



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Impacto de la configuración del motor sobre el sistema de ignición por pre-cámara pasiva en motores de encendido provocado operando con gas natural comprimido

Trabajo Fin de Máster

Máster Universitario en Ingeniería Aeronáutica

AUTOR/A: García del Toro, José Joaquín

Tutor/a: Gómez Soriano, Josep

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022

Agradecimientos

Mediante este Trabajo Final de Máster finaliza mi etapa universitaria y quiero agradecer a todos los profesores de la Universitat Politècnica de València, en especial de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño, que me han impartido clase, han compartido sus conocimientos conmigo y me han ayudado a desarrollarme tanto académica como profesionalmente.

Quiero dar las gracias también a mi tutor, Josep Gómez Soriano, por su soporte y por darme la oportunidad de realizar este trabajo. Quiero agradecer especialmente a Ibrahim Barbery Ávila toda la ayuda, paciencia y dedicación que me ha prestado, sin él no habría sido posible este trabajo.

Doy las gracias también a todas las personas que han estado a mi lado durante estos 6 años de mi vida en Valencia, especialmente a mis compañeros de clase y amigos más cercanos.

Por último y más importante, doy las gracias a mi familia por su apoyo incondicional, con mención especial a mis primas Ana y Lumi por ser mi inspiración, abrirme el camino en la ingeniería y ser el ingeniero que soñaba ser gracias a ellas; y a mis amigos de siempre de Las Torres de Cotillas, mi querido pueblo, por estar siempre conmigo en las buenas y en las malas.

¡Por todos vosotros!

Resumen

En el presente trabajo final de máster, se estudia la influencia de diferentes tecnologías en el estado del arte sobre la configuración de un motor de encendido provocado (MEP) operando con gas natural comprimido (GNC) como combustible. Motivados por las nuevas y cada vez más estrictas regulaciones en cuanto a las emisiones contaminantes en el sector del transporte, los fabricantes buscan nuevas soluciones y tipologías de motor para cumplir con las normativas. Gracias a la integración de un sistema de encendido por precámara pasiva, conocido como TJI, y junto con una mayor relación de compresión y la utilización del ciclo Miller, el presente proyecto ofrece una serie de resultados más que esperanzadores para el futuro de los MEP. Por medio de un potente modelo de mecánica de fluidos computacional (CFD), validado mediante una serie de datos experimentales con un motor monocilíndrico de investigación, esta combinación de nuevas tecnologías implementadas y el uso de GNC consiguen mejorar tanto la combustión como la eficiencia del motor, en condiciones estequiométricas sin dilución. Tras estos resultados, se ha logrado también optimizar la geometría de la precámara, en cuanto a su volumen y diámetro de las toberas. Finalmente, se ha desarrollado un modelo dinámico 1D completo de un turismo convencional actual para realizar una simulación de ciclo transitorio de conducción WLTP, obteniendo para esta nueva configuración de motor una reducción tanto en el consumo de combustible como en las emisiones de CO₂ en comparación con un MEP convencional propulsado por gasolina.

Palabras clave: Motor de encendido provocado, encendido por precámara pasiva, gas natural comprimido, ciclo Miller, mecánica de fluidos computacional.

Resum

En aquest treball de final de màster, s'estudia la influència de diferents tecnologies en l'estat de l'art sobre la configuració d'un motor d'encesa provocada (MEP) operant amb gas natural comprimit (GNC) com combustible. Motivats per les noves, i cada vegada més estrictes, regulacions en el que respecta a les emissions contaminants en el sector del transport, els fabricants cerquen noves solucions i tipologies de motor per a complir amb les normatives. Gràcies a la integració d'un sistema d'encesa per precàmara passiva, conegut com TJI, i junt amb una major relació de compressió i la utilització del cicle Miller, aquest projecte ofereix una sèrie de resultats més que esperançadors per al futur dels MEP. Mitjançant un potent model de mecànica de fluids computacional (CFD), validat per una sèrie de dades experimentals amb un motor monocilíndric d'investigació, aquesta combinació de noves tecnologies implementades i l'ús de GNC aconsegueixen millorar tant la combustió com l'eficiència del motor, en condicions estequiomètriques sense dilució. Després d'obtenir aquests resultats, s'ha aconseguit també optimitzar la geometria de la precàmara, en el relatiu al volumen i diàmetre de les toveres. Finalment, s'ha desenvolupat un model dinàmic 1D complet d'un turisme convencional actual per a realitzar una simulació de cicle transitori de conducció WLTP, obtenint per a aquesta nova configuració de motor una reducció tant del consum de combustible com en les emissions de CO₂ en comparació amb un MEP convencional propulsat per gasolina.

Paraules clau: Motor d'encesa provocada, encesa per precàmara passiva, gas natural comprimit, cicle Miller, mecànica de fluids computacional.

Abstract

In this master final thesis, the influence of different technologies in the state of art about spark-ignition (SI) engine's configuration working with compressed natural gas (CNG) as fuel is studied. Motivated by the strict and latest regulations regarding pollutant emissions in transport sector, manufacturers are looking for new solutions and engine typologies in order to comply with the normatives. Thanks to the integration of a passive pre-chamber ignition system, known as TJI, and together with a higher compression ratio and the use of Miller cycle, the present research offers a series of results more than encouraging for SI engine's future. Through a powerful computational fluid dynamics (CFD) model, validated by experimental data with a single-cylinder research engine, this combination of implemented new technologies and the use of CNG achieves an improvement in combustion process and engine efficiency, in stoichiometric conditions without dilution. After these results, optimization of pre-chamber's geometry is also achieved, in terms of its volume and nozzles diameter. Finally, a full dynamic 1D model of a conventional passenger car has been developed to perform a transient driving cycle simulation WLTP, obtaining a reduction of both CO₂ emissions and fuel consumption for this new engine configuration, compared to a standard gasoline fueled SI engine.

Keywords: Spark-ignition engine, passive pre-chamber ignition, compressed natural gas, Miller cycle, computational fluid dynamics.

