberada en la pre-cámara sea nula $\frac{dQ_{ch,PC}}{dt}=0$, pudiendo de esta forma alterar el valor del coeficiente de descarga en cada instante para alcanzar este resultado.

Por último, se representarán gráficamente todos los resultados obtenidos durante el proceso, pudiendo ver así la evolución de las variables deseadas a lo largo del ciclo, y comparar la evolución de las temperaturas de estado y energía.

Resultados

5.1. Introducción

5.2. Resultados en arrastre

5.2.1. Datos adquiridos de forma directa

5.2.2. Diferencia de presiones

5.2.3. Evolución de la masa

5.2.4. Evolución de las temperaturas

5.2.5. Evolución de la energía

5.3. Comparación con resultados CFD

5.3.1. Evolución de la masa CFD

5.3.2. Energía cinética turbulenta

5.1. Introducción

En este capítulo se presentarán los resultados obtenidos durante los ensayos experimentales en la RCEM y su posterior tratamiento mediante la rutina diseñada en Matlab para este fin. También se añadirá la evolución de los diferentes parámetros obtenidas mediante simulación CFD para realizar un estudio comparativo entre ambas.

La instalación experimental utilizada ha sido validada mediante rigurosos estudios de repetitividad [12] mediante diferentes estudios de combustión con autoencendido, difusión y combustión de llama premezclada. En este estudio se alcanzará una expresión de la tasa de energía liberada durante el proceso a partir de los datos medidos durante los ensayos, en este caso las presiones en las diferentes cámaras de combustión.

En primer lugar se determinará la diferencia de presiones existente, a partir de la cual se obtendrá tanto la variación de masa en cada volumen de control, como la masa transferida (jet/chorro) en cada instante. Posteriormente se realizará un balance de energía para obtener la evolución de las temperaturas y las energías en tránsito.

Todos estos procesos se calcularán mediante el análisis de los datos experimentales en una rutina de cálculo *Matlab* como se ha explicado en el capítulo anterior, para proceder con ellos a partir de la implementación en el software de análisis de las expresiones presentadas en el *Capítulo 3*.

Por último se presentarán los datos experimentales tratados con la rutina de análisis junto con los resultados obtenidos mediante simulaciones.

5.2. Resultados en arrastre

Los primeros ensayos a realizar serán sin combustión, para poder caracterizar de forma individual la transferencia de masa, y con ella el coeficiente de descarga. Para ello se realizará un ciclo rápido de compresión-expansión sin inyección de combustible, pero con las condiciones operativas propias de un proceso cualquiera, con o sin combustión.

5.2.1. Datos adquiridos de forma directa

En la figura 5.1 se muestran los valores de presión, tanto en la pre-cámara (curva naranja) como en la cámara principal de combustión (curva azul). Estos datos son medidos de forma directa mediante los captadores piezoeléctricos descritos en el Capítulo 3. Puede apreciarse una presión máxima de $P_{\max} \approx 43$ bar en el punto muerto superior, es decir, cuando el volumen en la cámara principal es el mínimo posible. Esta presión máxima es la resultante de maximizar la carrera del pistón mediante el ajuste de la RCEM para conseguir la máxima relación de compresión posible ($RC \approx 21$) evitando siempre el choque del pistón con la culata.

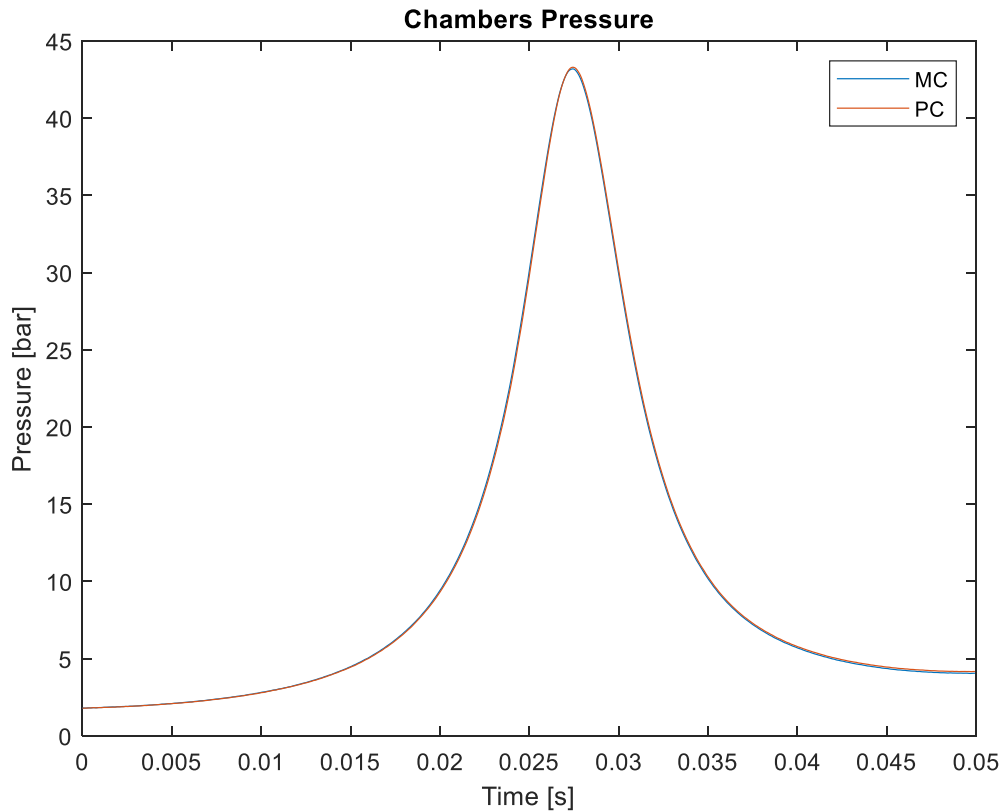


Figura 5.1. Representación gráfica Presión-Tiempo de los datos experimentales en ambas cámaras.

También se puede observar la casi total superposición de las curvas de presión en ambas cámaras. Esto se debe a que al tratarse de un sistema de dos cámaras de combustión separadas pero comunicadas entre sí, los valores de presión en cada una de ellas se encontrarán siempre en el mismo orden de magnitud, tratando de igualarse mediante la transferencia de masa. Como se comprobará más adelante en la figura 5.3, realmente sí que existe una diferencia de presión entre las cámaras del orden de $\Delta P \approx 0,1 \text{ bar}$. Esta diferencia apenas es posible observarla en la figura 5.1 por tratarse de una representación con un orden de magnitud superior.

Los datos recogidos por el sensor de posición en el pistón, el cual nos indicará el desplazamiento del mismo a lo largo del ciclo, ya se presentaron en el Capítulo 3, mediante la figura 3.16 para mostrar la correlación experimental entre la RCEM y un motor de combustión interna, incluyendo el punto de corte que limita la correlación entre ambos sistemas para así disponer únicamente de los datos necesarios en los estudios relativos a la fase de compresión-expansión rápida.

A partir de la evolución en la posición del pistón y conocida la frecuencia de adquisición, o lo que es lo mismo, el tiempo transcurrido entre las sucesivas posiciones medidas, se podrá representar la velocidad de desplazamiento del pistón, como se muestra en la figura 5.2.

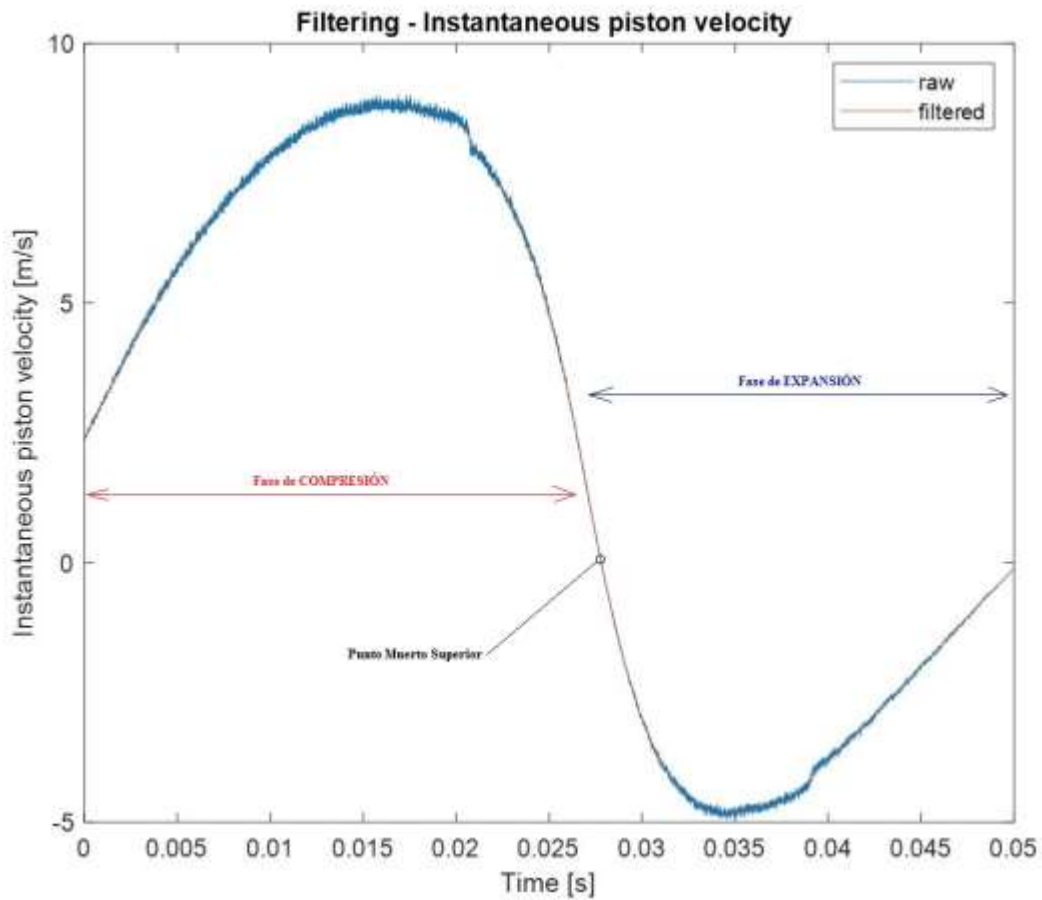


Figura 5.2. Representación gráfica de la velocidad lineal del pistón durante un ciclo de ensayo.

En la figura representativa de la velocidad lineal del pistón, se puede apreciar una curva sinusoidal partiendo de un valor de velocidad no nulo, haciendo referencia al movimiento del pistón al comienzo del ciclo durante la fase de acercamiento de la RCEM, para posteriormente dar comienzo a la fase de compresión rápida y con ella la captación de datos. Se alcanzará el valor máximo de velocidad durante la carrera de compresión, antes de comenzar a decelerar hasta alcanzar el PMS e invertir su movimiento. Durante la carrera de expansión se muestran valores negativos de velocidad por tratarse de incrementos en sentido opuesto al sistema de referencia fijado por el sensor.

Además, se puede observar en la figura un pequeño salto durante la fase de compresión, en la deceleración antes de alcanzar al PMS. Este salto corta en cierta medida la continuidad de la curva, y es debido a algún tipo de fallo en los sistemas de medida, presumiblemente en alguna de las marcas magnéticas de la regla que trabaja de forma conjunta con el sensor. Se descarta que dicho salto se produzca por efecto de alguna situación operativa, tal como colisiones o rebotes del pistón, dado que en el mismo punto relativo a la carrera del pistón, en este caso durante la expansión, podemos ver una discontinuidad similar.

5.2.2. Diferencia de presiones

En la siguiente figura se representa la diferencia entre los valores de presión en cada una de las cámaras del sistema (ΔP). Como ya se comentó con la figura 5.1 los datos de presión son obtenidos mediante los sistemas de la instalación experimental, a partir de los cuales se calculará la diferencia (Δ) entre ambas cámaras, para obtener la evolución mostrada en la figura 5.3. Puede verse la representación de una curva naranjada, oscilante a lo largo de todo el ciclo. Esto se debe a los efectos derivados de la frecuencia de muestreo de los sistemas de captación, y las reducidas diferencias en los valores de presión entre cámaras con los que trabajamos. Para facilitar la utilización de estos datos, y amortiguar el efecto de los sistemas de captación utilizados, se ha realizado un filtrado de la señal en la misma rutina de cálculo, representada con la curva azul en la figura, y con la que se trabajará de aquí en adelante cuando se quiera hacer uso de ΔP .

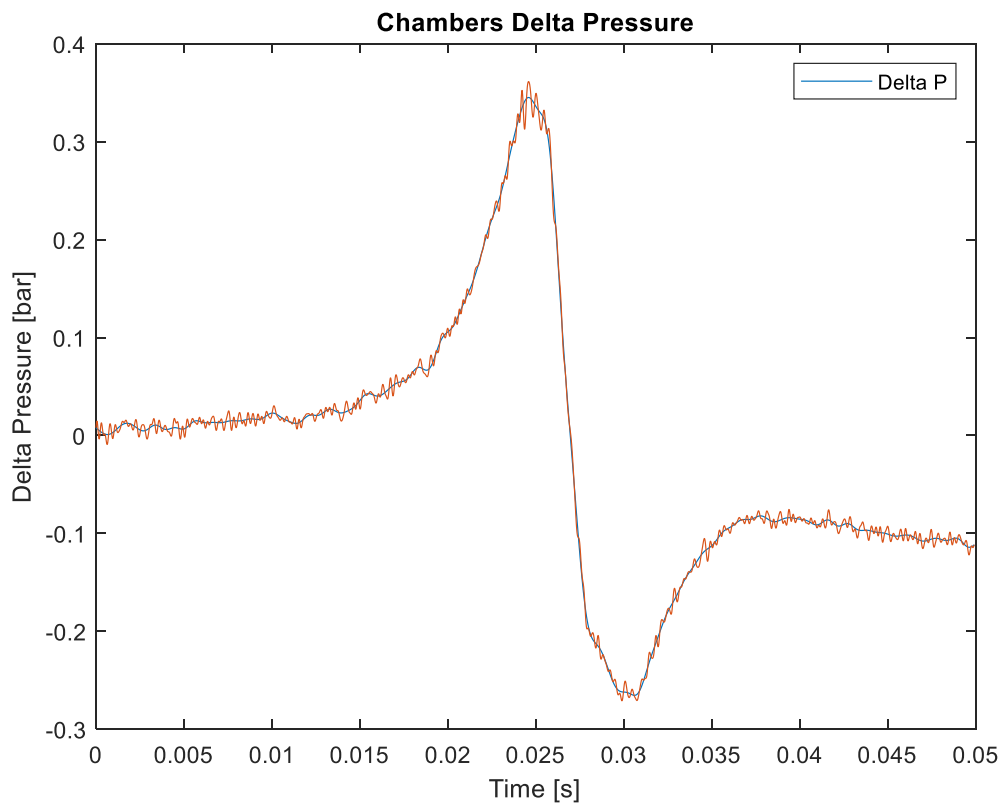


Figura 5.3. Representación gráfica de la diferencia de presiones entre cámaras a lo largo de un ciclo.

En la figura anterior se puede comprobar que los valores de ΔP son del orden de 0,1 bar, mucho menores que el valor absoluto de presión en cada cámara, pero suficientes para generar una transferencia de masa entre ambas. En cuanto a la evolución de ΔP , se considerarán valores positivos cuando $P_{MC} > P_{PC}$.

Puede observarse una evolución antisimétrica en el sistema, provocada por las carreras de compresión donde la presión en la cámara principal es mayor que en la pre-cámara, y la carrera de expansión, donde tras la inversión del movimiento del pistón se generará un vacío relativo en la cámara principal provocando que $P_{MC} < P_{PC}$.

Puede observarse que los valores máximo y mínimo de la gráfica no coinciden en valor, lo cual puede ser debido a las pérdidas energéticas en forma de calor durante la compresión, y posiblemente también a algún tipo de pérdida de masa en el proceso

por la falta de estanqueidad del sistema. También es reseñable el valor de estabilización de ΔP tras la carrera de expansión. Teóricamente, el ciclo de ensayo debería de finalizar con una diferencia de presión entre cámaras de valor nulo, presumiblemente a presión ambiente. En contra de este supuesto se puede apreciar que la estabilización se realiza a valores de $\Delta P \approx -0,1$ bar, lo cual representa valores de presión en la pre-cámara superiores a lo esperado al finalizar el ciclo. Este efecto puede atribuirse a algún fallo en el sensor de presión de alguna de las cámaras, el cual devuelva valores de presión erróneos, posiblemente por la histéresis y desgaste de los elementos de los que se compone.

En cualquier caso, este error en la medición de presiones en la parte final del ciclo podría no ser condicionante para la realización del estudio, ya que el instante de encendido de la mezcla se realiza en las inmediaciones del PMS, siendo parcialmente irrelevantes los fenómenos ocurridos durante la expansión.

5.2.3. Evolución de la masa

Siguiendo con el planteamiento teórico realizado en el *Capítulo 4*, la diferencia de presiones (ΔP) presente entre cámaras, generará una transferencia de masa entre las mismas según la expresión 4.8. Esta masa transferida tendrá una evolución siempre del mismo signo al de la diferencia de presiones, con valores afectados por la densidad y el factor de compresibilidad del gas (ϕ).

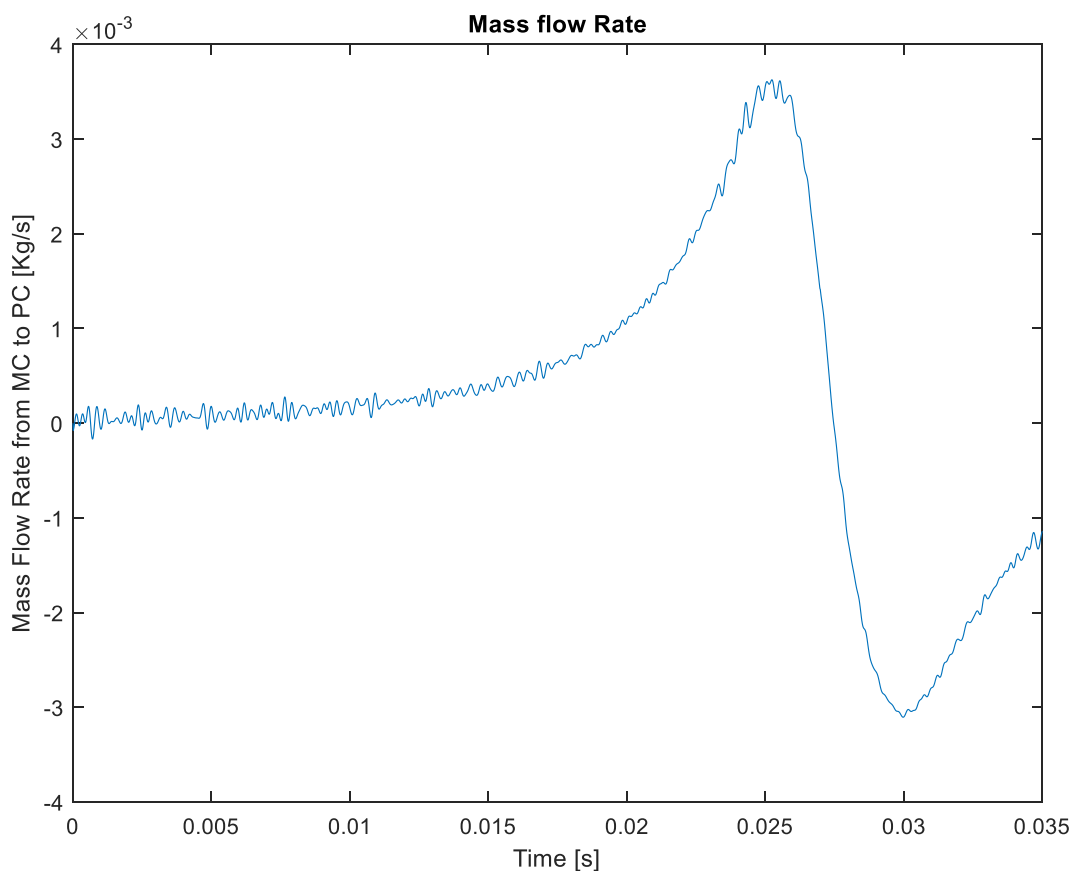


Figura 5.4. Evolución temporal del flujo másico entre cámaras de combustión. Calculado de forma computacional.

En la figura 5.4, donde se muestra la evolución del flujo másico a través del orificio de unión de las cámaras, se han sesgado los resultados obtenidos para representar únicamente el intervalo desde que comienza el ciclo hasta el instante aproximado en que debería de producirse el encendido de la mezcla. Se ha omitido la evolución del flujo másico durante la carrera de expansión, al igual que se hará con diversos parámetros de aquí en adelante, por no tener relevancia en lo que a este estudio atañe, y así evitar posibles fallos generados durante la captación de datos.

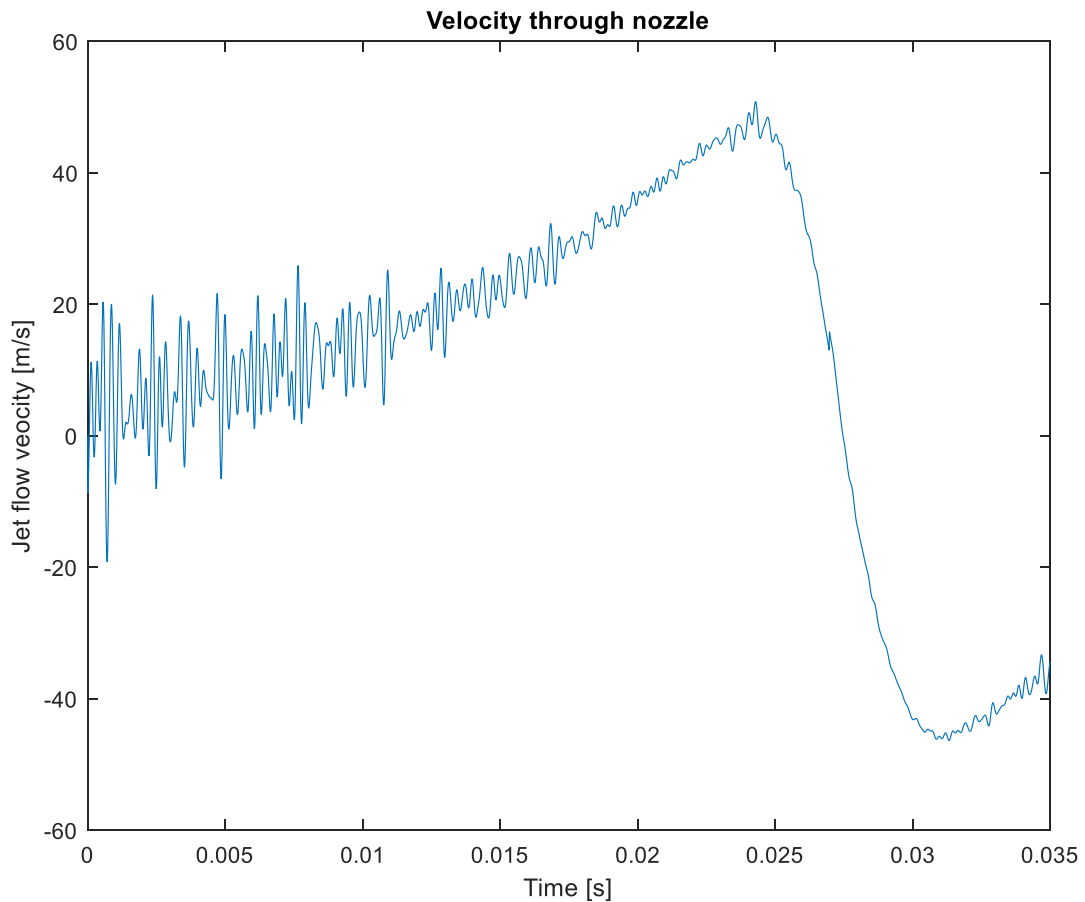


Figura 5.5. Evolución temporal de la velocidad del chorro de gases a lo largo del ciclo. Calculado de forma computacional.

En la figura 5.5, se representa la velocidad del chorro de masa transferida en la salida del orificio. Estos valores han sido calculados de forma directa a partir de la evolución del flujo másico y conocida la geometría. Ya se ha comentado previamente la importancia del efecto de la velocidad del jet a la salida del orificio en el control de todo el proceso, por lo que esta evolución es más interesante en términos cuantitativos que el resto.

También se puede observar una gran oscilación de los valores, sobre todo al comienzo del ciclo. Esta oscilación viene arrastrada desde el cálculo del flujo másico, debido a la iteración realizada para la obtención de un coeficiente de descarga apropiado.