Índice general

Memoria	1
1 Introducción	2
1.1 Motivación	2
1.2 Objetivos	3
2 Marco teórico	4
2.1 Motores de encendido provocado	4
2.1.1 Admisión	5
2.1.2 Compresión	5
2.1.3 Combustión	6
2.1.4 Expansión	6
2.1.5 Escape	6
2.1.6 Problemas de la combustión de gasolina en MEP	6
2.2 Estado del arte	7
2.2.1 Mercado	7
2.2.2 Evolución de los MEP	7
2.2.3 Líneas de investigación actuales	8
2.3 Agentes contaminantes y regulación	9
2.3.1 Combustión de hidrocarburos	9
2.3.2 Gases de efecto invernadero	10
2.3.3 Normativa EURO	10
2.3.4 Contribución de los MEP a la contaminación	11
2.4 Estrategias para aumentar la eficiencia y reducir emisiones en MEP	12
2.4.1 <i>Turbulent Jet Ignition</i>	13
2.4.2 Gas natural comprimido	14
2.4.3 Ciclo Miller	15
2.4.4 Otras alternativas	16
3 Herramientas y metodología	17
3.1 Montaje experimental y sala de ensayos	17
3.2 Modelo CFD	20
3.3 Preparación del modelo ECFM	23
3.4 Otras herramientas	24
3.4.1 Simulaciones de ciclos de conducción: GT-Suite	24
3.4.2 Cálculo: MobaXterm y Rigel	25
3.4.3 Postprocesado: MATLAB y ParaView	26
3.5 Metodología	26

4	Resultados	27
4.1	Análisis de la configuración base del motor	27
4.2	Estudio de la nueva configuración del motor	32
4.3	Diseño de la precámara	36
4.4	Simulaciones de ciclos transitorios de conducción	44
5	Conclusiones	46
	Bibliografía	48
	Presupuesto	50
1	Introducción	51
2	Cálculo de costes	52
2.1	Mano de obra	52
2.2	Amortización de equipos y licencias de software	53
3	Coste total del proyecto	54

Índice de figuras

2.1	Etapas de un motor de combustión de 4 tiempos [1]	4
2.2	Esquema termodinámico de un ciclo Otto teórico [1]	5
2.3	Comparativa de los sistemas PFI monopunto y multipunto [1]	8
2.4	Evolución del número de vehículos de pasajeros en el mundo según su motor hasta mediados de 2015 y proyección a futuro [2]	9
2.5	Evolución histórica de las emisiones contaminantes derivadas del sector del transporte en España [3]	12
2.6	Esquema de la tecnología TJI [4]	13
2.7	Automóvil Mazda Millenia de 1998 [5]	15
2.8	Comparación de diagramas de un ciclo Miller y un ciclo Otto [6]	15
3.1	Foto del motor de la sala 3 en CMT	17
3.2	Precámara de referencia utilizada en los experimentos	18
3.3	Esquema detallado de la sala de ensayos [7]	19
3.4	Esquema y detalles del mallado del dominio computacional	22
3.5	Validación de valores de retardo en autoencendido en gasolina para diferentes mecanismos de cinética química [8]	23
3.6	Validación de valores de velocidad de llama laminar para diferentes mecanismos de cinética química [8]	24
3.7	Modelo del vehículo en GT-Power	25
4.1	Resultados experimentales con la configuración base de motor (4500 rpm, 12,8 bar de pme, $\lambda = 1$ y sin EGR)	28
4.2	Validación del modelo computacional con gasolina y GNC en las condiciones estudiadas (4500 rpm, 12,8 bar de pme, $\lambda = 1$ y sin EGR)	29
4.3	Visualización del proceso de combustión TJI utilizando gasolina y GNC. Las liberaciones de calor en la cámara principal se presentan al lado derecho, divididas en la cantidad de masa que se consume dentro y fuera de los chorros	30
4.4	Velocidad de llama laminar y parámetros de eyección de los chorros de la precámara en la combustión de gasolina y GNC para la configuración base	31
4.5	Superficie de llama en la combustión de gasolina y GNC en MEP convencional (<i>spark</i>) y para la configuración base utilizando TJI	32
4.6	Perfiles de levantamiento de válvulas para el ciclo estándar y Miller	33
4.7	Fracción másica de gases frescos en la precámara y cámara principal para el ciclo estándar y Miller	34
4.8	Comparación de energía cinética turbulenta en la PC y MC para ciclos estándar y Miller	35
4.9	HRR y presión de la MC para ciclos estándar y Miller	36

4.10	Diseños de precámaras propuestos para la investigación	37
4.11	Presión y HRR en la cámara principal comparando los diseños propuestos	38
4.12	HRR en la precámara y momento de los chorros comparando los diseños propuestos	39
4.13	Penetración de los chorros comparando los diseños propuestos	39
4.14	Visualización de los chorros y su eyección a la cámara principal comparando los diseños propuestos	40
4.15	Fracción másica de gases frescos que entran a la precámara	41
4.16	Distribución local de la fracción másica de gases residuales en la precámara . . .	41
4.17	Generación de TKE en la precámara para los diseños propuestos	43
4.18	Distribución local de la TKE en la precámara para cada diseño	43
4.19	Consumo energético, consumo de combustible y emisiones de CO ₂ para el ciclo de conducción WLTP comparando ambas configuraciones del motor	45

Índice de tablas

Memoria	1
2.1 Emisiones reguladas en la EURO 6d para turismos de gasolina con masa de referencia ≤ 1305 kg, en g/km [5]	11
3.1 Parámetros principales del motor base [7]	18
3.2 Propiedades químicas de la gasolina utilizada [7]	20
3.3 Propiedades químicas del GNC utilizado [7]	20
4.1 Características principales de la precámara de referencia y los 3 diseños nuevos a comparar	36
Presupuesto	50
2.1 Desglose de costes de mano de obra	52
2.2 Desglose de costes de equipos y licencias de software	53
2.3 Costes parciales y total de amortización de equipos y licencias de software	53
3.1 Coste total del proyecto	54

Índice de ecuaciones

Memoria	1
2.1 Reacción estequiométrica de combustión de un hidrocarburo	9
2.2 Reacción rica de combustión de un hidrocarburo	10
2.3 Reacción pobre de combustión de un hidrocarburo	10
3.1 Transporte de energía cinética turbulenta	20
3.2 Transporte de disipación de energía cinética turbulenta	20
3.3 Modelo de transferencia de calor por pared de Angelberget et al.	21
3.4 Modelo de transferencia de calor por pared de Angelberget et al.	21
3.5 Ecuación de estado de Redlich-Kwong	21
Presupuesto	50
2.1 Horas trabajadas por el alumno	52
2.2 Tasa horaria de un ingeniero aeroespacial	52
2.3 Amortización	53
2.4 Coste horario de equipos y material	53