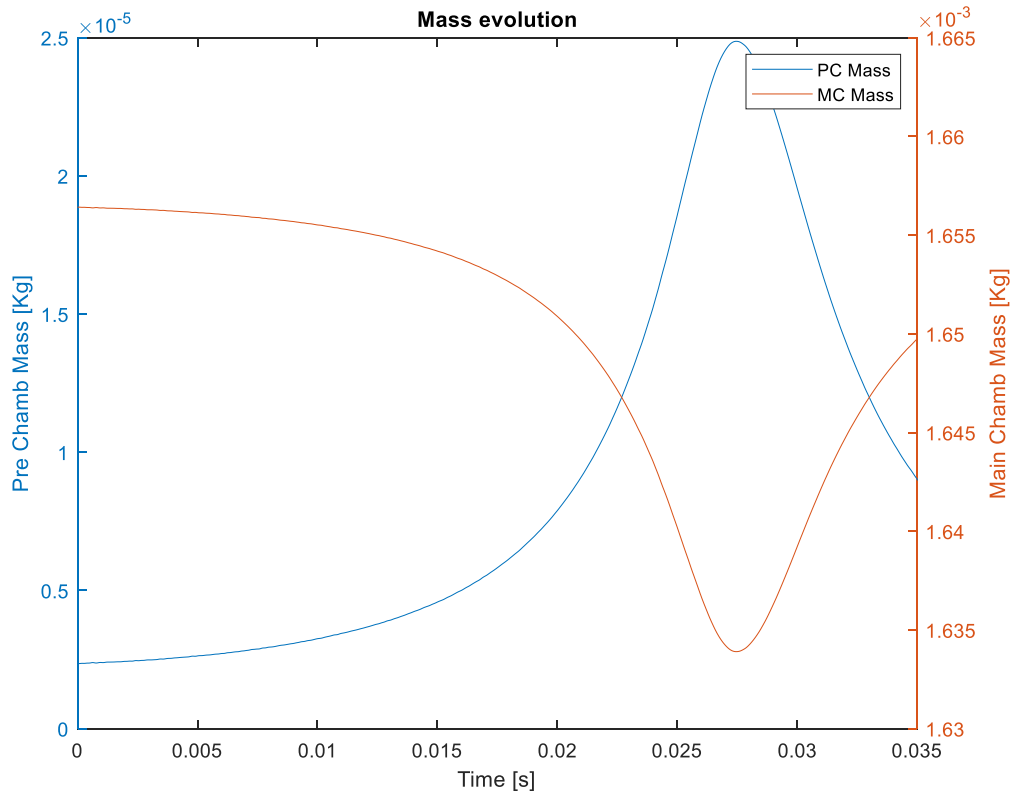


Figura 5.6. Evolución temporal de la masa contenida en cada una de las cámaras a lo largo de un ciclo de ensayo. Calculado de forma computacional.

En la figura 5.6 se representa la evolución de la masa de gases en cada una de las cámaras, calculada a partir de la masa contenida inicialmente y el flujo entrante/saliente obtenido mediante las expresiones teóricas. En color naranja se muestra la evolución de masa en la cámara principal y en color azul la de la pre-cámara. En ambos casos la cantidad fluctuante es la misma, ya que toda la masa que abandona un volumen se introduce en el contiguo. Únicamente difieren en la cantidad absoluta de gas contenido, la cual viene estrictamente determinada por la diferencia inicial de volúmenes.

Estos valores de masa contenida en las cámaras son necesarios en el proceso para poder realizar el cálculo de las temperaturas, ya que será necesario conocer cómo se distribuye entre la materia presente la cantidad de energía contenida.

El último cálculo en términos relativos a la transferencia de masa es el de la evolución de la densidad de los gases a lo largo del ciclo. Una vez obtenidos los valores de masa contenida, y a partir de los volúmenes en cada cámara, ya conocidos, es fácilmente calculable la evolución de la densidad en su interior, tal y como se muestra en la figura 5.7.

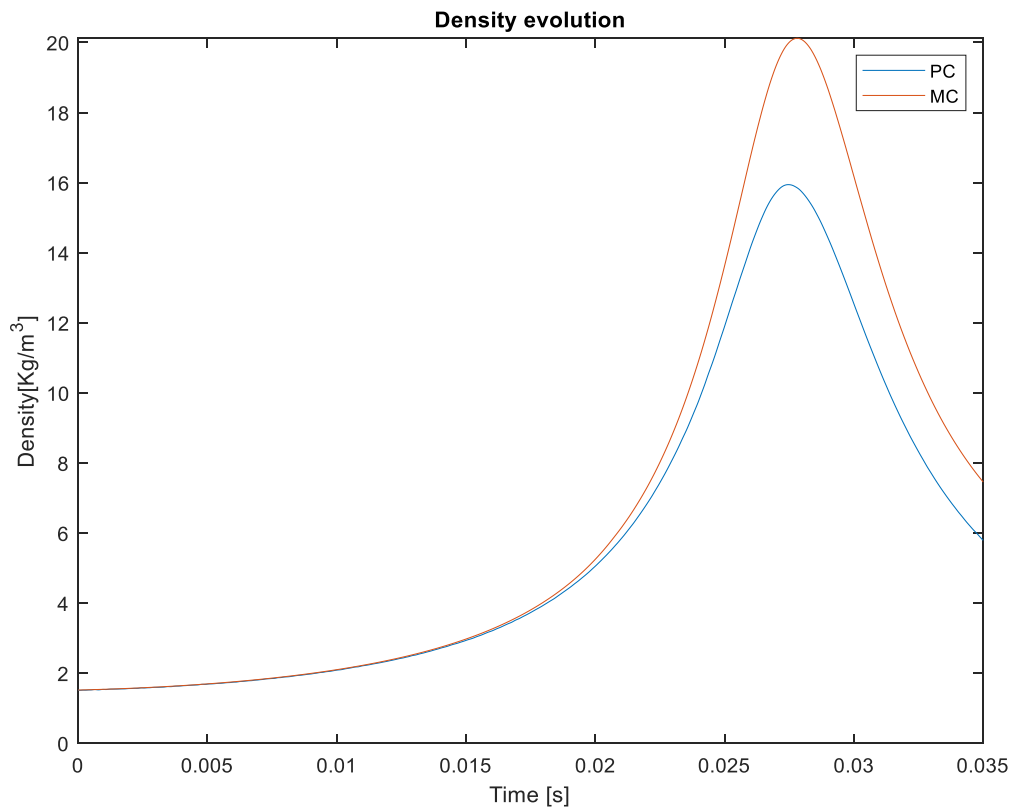


Figura 5.7. Evolución temporal de la densidad de los gases contenidos en cada cámara a lo largo de un ciclo de ensayo. Calculado de forma computacional.

En la representación de la densidad se puede ver cómo tanto en la cámara principal como en la pre-cámara, esta es creciente durante el proceso de compresión por el efecto directo que tiene la disminución del volumen disponible con el movimiento del pistón. Si bien es cierto que la densidad en la pre-cámara tendría que llevar cierto desfase con respecto a los valores presentes en la cámara principal debido al efecto no inmediato de la transferencia de masa, esta diferencia es demasiado acusada, sobre todo en el PMS, lo cual genera indicios de algún error en su cálculo, probablemente debido a la falta de ajuste en el coeficiente de descarga el cual tiene un efecto crítico sobre el flujo másico, por lo que se estaría transfiriendo una menor cantidad de gases a la pre-cámara de lo esperado.

5.2.4. Evolución de las temperaturas

Como ya se ha comentado, a partir de los datos previos se calculan las evoluciones de temperatura en cada una de las cámaras mediante la aplicación de dos métodos diferentes. En la figura 5.8 se muestra la evolución de la temperatura con la ecuación de estado de los gases, según las propiedades de la materia contenida en cada cámara a lo largo del ciclo. En la figura 5.9 se representa la evolución temporal de las temperaturas en ambas cámaras a partir de la ecuación de la energía, tras la realización de un balance energético al sistema.

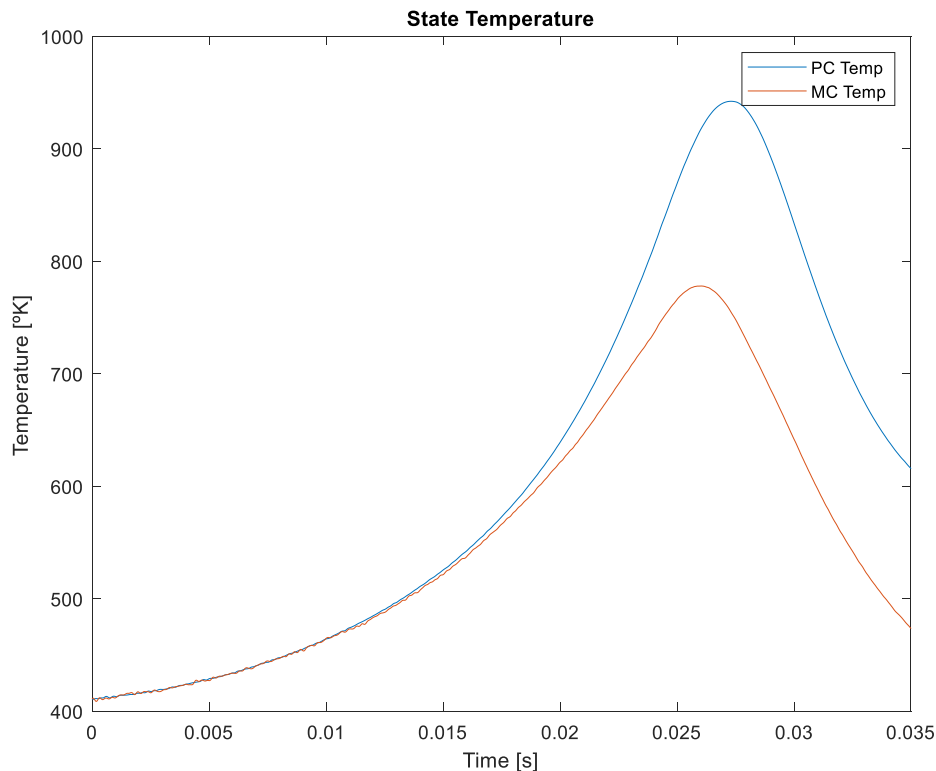


Figura 5.8. Evolución de la temperatura en cada cámara de combustión a lo largo de un ciclo. Calculada mediante la ecuación de estado.

En la evolución de la temperatura según la ecuación de estado podemos ver cómo según nos acercamos al PMS la diferencia entre T_{PC} y T_{MC} se acentúa, de forma similar a lo ocurrido con las densidades. Presumiblemente, esto es debido al mismo efecto sobre la cantidad de materia considerada en el interior de cada volumen, ya que la obtención de la temperatura a partir de las variables de estado está directamente relacionada con la cantidad de materia presente en el sistema, de forma que una infravaloración de la masa supone un acusado aumento en la temperatura. El efecto contrario sucederá cuando exista una sobreconsideración de materia, la temperatura obtenida será inferior a la real.

A continuación, en la figura 5.9 se muestra la evolución de las temperaturas calculada a partir de la ecuación de la energía, despejando el valor de la temperatura instantánea mediante la discretización de la expresión 4.13 (considerando $V \cdot \delta P = m \cdot \delta P$). Se realizará un balance de energía a partir de la temperatura inicial y los flujos energéticos δQ_{ht} , δQ_{ch} y \dot{m} .

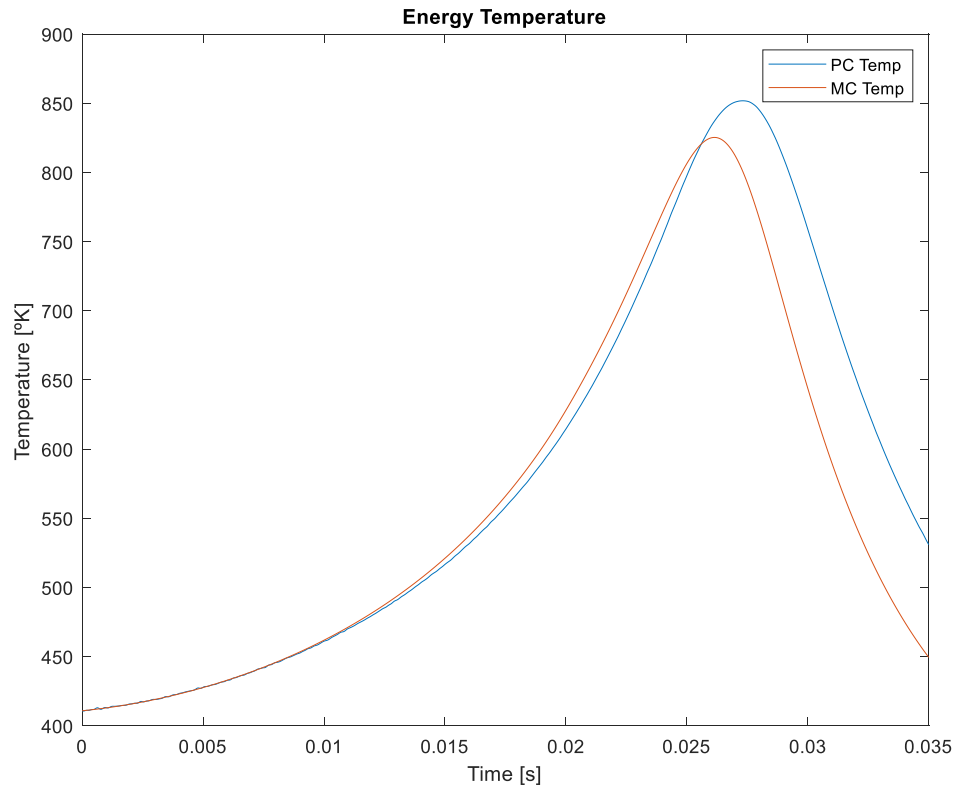


Figura 5.9. Evolución de la temperatura en cada cámara de combustión a lo largo de un ciclo. Calculada mediante la ecuación de la energía.

En la evolución de la temperatura en ambas cámaras según la ecuación de la energía se puede apreciar una mayor homogeneidad térmica, provocado por la menor influencia de la masa presente en el interior del volumen y la mayor dependencia sobre los flujos energéticos. Se puede comprobar que el rango de temperaturas es similar al visto con la ecuación de estado, pero más acotado en torno a unos valores.

En la figura 5.10 se muestra una comparativa entre la evolución de las temperaturas en cada cámara, calculadas mediante las ecuaciones de estado (líneas discontinuas) y energía (líneas continuas). Se ha realizado el trazado de dos líneas verticales en el instante en que se alcanza la temperatura máxima en cada caso. Gracias a esta superposición se puede apreciar como los valores máximos de temperatura para cada cámara se alcanzan en el mismo instante, independientemente del método utilizado para su cálculo, variando únicamente en la magnitud de este valor.

Además, puede verse como la temperatura en la cámara principal T_{MC} , alcanza su valor máximo antes de llegar al PMS. Esto es debido a que en los instantes en que el pistón está en una posición muy próxima al final de la carrera de compresión, son mayores los efectos de transferencia de masa, y por tanto de pérdida de energía en MC, que la compresión sufrida por el gas. De esta forma comienza a existir una pérdida neta de energía, disminuyendo así su temperatura antes de que comience la carrera de expansión.

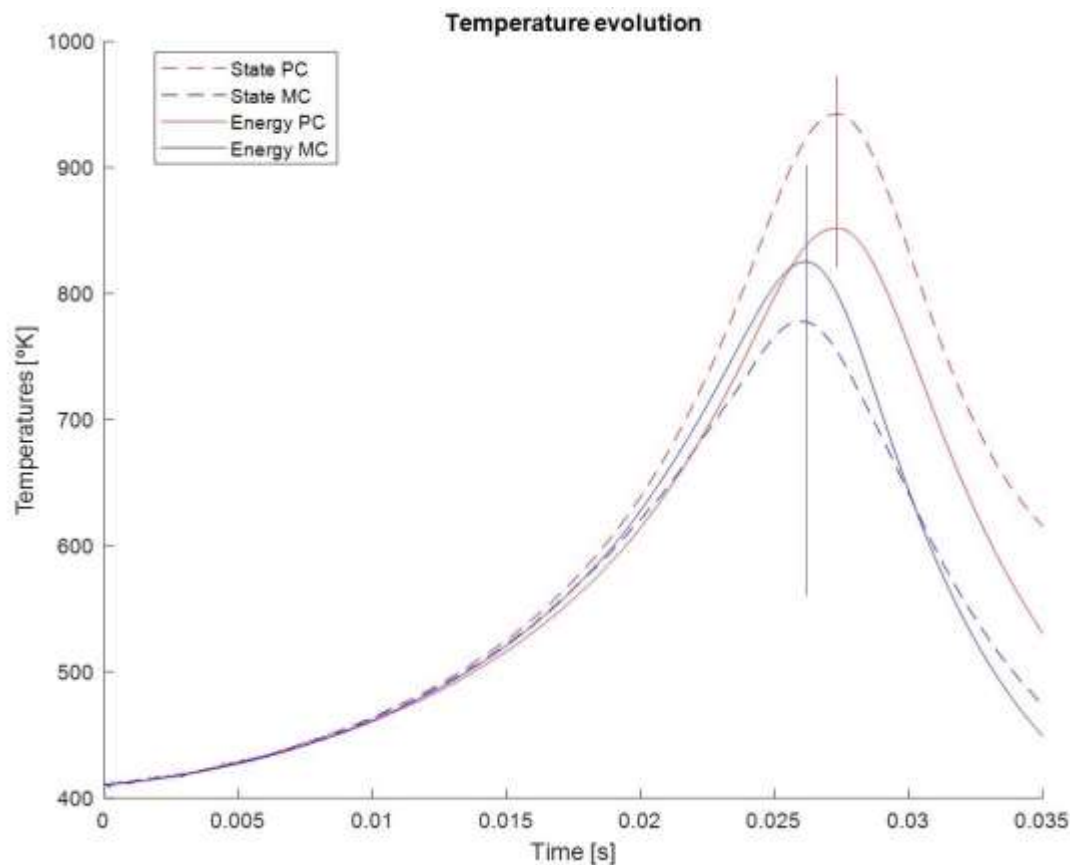


Figura 5.10. Comparación de la evolución de las temperaturas calculadas mediante la ecuación de estado y energía en ambas cámaras de combustión.

A pesar de que las diferencias entre los valores de temperatura considerados se acentúan en los puntos cercanos al PMS donde la transferencia de masa tiene un valor mucho más influyente debido a la disminución del volumen en cada sistema de control, se puede apreciar cómo todas las aproximaciones se encuentran en un rango de temperaturas similar, lo que puede significar que el desarrollo del sistema de cálculo esté bien considerado, pero no del todo afinado. En cualquier caso, una representación de este tipo es útil tanto para conocer el orden de magnitud en el que evolucionan las variables, como para identificar posibles erratas o faltas de ajuste en el sistema de cálculo.

5.2.5. Evolución de la energía

A continuación se van a representar los flujos de energía en cada cámara de combustión a lo largo del ciclo de ensayo. Será interesante observar tanto la magnitud de los valores que manejamos, como el efecto que tienen los distintos fenómenos presentes en el ciclo sobre cada uno de los volúmenes de control.

En la figura 5.11 se representan los flujos de energía que interactúan con la pre-cámara. La curva verde representa la energía interna de los gases contenidos en la pre-cámara, donde vemos como tiene carácter positivo durante la compresión, y negativo durante la expansión. La evolución representada mediante la curva morada hace referencia al flujo de energía perteneciente a la masa en tránsito a través del orificio. Se puede ver que en contra de lo meramente intuitivo, durante la carrera de compresión este flujo energético es negativo, cuando realmente lo que ocurre es que se está introduciendo masa, y con ella energía en el volumen perteneciente a la pre-cámara, este cambio de signos es forzado por convenio.

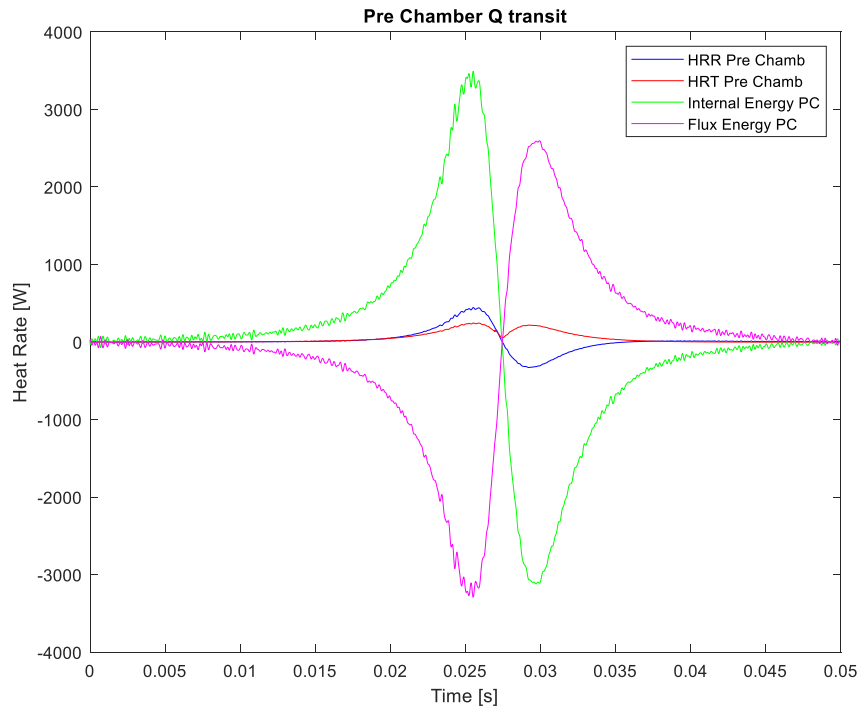


Figura 5.11. Representación gráfica de la energía en tránsito durante un ciclo en la pre-cámara.

También se pueden ver las curvas representativas a la energía perdida en forma de calor hacia las paredes del recinto, mostrado como HRT (*Heat Rate Transfer*) en la leyenda con una línea roja, y la tasa de energía liberada de forma química por el combustible como HRR (*Heat Rate Release*) con una curva azul.

Lo primero que llama la atención en esta representación es la curva representativa de HRR, ya que como se ha indicado anteriormente se trata de un ciclo de ensayo en arrastre, y por ende no existe liberación de energía al no existir inyección de combustible. Esta desviación respecto del cero es provocada por el método de cálculo de la propia curva, ya que se realiza mediante un balance energético del sistema, y un mal ajuste, seguramente en el coeficiente de descarga en las inmediaciones del PMS (como ya se ha podido intuir en el análisis previo de otros parámetros) modificará la energía entrante/saliente relativa al flujo másico y no se anulará el valor de HRR de la forma esperada.

Se puede apreciar también la evolución de HRT, que si bien no adquiere valores extremadamente elevados en relación al resto de flujos energéticos, sí que es conveniente tener en cuenta su efecto. Vemos que su evolución es próxima al cero en prácticamente todo el ciclo, excepto en las inmediaciones del PMS. Esto es debido al efecto del coeficiente convectivo según las condiciones de la pre-cámara, como ya hemos visto en la figura 4.5 en el Capítulo anterior. Este coeficiente característico de la transferencia de calor en la pre-cámara depende principalmente de los valores de turbulencia, presión y temperatura, los cuales se acentúan en el punto muerto superior, incrementando así la transferencia de calor en este punto. No hay que olvidar que si la energía perdida hacia las paredes ya es significativa en un ensayo sin combustión, durante la combustión todos estos efectos de temperatura, presión y turbulencia se verán acentuados, haciendo más relevante aún la pérdida de energía.

En la siguiente figura se puede observar una representación similar a la anterior, donde se muestran los principales flujos de energía en el volumen relativo a la cámara principal de combustión.

A diferencia de la figura 5.11, en la representación de los flujos en la cámara principal se han sintetizado los términos relativos a la energía interna de los gases contenidos y el del flujo transitorio de energía debido a la transferencia de masa, ambos componen el término de “Energía Neta” con la curva en color verde. El motivo de esta representación conjunta se debe a simplificar la gráfica, dado que la representación de la energía en tránsito es tan pequeña en comparación con el resto de términos que no aportaría información relevante en su representación.