Tabla de acrónimos

AMR	<i>Adaptive Mesh Refinement</i>
CA50	<i>Crank Angle after 50 % of fuel burned</i>
CAD	<i>Crank Angle Degrees</i>
CCV	<i>Cycle-to-Cycle Variability</i>
DOHC	<i>Dual OverHead Camshaft</i>
ECFM	<i>Extended Coherent Flamelet Model</i>
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>
EVC	<i>Exhaust Valves Closure</i>
EVO	<i>Exhaust Valves Opening</i>
GDI	<i>Gasoline Direct Injection</i>
GEI	<i>Gases de efecto invernadero</i>
GNC	Gas natural comprimido
HRR	<i>Heat Release Rate</i>
IEA	<i>International Energy Agency</i>
ISSIM	<i>Imposed Stretch Spark Ignition Model</i>
IVC	<i>Intake Valves Closure</i>
IVO	<i>Intake Valves Opening</i>
LTC	<i>Low Temperature Combustion</i>
MC	<i>Main Chamber</i>
MCIA	Motor de combustión interna alternativo
MEP	Motor de encendido provocado
NMHC	Hidrocarburos no metánicos
OEC	<i>The Observatory of Economic Complexity</i>
PC	<i>Pre-Chamber</i>
PFI	<i>Port Fuel Injection</i>
PISO	<i>Pressure Implicit with Splitting of Operators</i>
pme	presión media efectiva
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior
RNG	<i>Re-Normalization Group</i>
THC	Tetrahidrocannabinol
TJI	<i>Turbulent Jet Ignition</i>
TKI	<i>Tabulated Kinetic Ignition</i>
URANS	<i>Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>

Tabla de símbolos

k	Energía cinética turbulenta
p	Presión
P_k	Producción de energía cinética turbulenta
Pr	Número de Prandtl
R	Constante universal de los gases ideales
T	Temperatura
u	Velocidad
V_m	Volumen molar
ε	Disipación de la energía cinética turbulenta
λ	Relación masa de aire-combustible
μ	Viscosidad dinámica
μ_t	Viscosidad dinámica turbulenta
ρ	Densidad

Documento I

Memoria

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación

En la actualidad, los motores de combustión interna se encuentran amenazados por las normativas europeas en cuanto a emisiones, cuyo principal objetivo es el de reducir el efecto invernadero y el cambio climático, y que suponen el factor más limitante para los fabricantes a la hora de diseñar estos motores. Esto ha motivado el auge exponencial de los vehículos de tracción eléctrica y de pila de hidrógeno, e incluso el abandono de los motores de combustión a largo plazo por parte de conocidas marcas de automóviles. No obstante, la autonomía limitada de los vehículos eléctricos y la escasa vida útil de las baterías suponen todavía una problemática sin solución al corto-mediano plazo. Es por esta razón que surge la necesidad urgente de evolucionar hacia un modelo sostenible en los medios de transporte utilizando aún los motores de combustión interna como sistema propulsivo.

Una de las tendencias actuales de mayor interés en la investigación de los motores de combustión interna es el uso de combustibles menos contaminantes que los fósiles derivados del petróleo (diésel y gasolina). Entre estos, el gas natural comprimido (GNC) aparece como una solución viable por la capacidad de producirlo a gran escala. Sin embargo, el uso de este combustible en los motores de encendido provocado convencionales presenta ciertos problemas que aún deben ser resueltos.

El presente trabajo final de máster ofrece la oportunidad de evaluar el uso del GNC en un motor de encendido provocado para coches de pasajeros, combinando técnicas en el estado del arte para la reducción de emisiones en estos vehículos. Una de las estrategias a estudiar es el uso de una precámara de combustión en el motor, un sistema de encendido conocido en inglés como *Turbulent Jet Ignition* (TJI). El trabajo se enfocará en utilizar herramientas computacionales avanzadas como la mecánica de fluidos computacional (CFD) para caracterizar el proceso de combustión en el motor, y realizar simulaciones de conducción para cuantificar el consumo y emisiones de CO₂ en comparación con un vehículo convencional operando con gasolina.

Este proyecto es una prueba de los conocimientos adquiridos y las habilidades desarrolladas por el alumno durante el Máster en Ingeniería Aeronáutica.

1.2. Objetivos

El principal objetivo de este trabajo es evaluar una arquitectura de motor combinando el GNC con la tecnología TJI y un ciclo Miller para diseñar un vehículo altamente eficiente y reducir las emisiones de carbono del mismo, abriendo así una nueva línea de motores de última generación. Fundamentalmente, los objetivos específicos del proyecto son:

- Desarrollar un modelo CFD que obtenga resultados fiables, y que para ello deberá ser calibrado mediante experimentos.
- Comparar el proceso de combustión del gas natural con la combustión de gasolina estándar en un motor de encendido por precámara pasiva utilizando el modelo CFD calibrado.
- Estudiar una nueva configuración de motor, formada por la combinación de la precámara y el uso de un ciclo Miller en lugar de un ciclo de Otto estándar.
- Diseñar una precámara en esta nueva configuración para optimizar el proceso de combustión y, por tanto, la eficiencia del motor.
- Realizar simulaciones de ciclos transitorios (conducción) para obtener una aproximación de la eficiencia, consumo y emisiones de CO₂ comparando la nueva configuración de motor operando con GNC con un motor de encendido provocado convencional operando con gasolina.

Capítulo 2

Marco teórico

En el presente capítulo, se introducen una serie de conceptos básicos sobre motores de combustión interna alternativos (MCIA), haciendo especial énfasis en los motores de encendido provocado (MEP) y su estado del arte.

A continuación, se analizarán las emisiones contaminantes resultantes de la combustión en un MEP y qué lugar ocupan en la contribución al cambio climático.

Finalmente, se expondrán las principales estrategias que se están investigando actualmente para la reducción de estas emisiones, prestando especial atención a la tecnología TJI, al uso de gas natural comprimido (GNC) como combustible principal y a la sustitución del ciclo Otto convencional por un ciclo Miller.

2.1. Motores de encendido provocado

Un MEP o *spark-ignition engine* (SI) en inglés, es un tipo de MCIA donde la mezcla aire-combustible se enciende mediante la chispa de una bujía, y que se compone de 4 etapas: admisión, compresión, expansión y escape, como se puede apreciar en la Figura 2.1.

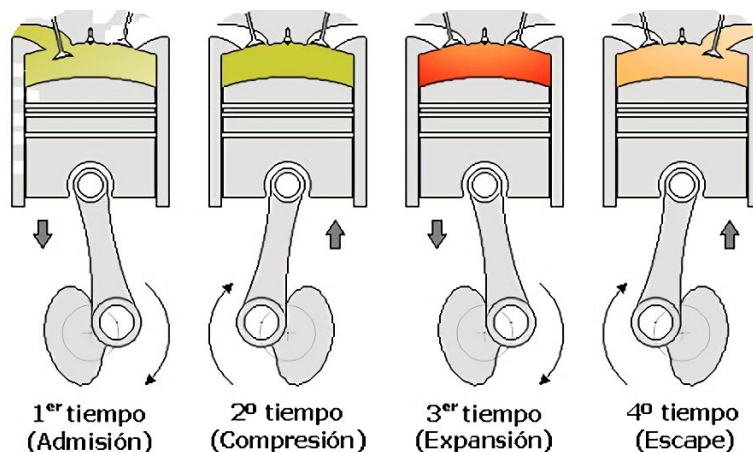


Figura 2.1: Etapas de un motor de combustión de 4 tiempos [1]

Generalmente, esta tipología de motor tiene como combustible la gasolina, por ello se conoce cotidianamente como motor de gasolina. Sin embargo, numerosas líneas de investigación plantean la posibilidad de utilizar fuentes de energía menos contaminantes, como son el hidrógeno, gas licuado del petróleo (GLP) o GNC.

Con respecto al ciclo de trabajo de un MEP, está basado en el ciclo ideal Otto que se puede observar en la Figura 2.2, y se compone principalmente de:

- Compresión adiabática reversible (1-2).
- Combustión a volumen constante (2-3).
- Expansión adiabática reversible (3-4).
- Escape de los gases quemados (4-1).

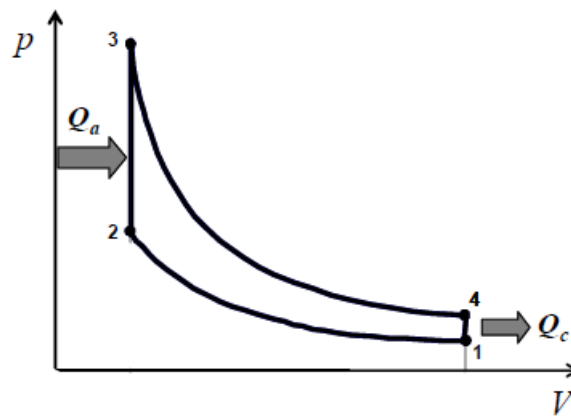


Figura 2.2: Esquema termodinámico de un ciclo Otto teórico [1]

2.1.1. Admisión

Idealmente, la admisión comienza en el punto muerto superior (PMS), cuando se abren las válvulas de admisión (IVO) y la mezcla ya quemada sale del cilindro, y finaliza en el punto muerto inferior (PMI), cerrándose estas válvulas (IVC). Durante este proceso, conocido como renovación de la carga, la mezcla fresca que entra el cilindro empuja a los gases ya quemados hacia el escape.

2.1.2. Compresión

Tras alcanzar el PMI y se cierran las válvulas de admisión y escape, comienza la compresión. Conforme avanza la carrera del pistón, aumenta la presión de la mezcla, almacenando una gran cantidad de energía.

2.1.3. Combustión

Una vez el pistón llega al PMS, finaliza la carrera de compresión y la bujía es la encargada de provocar la chispa que inicia la combustión. Mediante deflagración, la llama se expande por toda la cámara, quemando toda la mezcla fresca. El proceso de combustión se realiza a volumen constante, con el cilindro situado en el PMS y sin movimiento.

2.1.4. Expansión

Con todas las válvulas cerradas y la combustión iniciada, se libera una enorme cantidad de energía que se transfiere al pistón en forma de movimiento. De esta forma, se inicia la carrera de expansión, desde el PMS hasta el PMI nuevamente, como pasaba en la admisión.

2.1.5. Escape

Cuando el pistón llega al PMI, se abren las válvulas de escape (EVO) y comienza la carrera de escape. La mezcla quemada abandona el cilindro, empujada por el pistón, hasta llegar al PMS, donde se cierran las válvulas de escape (EVC) y vuelve a comenzar un nuevo ciclo de trabajo en el IVO.

2.1.6. Problemas de la combustión de gasolina en MEP

Dado que el ciclo Otto se trata de un ciclo teórico, en la realidad un MEP tiene variaciones en su ciclo de trabajo. Estas alteraciones, en el caso de no ser estudiadas y controladas, pueden generar una serie de inconvenientes:

- **Dispersión cíclica (CCV):** el proceso de deflagración de llama por el que la mezcla se consume progresivamente en la cámara de combustión puede variar en los sucesivos ciclos de trabajo, generando diferencias de potencia y prestaciones. Este fenómeno, conocido como dispersión cíclica, es uno de los principales causantes de la reducción de vida útil en MEP, debido a los gradientes térmicos y las diferentes entregas de fuerza entre ciclos. La combustión en MEP está altamente influenciada por la turbulencia (generada por la geometría del pistón) y la estratificación de la mezcla aire-combustible dentro del cilindro.
- **Apagado de llama:** se trata de un caso extremo de CCV, donde la mezcla se encuentra muy diluida con muchos gases residuales y operando a un grado de carga bajo. Junto con una excesiva difusividad turbulenta, se puede generar el apagado de la llama en la zona próxima a la bujía.
- **Autoencendido:** se trata de un encendido espontáneo de una zona más o menos amplia de la mezcla en la cámara de combustión. Generalmente, se ocasiona por encendido superficial; es decir, un punto caliente o *hotspot* en las paredes del cilindro, y puede darse antes de la chispa en la bujía (pre-encendido) o después (post-encendido). En este último caso, se tienen simultáneamente varios frentes de llama. Si este fenómeno no está controlado, la mezcla puede llegar a detonar y dañar irreversiblemente la superficie del cilindro y del pistón, acompañado de un ruido notoriamente audible. Este fenómeno se conoce como *knock* o picado de biela, y viene influenciado por numerosos parámetros del motor (grado de carga, régimen de giro, dosado, EGR, relación de compresión, tamaño del cilindro,

geometría de la cámara de combustión, etc.), del índice de octano del combustible, e incluso de las condiciones ambientales (presión, temperatura y humedad).