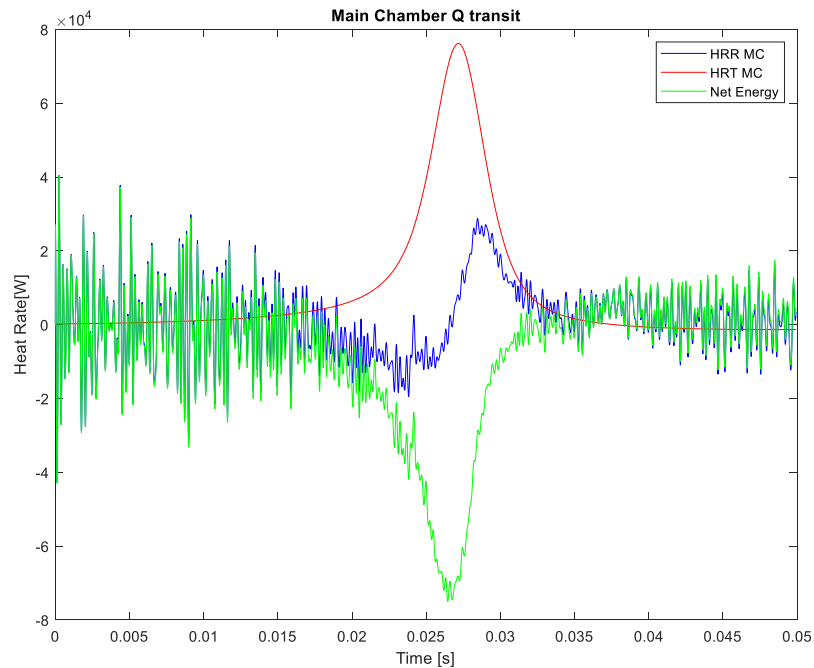


Figura 5.12. Representación gráfica de la energía en tránsito durante un ciclo en la cámara principal.

En la figura 5.12 podemos ver nuevamente flujos energéticos con valores negativos, como el de la energía neta. Esto es representado así igual que en la figura 5.11, por el criterio de signos seguido, así como para facilitar su representación. Lo primero que ha de hacerse notar es el orden de magnitud de los flujos de calor en la cámara principal, el cual es superior al presente en la pre-cámara. Como ya se ha comentado, el término energético relativo al flujo de masa pierde importancia en la cámara principal, cobrando protagonismo los relativos a la variación de energía de los gases contenidos, y la transferencia de calor a las paredes.

Puede verse como el calor perdido por transferencia hacia las paredes del recinto es mucho mayor en la pre-cámara, esto se debe al aumento de la superficie de transferencia, así como el efecto del coeficiente convectivo, que como podemos ver en la figura 4.5 del *Capítulo 4*, tiene un valor mucho mayor a lo largo de todo el ciclo, en especial en el PMS.

Por último se ha de reseñar que de forma análoga a lo ocurrido en la representación de los flujos energéticos en la pre-cámara, en esta ocasión la cantidad de energía liberada (*Heat Rate Release*, HRR con representación en color azul) tampoco es nula a pesar de no realizar inyección de combustible. Esto se debe en igual medida a la falta de un ajuste completo en el sistema. En cualquier caso nos sirve para comprobar órdenes de magnitud y tendencias en las diferentes variables, ya que hay que tener en cuenta, que de realizar ensayos con combustión la representación de HRR se dispararía hasta valores muy superiores los de HRT.

5.3. Comparación con resultados CFD

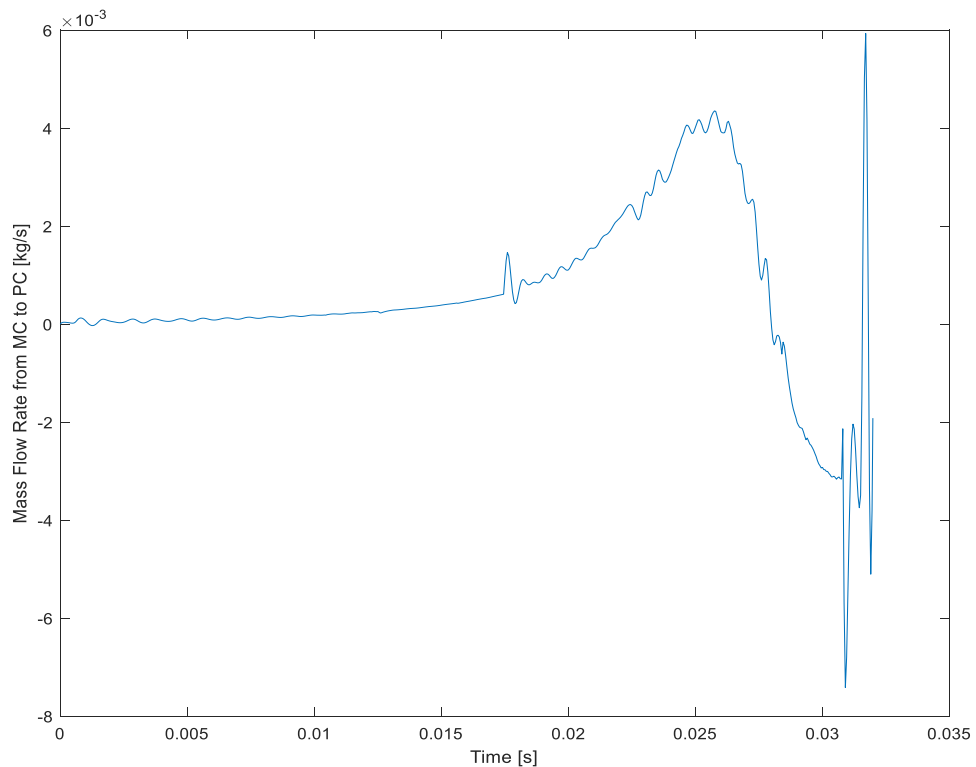
Tomando los datos de presión y desplazamiento procedentes de los ensayos, y simulando un modelo con una geometría similar a la de la instalación experimental se puede aproximar, a partir según las ecuaciones teóricas de la fluidodinámica, la evolución de los diferentes parámetros que afectan al proceso de estudio.

Cabe destacar también que la simulación mediante CFD es un proceso que requiere un alto coste de tiempo y recursos computacionales, por lo que para “simplificar” la simulación se ha acotado el proceso al intervalo que cubre desde el comienzo de la fase de compresión rápida, hasta instantes después de alcanzar el PMS; cuando debería de producirse el encendido de la mezcla.

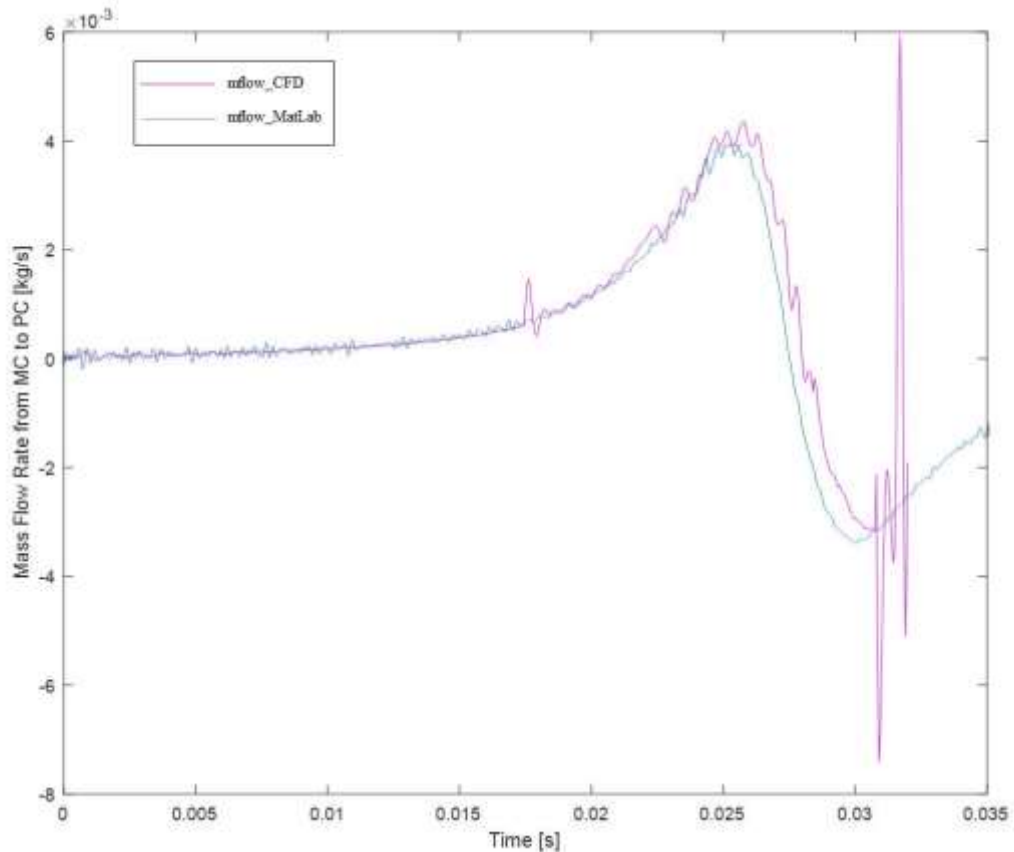
5.3.1. Evolución de la masa CFD

Las figuras que se mostrarán a continuación describen la evolución del proceso de transferencia de masa entre las cámaras de combustión durante ensayos en arrastre (sin combustión) para así poder caracterizar el flujo de masa entre ambos volúmenes, y a su vez el coeficiente de descarga que tiene un efecto crítico sobre todo el sistema.

En la figura 5.13 se representa la evolución del flujo másico entre cámaras de combustión, calculado a partir de las presiones experimentales como datos de entrada.



(i)



(ii)

Figura 5.13. Evolución temporal del flujo másico entre cámaras de combustión. Calculado mediante simulación CFD (i) y comparativa con los resultados Matlab (ii).

Puede observarse que con respecto a la evolución calculada computacionalmente (ii) ambas siguen una evolución similar, progresiva durante la compresión hasta alcanzar su máximo en algún punto cercano al PMS. Se pueden observar ciertas variaciones en cuanto a las oscilaciones de la curva, lo cual puede ser causado por el filtrado de los datos experimentales, el cual es mucho más grosero en la simulación CFD y por tanto se acentúan las irregularidades. El dato más relevante de esta representación del flujo, es el valor máximo alcanzado en el ciclo, el cual es ligeramente superior a $\dot{m} = 0.004 \text{ Kg/s}$ mientras que en los cálculos mediante rutina computacional se alcanzaba un máximo ligeramente inferior a este valor.

El efecto de esta variación en el flujo másico, a priori pequeña, tiene efectos determinantes cuando el volumen de trabajo es muy pequeño, como ocurre en el PMS donde la cámara de combustión tiene un volumen libre mínimo. Como ya se comentó, cuando ocurre una variación de masa relativamente pequeña en volúmenes muy reducidos con condiciones de densidad muy elevadas, se generan variaciones muy significativas tanto en la propia densidad como en las variables termodinámicas del gas. Es por ello que esta diferencia entre los resultados calculados y simulados pueda ser la causante de las variaciones tan acusadas en la temperatura y la densidad con respecto a lo esperado.

El siguiente paso sería el de entender de dónde proceden estas diferencias en el flujo másico, si se trata de una cuestión de componentes experimentales, donde no se está llevando a cabo una correcta medida de la presión en alguna de las cámaras, o si se trata de una falta de ajuste en el coeficiente de descarga considerado, el cual afecta directamente sobre la cantidad de masa transferida.

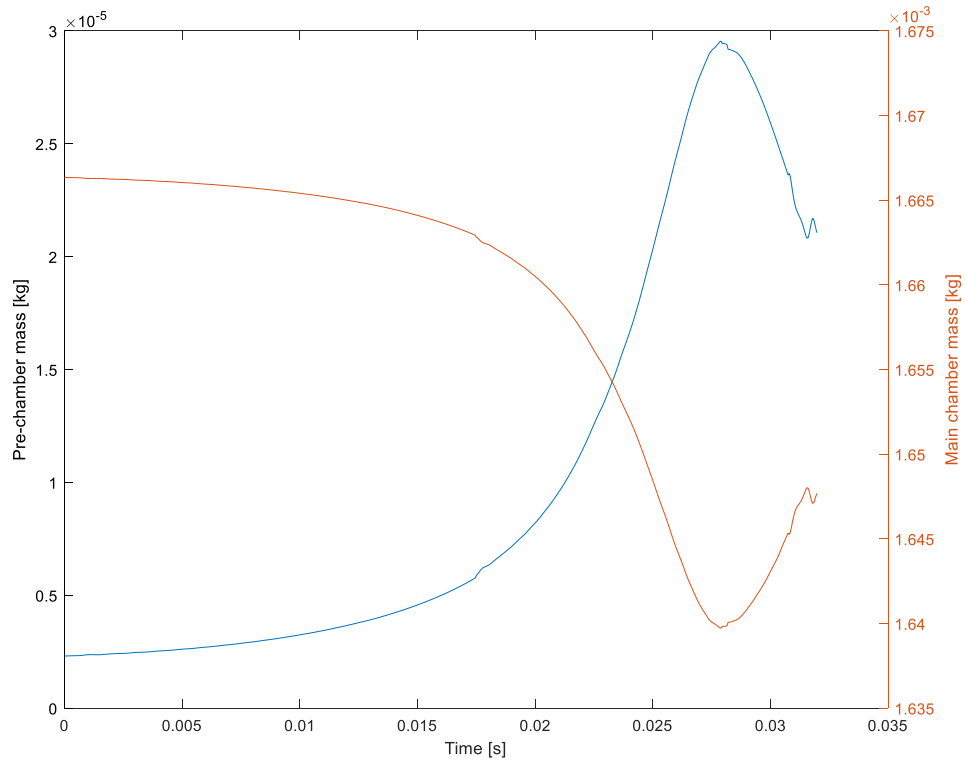
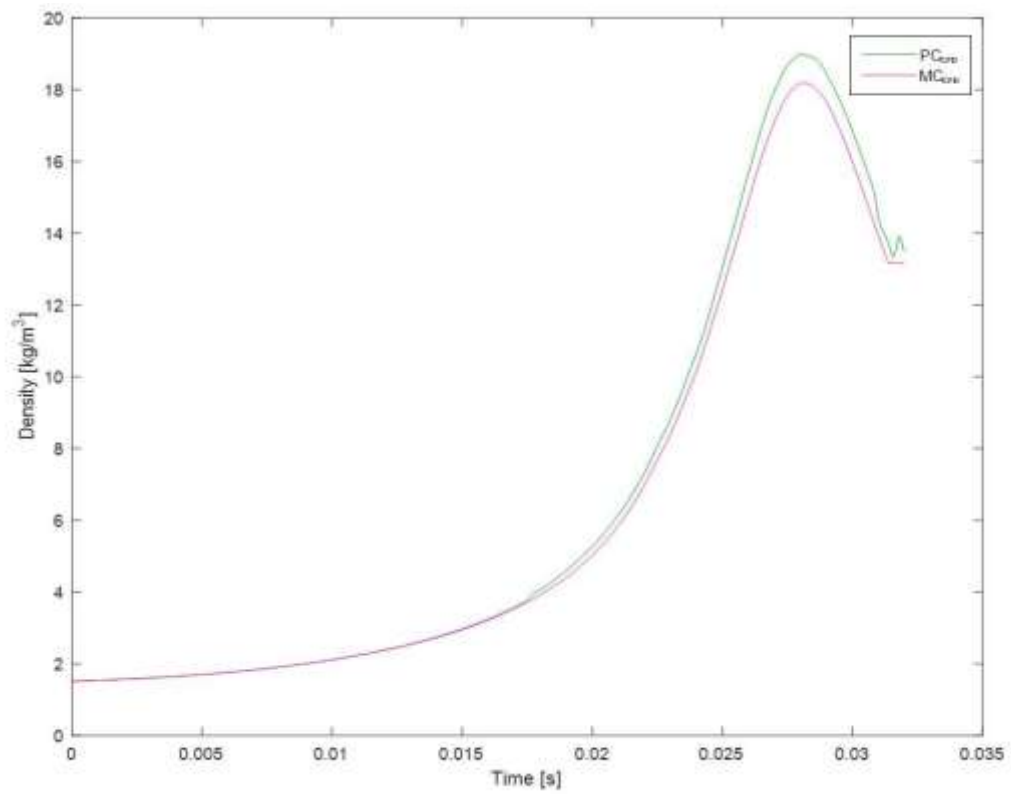


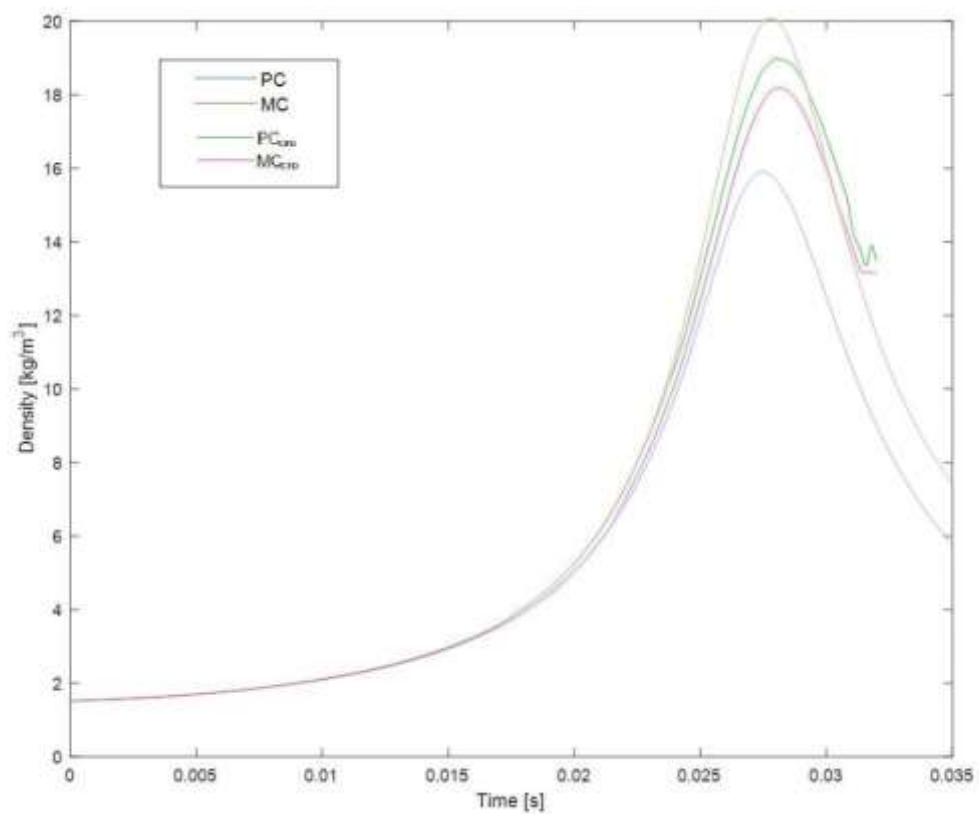
Figura 5.14. Evolución temporal de la masa contenida en cada una de las cámaras a lo largo de un ciclo de ensayo. Calculado mediante simulación CFD.

En la figura 4.14 se muestra la evolución de la masa absoluta contenida en cada una de las cámaras. Esta representación no la devuelve directamente la simulación CFD, sino que hay que calcularla de forma externa a partir de los datos iniciales de masa y el flujo simulado y representado en la figura 4.13. Puede verse como esta evolución absoluta de masa es muy similar a la mostrada en los resultados calculados experimentalmente (figura 5.6), con excepción de los valores máximos y mínimos alcanzados, lo cual indica que existe una diferencia en la cantidad de masa transferida.

A continuación, en la figura 5.15 se presenta una evolución de las densidades en cada una de las cámaras, calculadas mediante la simulación CFD. Puede verse como la densidad de los gases contenidos en ambas cámaras alcanzan valores similares a lo largo de todo el ciclo. También es apreciable un salto en la densidad en la pre-cámara, a mitad del recorrido de compresión (instante de tiempo $t=0.17s$) el cual corta la continuidad de la curva y puede estar directamente relacionado con el salto visto en la figura 5.13, donde se realiza una excesiva transferencia de masa sobre la pre-cámara a destiempo. Será conveniente tener en cuenta este pequeño desfase y estudiar si realmente se trata de un problema en el filtrado de datos, o si realmente está relacionado con la captación de datos en la instalación experimental. Será presumible pensar que de no ser por este defecto en la transferencia de masa, las densidades en sendas cámaras seguirían evolucionando con valores muy próximos, amortiguando más aún la diferencia en el PMS.



(i)



(ii)

Figura 5.15. Evolución temporal de la densidad de los gases contenidos en cada cámara a lo largo de un ciclo de ensayo. Calculado mediante simulación CFD (i) y comparativa con los resultados Matlab (ii).

Si observamos la figura 5.15 (ii) vemos la comparativa entre la densidad calculada mediante CFD y la correspondiente calculada mediante iteración computacional. Se puede ver en primer lugar cómo los valores alcanzados no coinciden, siendo aproximadamente $\rho \approx 18.5 \text{ Kg/m}^3$ en la simulación CFD, mientras que en los resultados calculados mediante Matlab (figura 5.7) se obtenían valores en torno a $\rho_{MC} \approx 20 \text{ Kg/m}^3$ y $\rho_{PC} \approx 16 \text{ Kg/m}^3$. Siguiendo con el análisis realizado sobre los resultados previos, y partiendo de la suposición en la infravaloración de la transferencia de masa, es lógico pensar que si aumentamos ligeramente la cantidad de masa transferida hacia la pre-cámara durante la carrera de compresión, el valor máximo de ρ_{MC} disminuirá, mientras que el de ρ_{PC} aumentará, aproximándose ambos hacia un valor intermedio más próximo al obtenido mediante la simulación CFD.

5.3.2. Energía cinética turbulenta

Por último, se muestra la evolución de la energía cinética turbulenta (“*Turbulent Kinetic Energy*” o “TKE”, descrita en el apartado 3.5.3) en el interior de la pre-cámara, según la simulación llevada a cabo mediante la herramienta *Converge CFD*. Estos parámetros nos indican los valores de turbulencia en términos energéticos que afectan a los gases contenidos dentro del volumen considerado. Tiene especial importancia este parámetro ya que la turbulencia juega un papel muy importante en el encendido mediante TJI, ya sea en el interior de la pre-cámara para realizar el encendido previo de la mezcla de gases y caracterizar la transferencia de calor hacia las paredes en su interior, como en la cámara principal durante el proceso de eyección y encendido de la mezcla global de gases.

Es posible apreciar en la figura 5.16 como el valor de TKE aumenta conforme aumenta la transferencia de masa hacia la pre-cámara, por el efecto del chorro de gases que interactúa con la materia contenida en su interior.

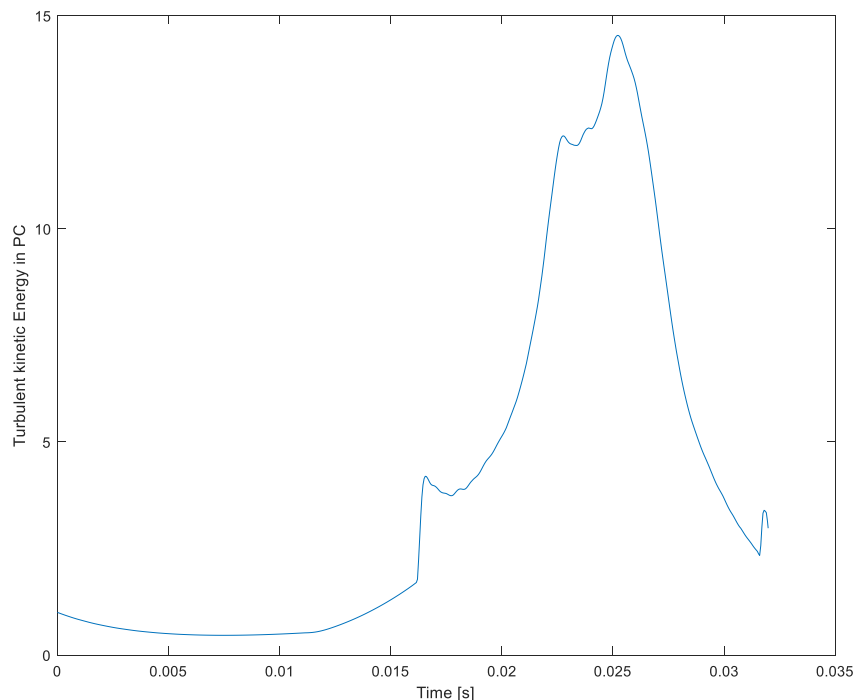


Figura 5.16. Evolución de la energía cinética turbulenta en la pre-cámara a lo largo de un ciclo de ensayo. Calculado mediante simulación CFD.