2.2. Estado del arte

2.2.1. Mercado

En la actualidad, la industria de los MCIA es una de las más importantes del mundo. Según datos del OEC del año 2019, en un ranking de 1217 productos, los motores de gasolina se encuentran en el puesto nº 82, lo que supone un 0,26 % del comercio mundial y un flujo de aproximadamente 40 billones de euros [9],[10].

Desde el punto de vista global, el mayor exportador de motores de gasolina es EEUU (13,6 %), seguido de Japón (11,5 %) y Alemania (10,3 %). Con respecto a las importaciones, EEUU sigue liderando el ranking (21 %), esta vez seguido de Canadá (11,3 %) y Alemania (8 %). Todas estas estadísticas no deberían ser de extrañar, si se tiene en cuenta que durante el año 2021 la producción mundial de automóviles ascendió hasta los 80 millones de vehículos, de los cuales la inmensa mayoría (aproximadamente 9 de cada 10) estaban propulsados por un MCIA, según datos de la IEA [9],[10],[11].

Atendiendo a España, el país se encuentra en la posición nº 12 dentro del ranking de exportaciones con un 2,86 %, lo que supone un total de 1,47 billones de euros aproximadamente. Un dato interesante son los países a los que más exporta, siendo Canadá, Marruecos y EEUU el 50 % de las ventas. Sin embargo, el balance español de compraventa sale negativo. Atendiendo a las importaciones, España es el 6º país del mundo que más motores de gasolina compra, un 4,75 % de las importaciones globales. Concretamente, el estado español gasta un total de 2,43 billones de euros, y los principales proveedores son europeos: Alemania, Francia y Hungría. Durante el año 2021, en España se alcanzaron los 2 millones de automóviles fabricados, de los cuales 2 de cada 3 tenían motor gasolina [9].

2.2.2. Evolución de los MEP

El desarrollo más reseñable que ha marcado el progreso evolutivo de los MEP ha sido el sistema de inyección de combustible. Durante los años 90 y comienzos del 2000, el sistema de inyección electrónica de combustible tuvo su gran auge, dejando atrás los clásicos carburadores. Este sistema consiste en uno o más inyectores de combustible, y en función de su ubicación, se dividen en:

- PFI: también conocido como inyección indirecta, se basa fundamentalmente en colocar un solo inyector de combustible (monopunto) o varios (multipunto, MPFI) en el colector de admisión. De esta manera, ya se produce una mezcla fresca de aire y combustible antes de entrar al cilindro. En la Figura 2.3, se puede observar una comparación de ambos sistemas de inyección.

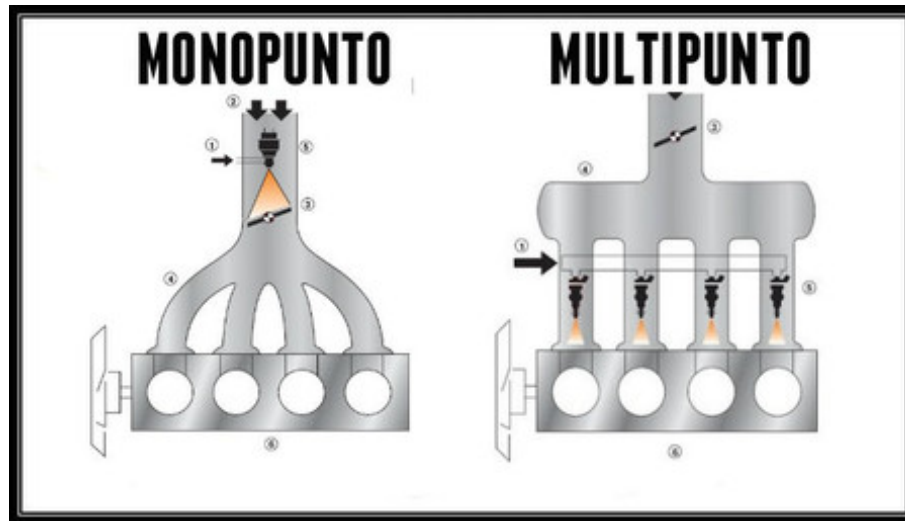


Figura 2.3: Comparativa de los sistemas PFI monopunto y multipunto [1]

- GDI: en este caso, se coloca el inyector o inyectores junto a las válvulas de admisión, o bien sobre el PMS, descargando de esta forma el combustible directamente en el cilindro. Cabe señalar que el sistema GDI es, a su vez, un sistema de inyección multipunto, ya que cada cilindro cuenta con su propio inyector de combustible.

El sistema de inyección indirecta fue la gran revolución en los MEP, siendo mayoritarios a día de hoy, aunque el panorama está cambiando rápidamente. Cada año son más los fabricantes que apuestan por el sistema GDI, debido a las numerosas ventajas que presenta con respecto al MPFI en términos de rendimiento y eficiencia en la combustión, y por consiguiente, conllevan un aumento de potencia, ahorro de combustible y reducción en la emisión de contaminantes.

Otra de los grandes avances en MEP ha sido el uso de la sobrealimentación. Hasta no hace más de 15 años, los turbocompresores estaban pensados únicamente para su implementación en motores diésel. No obstante, se comenzaron a instalar en los motores gasolina con el auge del sistema GDI, incrementando aún más las ventajas con respecto a los MEP con sistema de inyección indirecta.

Todas estas ideas se resumen perfectamente en la Figura 2.4, donde se aprecia la evolución histórica tanto de los MCIA, como de los vehículos de tracción eléctrica.

2.2.3. Líneas de investigación actuales

Los actuales desarrollos en los MEP vienen influenciados mayoritariamente por la transición ecológica demandada por las recientes normativas EURO, como se explicará posteriormente en la Sección 2.3, con el objetivo de reducir las emisiones contaminantes.

Fundamentalmente, el futuro de los motores de gasolina pasa por la reducción del tamaño del motor o *downsizing*, y en el ahorro de combustible mediante mezclas pobres o ultra pobres, que permiten a su vez la reducción de emisiones contaminantes. Estas medidas conllevan una serie de pérdidas en las prestaciones de los MEP, tanto en términos de potencia como de rendimiento.