Se puede comprobar cómo al comienzo de la carrera de compresión, cuando la transferencia de masa no es muy elevada el valor de TKE aumenta lentamente. Encontramos un incremento brusco en torno al instante $t=0.17s$, el cual puede ser atribuido a la incorrecta transferencia de masa calculada ya comentada previamente (figuras 5.1. y 5.15) en ese mismo instante. Conforme aumenta la masa contenida en la pre-cámara y el chorro de gases entrante gana intensidad los valores de TKE se disparan, hasta alcanzar el PMS y con ello la inversión de movimiento en el pistón, cuando da comienzo la eyección de gases hacia la cámara principal, y por tanto reduciéndose los valores de TKE en la pre-cámara.

Si se observa una evolución de TKE en la cámara principal, esta tendrá un valor estable hasta alcanzar las inmediaciones del PMS donde se incrementaría ligeramente por el efecto de la reducción de volumen provocado por el pistón de trabajo, y a continuación aumentando bruscamente tras la eyección de masa procedente de la pre-cámara hacia la cámara principal.

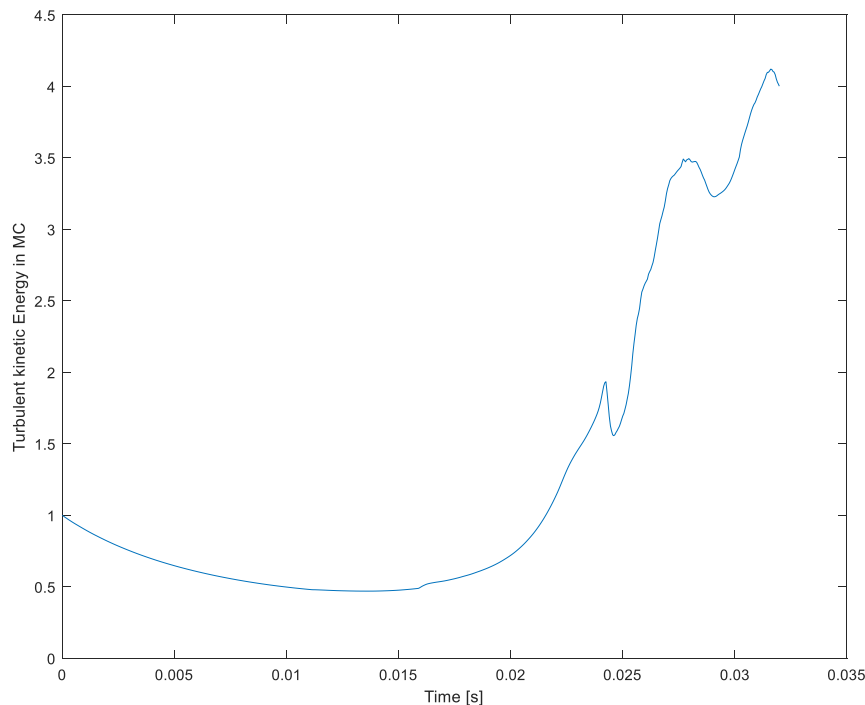


Figura 5.17. Evolución de la energía cinética turbulenta en la cámara principal a lo largo de un ciclo de ensayo. Calculado mediante simulación CFD.

Estos resultados de TKE obtenidos mediante simulación CFD serán muy valiosos de cara al estudio, ya que son parámetros más complicados de calcular de forma analítica que los hasta ahora realizados mediante iteración computacional en *Matlab*. Nos serviremos de estos datos obtenidos con CFD para su utilización directa cuando así se requiera, como por ejemplo para caracterizar el coeficiente convectivo en la pre-cámara (expresión 4.23).

La simulación CFD es una herramienta muy útil tanto para la verificación de resultados experimentales, como para la obtención de parámetros que serían extremadamente difíciles de calcular de forma analítica.

Conclusiones y trabajos futuros

6.1. Conclusiones

6.1.1. Conclusiones generales

6.1.2. Conclusiones específicas

6.2. Aportaciones

6.3. Trabajos futuros

6.1. Conclusiones

En el presente Trabajo Fin de Grado se ha realizado un estudio del proceso de encendido por jet turbulento, destinado a su aplicación en motores de combustión interna bajo condiciones de mezcla homogénea y dosado pobre. Para llevar a cabo este estudio se han dispuesto tanto de herramientas experimentales como de modelos teóricos de análisis y diagnóstico, las cuales de forma conjunta han dado pie a la obtención de los resultados mostrados en el capítulo previo y de los cuales se han extraído las conclusiones que serán mostradas a continuación.

Mediante el presente estudio, se han podido ampliar de forma global los conocimientos relativos a los campos de la mecánica de fluidos, termodinámica y elementos constructivos de motores de combustión interna, con especial énfasis en los sistemas de encendido no tradicionales. A partir de estos conocimientos, y de forma conjunta con la metodología seguida, se pueden alcanzar diferentes niveles conclusivos.

6.1.1. Conclusiones generales

Las conclusiones generales obtenidas durante la realización del presente Trabajo Fin de Grado son las siguientes:

- Se ha realizado una amplia revisión bibliográfica de los diferentes sistemas de encendido para motores de combustión interna, que incluye el estado del arte del concepto de encendido TJI y los fenómenos más característicos de este proceso.
- Se ha caracterizado y validado una máquina de compresión-expansión rápida para la realización de ensayos simulando las condiciones operativas dentro de un motor de combustión interna alternativo, siendo validada y utilizada para replicar ciclos completos de combustión con gran versatilidad en sus condiciones de funcionamiento.
- La realización de ensayos en una máquina de compresión-expansión rápida ofrece multitud de posibilidades de control, con especial mención para el acceso óptico del que se dispone con el mecanizado de ventanas en la culata.
- Se ha implementado un modelo de diagnóstico en *Matlab* para tratar los datos obtenidos experimentalmente en la RCEM. Se han ampliado los conocimientos en el software *Matlab*, mostrándose una herramienta eficaz y relativamente sencilla de utilizar para el tratamiento de datos.
- El modelo de diagnóstico implementado permite, a partir del estudio de las presiones en cada cámara, el cálculo de la transferencia de masa y de las variables termodinámicas en cada volumen de control de la RCEM.
- La puesta a punto de la RCEM para la realización de ensayos ha permitido conocer mejor el funcionamiento de dicho sistema, así como las tareas de mantenimiento pertinentes para su correcto funcionamiento.

6.1.2. Conclusiones específicas

Durante la metodología desarrollada para el estudio del sistema de encendido denominado como “Turbulent Jet Ignition” se destacan los siguientes resultados y conclusiones específicas:

- Se ha validado la instalación experimental para la realización de ensayos, en modo arrastre (sin presencia de combustión).
- Se han identificado posibles fallos de medida en los sensores dispuestos en la instalación experimental: El sensor de posición representa un salto en el movimiento del pistón (figura 5.2) el cual no puede ser atribuible a ningún suceso experimental. El sensor de presión situado en alguna de las cámaras puede estar mal tarado, al no devolver los valores esperados al finalizar el ciclo de ensayo.
- Caracterizar el flujo de masa en tránsito entre las cámaras de combustión con exactitud es complicado, ya que el efecto que tiene el coeficiente de descarga C_D , que siempre será un parámetro estimado, es altamente influyente sobre todo el proceso de transferencia. A pesar de esto, siempre se podrán desarrollar evoluciones aproximadas de este parámetro a partir de la repetitividad y la simulación.
- Los valores de temperatura obtenidos, tanto en la cámara principal (MC) como en la pre-cámara (PC), lejos de ser exactos y concluyentes, proporcionan un rango bastante acotado de temperaturas mediante las dos vías utilizadas para su cálculo.

El cálculo de la **temperatura a partir de la ecuación de estado** nos proporciona unos valores máximos en el PMS de $T_{MC} = 800K$ y $T_{PC} = 950K$.

El cálculo de la **temperatura a partir de la ecuación de la energía** nos proporciona unos valores máximos en el PMS de $T_{MC} = 850K$ y $T_{PC} = 900K$.

El motivo de esta variación en los valores máximos de temperatura es la incapacidad para definir con exactitud la transferencia de masa en las inmediaciones del PMS, lo cual permitiría acotar más aún las diferencias, hasta hacer que, de forma ideal, coincidieran.

- La comparación de los resultados obtenidos a partir de los datos experimentales y los calculados mediante simulación CFD confirman esta discrepancia entre el flujo másico calculado y el presente realmente en el proceso.
- La transferencia de calor hacia las paredes es de un orden de magnitud varias veces superior en la cámara principal, pero no por ello despreciable en la pre-cámara. Como se ha visto en la expresión 4.23 esta depende en gran medida de los valores de turbulencia en la pre-cámara, los cuales se incrementarán drásticamente durante la combustión.

Además, como se ha visto en la bibliografía disponible, la habitual utilización de geometrías de pre-cámara con relaciones Área/Volumen muy elevadas, resulta en valores de transferencia de calor notables con respecto a la energía puesta en juego durante el proceso.

- El flujo de masa entre cámaras no tiene especial importancia en términos energéticos, especialmente en la cámara principal, pudiendo despreciar este término durante la realización del balance de energía en ambos volúmenes de control.

Donde el flujo másico entre cámaras sí presenta un efecto crítico, es en la generación de turbulencia en las cámaras de combustión, mucho más elevada y con efectos significativos en la pre-cámara. Además, será este mismo chorro de materia o “jet”, el encargado de realizar el encendido de la mezcla en la cámara principal, no así por la energía que contiene, si no por las características de la materia que lo compone (radicales OH^*).

6.2. Aportaciones

Seguidamente se detallan, divididas por capítulos, las aportaciones personales más relevantes realizadas en este proyecto.

- El estudio bibliográfico completo mostrado en el *Capítulo 2*, incluyendo los distintos fenómenos de encendido. Se han revisado investigaciones previas de estudios similares para comprender mejor algunos de los procesos presentes en el funcionamiento del sistema.
- Se ha colaborado en el montaje y puesta a punto de la RCEM para la realización de ensayos experimentales; realizando tareas de mantenimiento, ciclos de calibración y sustitución de componentes.
- Se ha diseñado una rutina de cálculo mediante el software *Matlab* para poder implementar de forma computacional las expresiones vistas en el modelo teórico.
- Participación en la realización de los ensayos presentados en el TFG, incluyendo la presentación e interpretación de los resultados. Gracias a esto ha sido posible detectar fallas en la instalación experimental, para proceder a su posterior corrección.

6.3. Trabajos futuros

Un trabajo de investigación a cerca de sistemas de encendido en motores de combustión interna puede tener multitud de variantes diferentes, dependiendo de si lo que se desea es profundizar más en un efecto concreto, o si por el contrario se prefiere de una atención específica sobre determinadas variantes en el diseño y las condiciones operativas.

En cualquier caso, el siguiente paso natural en el desarrollo del proceso experimental, y para el cual está destinado este estudio, es el de **realizar ensayos con combustión** en la RCEM, y así estudiar el proceso de encendido de la mezcla mediante el proceso TJI.

- Ampliación de la rutina de cálculo en *Matlab* para considerar efectos presentes en los procesos experimentales y no tenidos en cuenta para la realización de este estudio, como puede ser la deformación del pistón con las variaciones de temperatura.

- Realización de ensayos con acceso óptico en la RCEM para la captación de imágenes, tanto con técnicas ópticas (Schlieren) como espectroscópicas (quimiluminiscencia).
- Variación en la cantidad de combustible inyectado por ciclo, así como el nivel de disolución de los gases en admisión, simulando de esta forma el funcionamiento de una válvula EGR, y de esta forma poder ampliar los conocimientos sobre los límites de dosado en el encendido mediante TJI.

Este tipo de estudios están enfocados en continuar con el trabajo realizado durante este proyecto, dotándolo así de un mayor alcance y completando diversos conceptos que han quedado sin resolver.

Existen una gran cantidad de caminos válidos para ampliar los conocimientos acerca del sistema TJI, cada uno de ellos igual de interesante y enriquecedor al tratarse de un sistema con muy poco bagaje y, *a priori*, con muchos beneficios que ofrecer al campo de los sistemas propulsivos.

Índice de figuras

Figura 1.1. Evolución de los estándares europeos sobre emisiones contaminantes en vehículos de turismos (EES).....	4
Figura 2.1. Funcionamiento de un motor de 4T con sus fases.....	12
Figura 2.2. Vista esquemática de un motor de 2T y diagrama de distribución.....	12
Figura 2.3. Esquema de encendido en MEP.....	13
Figura 2.4. Esquema de encendido en MEC.....	14
Figura 2.5. Esquema genérico de un sistema de encendido inductivo.....	16
Figura 2.6. Vista en sección de una bujía de encendido.....	17
Figura 2.7. Comparación esquemática del sistema de encendido en MEP, MEC y HCCI.....	18
Figura 2.8. Configuraciones para el encendido por superficie caliente.....	19
Figura 2.9. Diseño de Ricardo Dolphin para la culata de un motor de 2 tiempos de carga estratificada.....	20
Figura 2.10. Situación de los diferentes modos de combustión en relación al dosado y las temperaturas alcanzadas. Representadas también zonas de formación de NOx y hollín.....	21
Figura 2.11. Estructura básica de funcionamiento del sistema TJI.....	23
Figura 2.12. Configuración de Toyota para su sistema “turbulence generating pot”.....	24
Figura 2.13. Vista en sección frontal de un motor Honda con la tecnología CVCC.....	25
Figura 2.14. Simulación del sistema TJI de Mahle Powertrain.....	26
Figura 3.1. Vista esquemática en corte de la RECM.....	34
Figura 3.2. Esquema de componentes de la RECM.....	35
Figura 3.3. Esquema del sistema neumático de la RCEM.....	36
Figura 3.4. Esquema del sistema hidráulico de la RCEM.....	37
Figura 3.5. Interface principal del software operativo de la RCEM.....	38
Figura 3.6. Sistema de formación de la mezcla de la RCEM.....	39
Figura 3.7. Tanque de muestreo de la instalación.....	39
Figura 3.8. Sistema de inyección de la RCEM.....	40
Figura 3.9. Culata experimental de la RCEM.....	41

Figura 3.10. Vistas en perspectiva del ensamblaje de la culata en la RCEM.....	42
Figura 3.11. Vista explosionada del ensamblaje culata.....	43
Figura 3.12. Disposición experimental de la RCEM.....	43
Figura 3.13. Vista en detalle de la culata experimental.....	44
Figura 3.14. Geometría de la pre-cámara.....	45
Figura 3.15. Sensor de posición de la RCEM.....	46
Figura 3.16. Evolución posición RCEM (comparación con MCIA).....	47
Figura 3.17. Resistencia de calentamiento del tanque externo.....	49
Figura 3.18. Amplificador KISTLER 5018A.....	50
Figura 3.19. Osciloscopio Yokogawa DL850V (a la derecha) con el resto de equipos de control.....	50
Figura 3.20. Cámara Photron FASTCAM Nova S9.....	51
Figura 4.1. Esquema del volumen de control del sistema.....	57
Figura 4.2. Fases de la combustión en MEP.....	63
Figura 4.3 Secuencia temporal de imágenes Schlieren (arriba) y OH* quimiluminiscencia (abajo) mostrando el fenómeno de “flame ignition” para mezclas de CH ₄ según las condiciones de Test 20 mostradas en la tabla 3.1.....	65
Figura 4.4 Secuencia temporal de imágenes Schlieren (arriba) y OH* quimiluminiscencia (abajo) mostrando el fenómeno de “jet ignition” para mezclas de CH ₄ según las condiciones de Test 1 mostradas en la tabla 3.1.....	65
Figura 4.5. Evolución de los coeficientes convectivos a lo largo de un ciclo de compresión-expansión.....	68
Figura 5.1. Representación gráfica Presión-Tiempo de los datos experimentales en ambas cámaras.....	76
Figura 5.2. Representación gráfica de la velocidad linear del pistón durante un ciclo de ensayo.....	77
Figura 5.3. Representación gráfica de la diferencia de presiones entre cámaras a lo largo de un ciclo.....	78
Figura 5.4. Evolución temporal del flujo másico entre cámaras de combustión. Calculado de forma computacional.....	79
Figura 5.5. Evolución temporal de la velocidad del chorro de gases a lo largo del ciclo. Calculado de forma computacional.....	80
Figura 5.6. Evolución temporal de la masa contenida en cada una de las cámaras a lo largo de un ciclo de ensayo. Calculado de forma computacional.....	71
Figura 5.7. Evolución temporal de la densidad de los gases contenidos en cada cámara a lo largo de un ciclo de ensayo. Calculado de forma computacional.....	82
Figura 5.8. Evolución de la temperatura en cada cámara de combustión a lo largo de un ciclo calculada mediante la ecuación de estado.....	83

Figura 5.9. Evolución de la temperatura en cada cámara de combustión a lo largo de un ciclo. Calculada mediante la ecuación de la energía.....	84
Figura 5.10. Comparación de la evolución de las temperaturas calculadas mediante la ecuación de estado y energía en ambas cámaras de combustión.....	85
Figura 5.11. Representación gráfica de la energía en tránsito durante un ciclo en la pre-cámara.	86
Figura 5.12. Representación gráfica de la energía en tránsito durante un ciclo en la cámara principal.....	87
Figura 5.13. Evolución temporal del flujo másico entre cámaras de combustión. Calculado mediante simulación CFD (i) y comparativa con los resultados Matlab (ii).....	89
Figura 5.14. Evolución temporal de la masa contenida en cada una de las cámaras a lo largo de un ciclo de ensayo. Calculado mediante simulación CFD.....	90
Figura 5.15. Evolución temporal de la densidad de los gases contenidos en cada cámara a lo largo de un ciclo de ensayo. Calculado mediante simulación CFD (i) y comparativa con los resultados Matlab (ii).....	91
Figura 5.16. Evolución de la energía cinética turbulenta en la pre-cámara a lo largo de un ciclo de ensayo. Calculado mediante simulación CFD.....	92
Figura 5.17. Evolución de la energía cinética turbulenta en la cámara principal a lo largo de un ciclo de ensayo. Calculado mediante simulación CFD.....	93

Índice de tablas

Tabla 1.1. Estándares europeos sobre emisiones contaminantes en vehículos de turismos (EES)...	4
Tabla 2.1. Tabla resumen de las características de los principales modos de combustión: MEP, MEC, HCCI y TJI.....	30
Tabla 3.1. Principales características técnicas de la RCEM.....	34
Tabla 3.2. Composición estándar de la mezcla experimental	40
Tabla 3.3. Propiedades geométricas del conjunto	45
Tabla 3.4. Sensor de presión GH15D (i) y 6045A (ii).....	48
Tabla 4.1. Condiciones de ensayo para el encendido de mezclas CH ₄ /aire según [18].....	64

Bibliografía

- [1] N. Hoofman, M. Messagie, J. Van Mierlo, & T. Coosemans, “A review of the European passenger car regulations – Real driving emissions vs local air quality”. In Renewable and Sustainable Energy Reviews, Elsevier Ltd, 2018
- [2] “Euro 1 to Euro 6 guide – find out your vehicle's emissions standard” , Recuperado de: <https://www.rac.co.uk/drive/advice/emissions/euro-emissions-standards/>, 2020
- [3] G. Buelna Quijada, “Propuesta de diseño y construcción de un sistema de lavado y purificado de gases de combustión, en planta piloto; método de absorción-adsorción”, Capítulo 4 - Química de la Combustión, Tesis Departamento de Ingeniería Química y Metalurgia, Universidad de Sonora, 1995, Recuperado de: <http://www.bidi.uson.mx/TesisIndice.aspx?tesis=4324>
- [4] A. Melgar Bachiller, “Apuntes de la asignatura Motores de Combustión Interna Alternativos” Grado en Ingeniería Mecánica, Universidad de Valladolid, 2020
- [5] L. Bryant, “The Origin of the Four-Stroke Cycle”, Technology and Culture, Vol.8, No 2 (Apr. 1967), pp. 178-198
- [6] F. Payri, J.M. Desantes, “Motores de Combustión Interna Alternativos”, Editorial Reverté (6ª Edición) Capítulo 17, 2011
- [7] M. Reyes Serrano, “Caracterización de la combustión y el autoencendido de combustibles líquidos en mezclas homogéneas para su uso en motores térmicos en modo HCCF”, Tesis Doctoral, Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid, 2008
- [8] A. G. Charalambides, “Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines”, 2013
- [9] H.A. Stuart, “Improvements in Engine Operated by the Explosion of Mixtures of Combustible Vapour or Gas and Air”, 1890
- [10] M. Sc. Fino Scholl, “Study of Premixed Combustion Induced by Controlled Hot Surface Ignition in Stationary Gas Engines”, Tesis Doctoral Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid, 2017
- [11] M. C. Turkish, “3-Valve Stratified Charge Engines: Evolvement, Analysis and Progression”, SAE Technical Paper 741163, 1974
- [12] J. M. Desantes, V. Bermúdez, J.J. López, D. López-Pintor, “Potential of a rapid Compression-expansion machine (RCEM) to study various combustion scenarios”, Paper Number EAEC2017_A86, 2017
- [13] J. B. Heywood, “Internal Combustion Engine Fundamentals”. McGraw-Hill Inc, 1998, Cap.4-5
- [14] R. Song, G. Gentz, G. Zhu, E. Toulson & H. Schock, “A control-oriented jet ignition combustion model for an SI engine” ASME 2015, Dynamic Systems and Control Conference, May 2016
- [15] M. Noguchi, S- Sanda & N. Nakamura, “Development of Toyota Lean Burn Engine” SAE Technical Paper 760757, 1976
- [16] T. Date, S. Sugita, A. Ishizuya & Fujii, “Research and Development of the Honda CVCC Engine”, SAE Technical Paper 740605, 1974
- [17] J. Camós, “El zasca de Sōichirō Honda a General Motors, al adaptar el CVCC del Civic a un Chevrolet Impala”, recuperado de: <https://www.motorpasion.com/honda/soichiro-honda-chevrolet-impala-motor-cvcc-1973>, 2016
- [18] L.A. Gussak, V.P. Karpov & Y.V. Tikhonov, “The Application of Lag-Process in Prechamber Engines”, SAE Technical Paper 760692, 1980

- [19] E. Toulson & H.J. Schock, "A Review of Pre-Chamber Initiated Jet Ignition Combustion Systems", SAE Technical paper, 2010
- [20] Mahle Powertrain, "MAHLE Jet Ignition", Recuperado de: <https://www.mahle-powertrain.com/en/experience/mahle-jet-ignition/>
- [21] G. Gentz, B. Thelen, M. Gholamisheeri, P. Litke, a. Brown, J. Hoke & E. Toulson, "A study of the influence of orifice diameter on a turbulent jet ignition system through combustion visualization and performance characterization in a rapid compression machine", Applied Thermal Engineering 81 399-411, 2015
- [22] A. Shah, P. Tunestal & B. Johansson, "Effect of pre-chamber volume and nozzle diameter on pre-chamber ignition in heavy duty natural gas engines", SAE Technical Papers, 2015
- [23] S. Biswas, S. Tanvir, H. Wang & L. Qiao, "On ignition mechanisms of premixed CH₄/air and H₂/air using a hot turbulent jet generated by pre-chamber combustion", Applied Thermal Engineering 106 925-937, 2016
- [24] R. Sadanandan, D. Markus, R. Schiessl, U. Maas, J. Olofsson, H. Seyfried & M. Alden, "Detailed investigation of ignition by hot gas jets", Proc. Combust. Inst. 31 719-726, 2007
- [25] "TeRCM-K84 Rapid Compression Machine analyzing in cylinder spray development and combustion", Manual Técnico
- [26] J.M. Desantes, J.J. López, J.M. García Oliver & D. López-Pintor, "A 5-zone model to improve diagnosis capabilities of a Rapid Compression-Expansion Machine (RCEM) in autoignition studies", SAE Technical Paper 2017-01-0730, 2017
- [27] Cervelló Sanz, "Análisis Computacional del Movimiento del Aire en una Máquina de Compresión-Expansión Rápida", Trabajo de Fin de Grado del grado en Ing. Aeroespacial, UPV, 2018
- [28] J.M. Desantes, J.J. López, R. Novella & J. Antolini, "Pre-Chamber ignition systems: a methodological proposal to reproduce a reference case in a simplified experimental facility for fundamental studies", International Journal of Engine Research, 2020
- [29] J. Tian, Z. Cui, Z. Ren, et al. "Experimental study on jet ignition and combustion processes of natural gas". Fuel 262:116467, 2020
- [30] M. Elhsnawi, A. Teodorczyk, "Studies of mixing and ignition in hydrogen-oxygen mixture with hot inert gas reaction" Proceeding of the European Combustion Meeting, Warsaw University of Technology ITC, 21/25, 00-665, 2005
- [31] G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", SAE Technical Paper 670931, 1967
- [32] M. Bargende, "Ein Gleichungsansatz Zur Berechnung Der instationären Wandwärmeverluste Im Hochdruckteil Von Ottomotoren", Phd Thesis at Darmstadt University, 1990