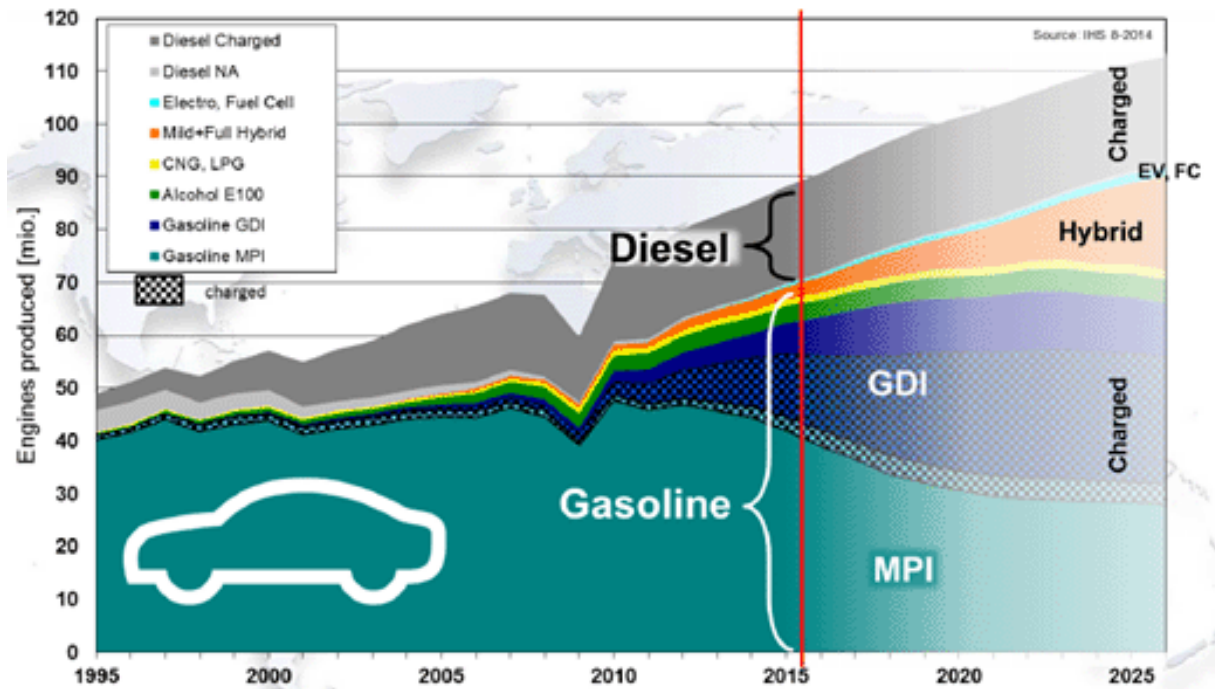


Figura 2.4: Evolución del número de vehículos de pasajeros en el mundo según su motor hasta mediados de 2015 y proyección a futuro [2]

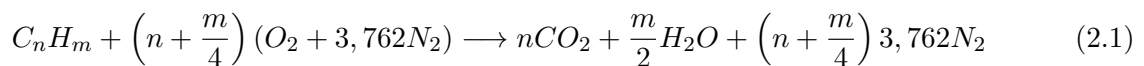
Para contrarrestar estas pérdidas, las medidas más extendidas adoptadas por los fabricantes ha sido aumentar la relación de compresión de sus motores, y el uso de turbocompresores y estratificación de la mezcla dentro del cilindro, como se ha contado en la Subsección 2.2.2. Ejemplo de ello son los nuevos modelos de motor Skyactiv de Mazda, Ecoboost de Ford o TFSI del grupo Volkswagen.

2.3. Agentes contaminantes y regulación

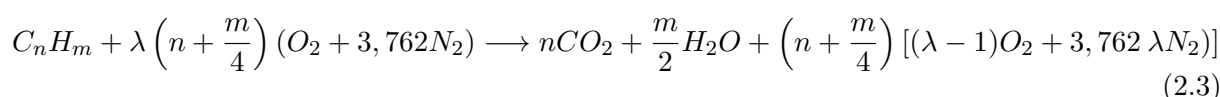
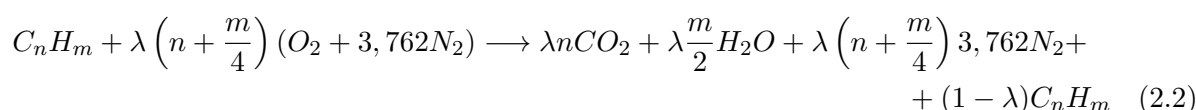
Tal y como se ha anticipado en el Capítulo 1, el principal reto al que se enfrenta la industria del automóvil es la transición ecológica. Por ello, es necesario conocer en profundidad el proceso de combustión de la gasolina, qué tipo de emisiones se liberan y qué regulaciones han de seguir los MEP a nivel europeo.

2.3.1. Combustión de hidrocarburos

La combustión de gasolina en un MEP se puede simplificar a una reacción química de combustión con un hidrocarburo. Si la mezcla es estequiométrica ($\lambda = 1$), la reacción viene dada según la Ecuación 2.1. Se puede observar que, en una combustión ideal de la gasolina, los únicos productos que se obtienen son nitrógeno, vapor de agua y CO_2 [12].



Sin embargo, la combustión real en un MEP se realiza con un dosado ligeramente rico ($\lambda < 1$), donde se tiene una ligera cantidad de combustible mayor que la de aire (véase Ecuación 2.2), y con ello se obtiene el máximo rendimiento del motor. No obstante, la mezcla no es perfectamente homogénea dentro del cilindro, por lo que también aparecen zonas con dosado pobre ($\lambda > 1$); es decir, con un exceso de aire en el proceso (véase Ecuación 2.3) [12].



Del mismo modo, los derivados de petróleo como la gasolina o el diésel, incluyen otras sustancias contaminantes, como compuestos de plomo u óxidos de azufre, que se encuentran también regulados en las normativas de los propios combustibles.

2.3.2. Gases de efecto invernadero

Los gases de efecto invernadero (GEI, en inglés GHG) son aquellos gases capaces de absorber radiación en el espectro infrarrojo y emitirla en todas las direcciones. Por ello, parte de esa radiación vuelve hacia la superficie terrestre y la atmósfera, aumentando su temperatura media.

Por otra parte, el nitrógeno liberado en la combustión rica de hidrocarburos interactúa con el oxígeno del aire, formándose así el NO. Además, a temperatura ambiente el NO se oxida y se forma el NO₂. Estos dos compuestos son los principalmente conocidos como NO_x, y son gases de efecto invernadero. Dadas las elevadas temperaturas a las que tiene lugar la combustión en un MCI, puede aparecer también un fenómeno llamado disociación del oxígeno que, junto con la posterior reacción con el nitrógeno, da lugar a la formación de otro GEI: el N₂O. Si la combustión no es completa, la disociación del oxígeno también afecta a parte del CO₂ producido, formándose además monóxido de carbono (CO).

2.3.3. Normativa EURO

Las normas EURO son el conjunto de medidas que regulan las emisiones de los motores de combustión interna en los vehículos de los estados miembros de la UE. Esta normativa nació en 1988, con la llamada EURO 0, y aproximadamente cada 4 años se ha ido renovando la regulación. A partir del Protocolo de Kioto de 1997, con el objetivo de reducir las emisiones de GHG en un 8% en el periodo 2008-2012 en comparación con los niveles de 1990, nació la EURO 2, con un salto cuantitativo más que notable en las restricciones para los motores diésel. Para los MEP, las normativas más importantes hasta la fecha fueron la EURO 4, con una reducción considerable en las emisiones de CO y NO_x, y la EURO 5a, regulando los NHMC y las partículas.

Por otra parte, esta norma es aplicable tanto para turismos (la normativa se identifica con

números arábigos: EURO 1, EURO 2, etc.) como para vehículos pesados (con nomenclatura en números romanos: EURO I, EURO II, etc.). Es importante resaltar que estas normativas solamente son aplicables a los vehículos nuevos; es decir, los que sean vendidos posteriormente a la entrada en vigor de la normativa. Aquellos vehículos que ya estén en circulación no se rigen por la última vigente.

Los agentes contaminantes más importantes que se regularizan bajo las normas EURO son los NO_x , HC, CO y partículas (PM). En la Tabla 2.1 se puede apreciar la evolución en los distintos criterios sobre las emisiones permitidas.

Normativa	CO	THC	NHMC	NO_x	PM
EURO 1	2,72	-	-	0,97	-
EURO 2	2,20	-	-	0,50	-
EURO 3	2,30	0,20	-	0,15	-
EURO 4	1,00	0,10	-	0,08	-
EURO 5a	1,00	0,10	0,068	0,06	0,0050
EURO 6d	1,00	0,10	0,068	0,06	0,0045

Tabla 2.1: Emisiones reguladas en la EURO 6d para turismos de gasolina con masa de referencia ≤ 1305 kg, en g/km [5]

La norma actual es la EURO 6, implantada oficialmente en 2015, aunque el 1 de enero de 2021 entró en vigor una nueva versión, la EURO 6d. Esta última normativa viene impulsada de cara a los objetivos principales de la UE a medio-largo plazo, que son:

- Reducir para el año 2030 en un 55 % las emisiones de GHG en comparación con el año 1990.
- Alcanzar la neutralidad climática (cero emisiones) para el año 2050.

Aunque no esté confirmado de manera oficial por parte de la UE, la futura normativa EURO 7, que entraría en vigor en el año 2025, promete reducir considerablemente las emisiones permitidas. Numerosas compañías y fuentes de información [3],[13] estiman, por ejemplo, que la reducción en el nivel de NO_x podría pasar de los 0,068 g/km actuales a tan solo 0,02 g/km. De igual manera sucedería con el CO, estableciéndose un límite de entre 0,1 y 0,3 g/km. A todas estas medidas se les sumaría también el endurecimiento de los ensayos y las metodologías en las mediciones de los contaminantes.

2.3.4. Contribución de los MEP a la contaminación

En la actualidad, de todas las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI, en inglés GHG) en la Unión Europea, el transporte por carretera supone el 17 %. Cuantitativamente, este sector emite a la atmósfera aproximadamente 400 gramos de CO_2 por kilómetro y pasajero, de acuerdo con la Agencia Europea para el Medioambiente (EEA). Se estima que por cada litro de gasolina consumido, un vehículo con motor MEP emite a la atmósfera 2,30 kg de CO_2 [14].

En España, este dato aumenta hasta el 25 %. De entre los distintos medios, el transporte por carretera supone el 95 % de las emisiones en el territorio español. En la Figura 2.5, se puede

apreciar la evolución de los diferentes tipos de emisiones emitidas a la atmósfera solo en el caso de España, entre 1990 y 2019. Se puede observar el incremento en las emisiones de GEI con respecto al año 1990, la caída entre los años 2008 y 2012 marcada como objetivo en la UE, pero nuevamente volvió la tendencia al alza en los años posteriores. Durante 2020, las emisiones de GEI se redujeron considerablemente, con casi el 20% menos que en 2019, pero no es un dato confiable debido al efecto notorio de la pandemia de la COVID-19. A la espera de datos oficiales del Ministerio de Transición Ecológica y Reto Demográfico, se espera que en el año 2021 repunten las emisiones, todavía por debajo de niveles pre-pandemia, y en este año 2022 sigan levemente al alza.

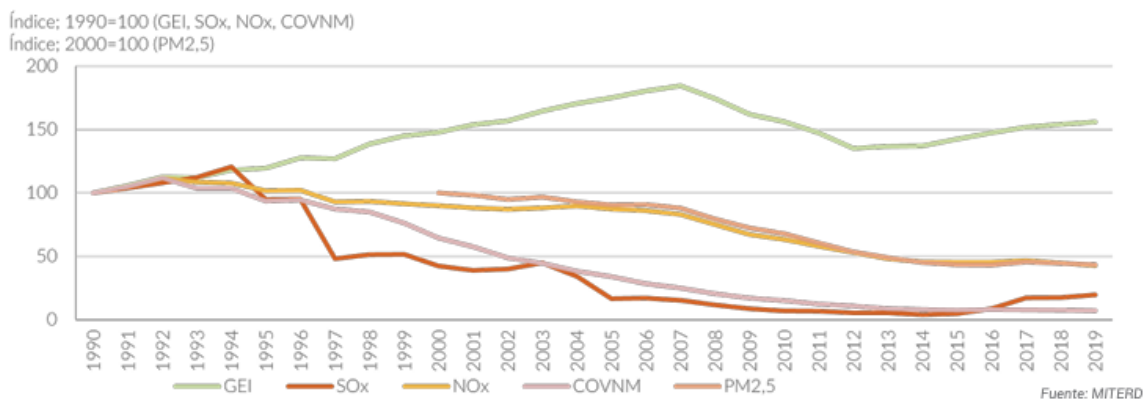


Figura 2.5: Evolución histórica de las emisiones contaminantes derivadas del sector del transporte en España [3]

Con respecto al resto de contaminantes, como son los óxidos de azufre (SO_x), NO_x, partículas y compuestos orgánicos volátiles no metálicos (COVNM), se puede observar una tendencia general descendente, debida principalmente a las normas EURO y las regulaciones en los combustibles derivados del petróleo.

2.4. Estrategias para aumentar la eficiencia y reducir emisiones en MEP

Atendiendo a los objetivos por parte de la UE en cuanto a las emisiones en el transporte, a la regulación actual y sobre todo a la futura normativa, resulta cada vez más complicado para los fabricantes de MCIA cumplir con las normas sobre emisiones. Esto, sumado a la evolución exponencial de los vehículos eléctricos y de pila de hidrógeno, hace pensar que la aplicación de los MCIA en el transporte desaparecerá en un futuro no muy lejano. De hecho, numerosos fabricantes de automóviles como Ford, Jaguar, Hyundai o el grupo Volkswagen, ya han anunciado de manera oficial que dejarán de fabricar vehículos con motor de combustión interna antes del año 2030, pasando así a producir exclusivamente automóviles de tracción eléctrica y de pila de hidrógeno.

Por ello, a continuación se proponen diversas estrategias actuales y realmente interesantes para la reducción de las emisiones contaminantes en los MEP.

2.4.1. *Turbulent Jet Ignition*

La tecnología TJI consiste en sustituir la bujía convencional de los MEP por un conjunto bujía-precámara de combustión (PC), llamado *turbulent jet igniter*. Como se puede apreciar en la Figura 2.6, la precámara no es más que un pequeño volumen (2%-5% del volumen en el PMS) dentro del cual se colocan los electrodos, que tienen un menor tamaño que una bujía convencional.

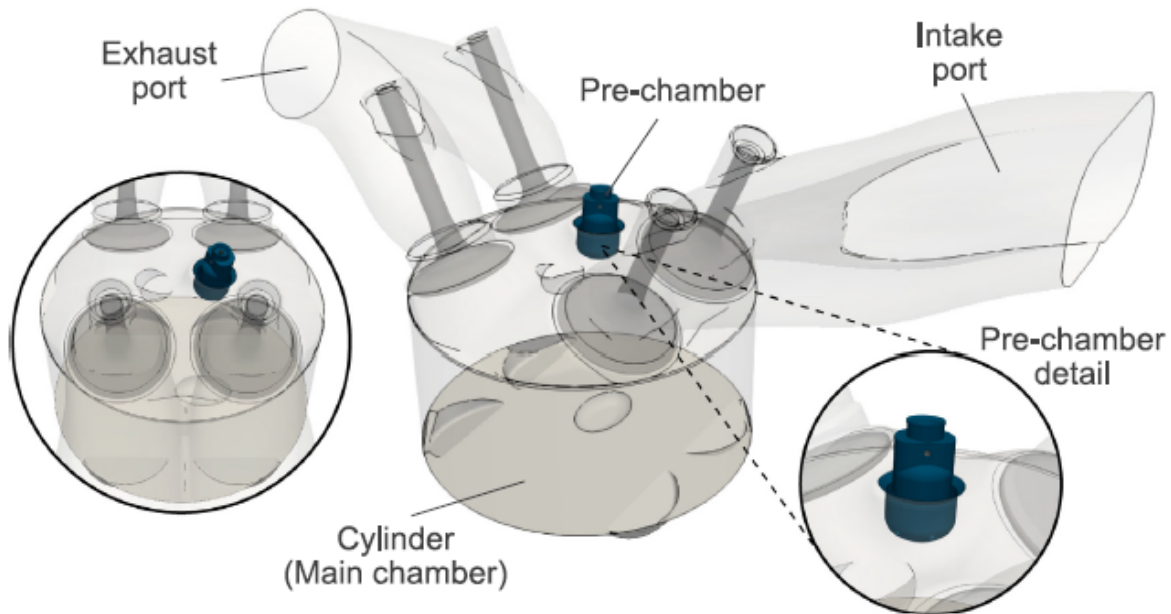


Figura 2.6: Esquema de la tecnología TJI [4]

De esta manera, el proceso de combustión comienza dentro de esta precámara, donde se genera la chispa. Los gases quemados son eyectados en forma de chorros hacia la cámara de combustión principal (MC) mediante una serie de toberas construidas en la parte inferior de la precámara, generando una gran turbulencia a la vez que se propaga el frente de llama. Gracias a la distribución de las toberas y el movimiento turbulento, esta mezcla altamente reactiva se propaga por todo el volumen de la MC. Esto conlleva un aumento de la tasa de liberación de calor (HRR), que a su vez reduce la tendencia al *knocking* y la CCV. El sistema mostrado en la Figura 2.6 se trata de una *precámara pasiva*, la cual se caracteriza por no poseer un inyector de combustible auxiliar dentro de la precámara. Este sistema es de gran interés para los vehículos de pasajeros ya que no requiere de ningún cambio en la culata para poder implementarlo.

Un ejemplo del excelente funcionamiento de la tecnología TJI se puede encontrar en los automóviles de Fórmula 1. Fue desarrollada e implementada primeramente por Mercedes en la temporada de 2015, a la cual se unieron Ferrari y Renault en 2016. Según datos de varios estudios ([15],[16]), gracias a la combinación de inyección directa y TJI, en la temporada de 2018 se mejoró la eficiencia de los motores superando el 40% y llegando a alcanzar máximos del 50%, valores nunca antes alcanzados por un motor gasolina turboalimentado. Cabe recordar que la gran mayoría de sistemas y tecnología avanzada con los que cuentan los vehículos cotidianos, fueron probados y desarrollados primeramente en vehículos de alta competición como los F1.

Ejemplo de ello son el sistema de suspensión activa, ABS, carrocería y chasis de fibra de carbono, aerodinámica avanzada o la transmisión automática.

2.4.2. Gas natural comprimido

El GNC es un gas que se obtiene directamente de yacimientos naturales, a partir de desechos orgánicos, por ello se considera una fuente de energía fósil. Se compone fundamentalmente de metano (aproximadamente un 90%), y gracias a esto su uso como combustible en automóviles es verdaderamente factible debido a su sencilla instalación. De entre sus principales ventajas con respecto al uso de combustibles derivados del petróleo, destacan:

- Los vehículos propulsados por GNC tienen costes de mantenimiento más reducidos, debido a la mayor simplicidad de todo el sistema.
- El proceso de refinamiento del GNC es más sencillo que para la gasolina, por lo que su precio de compra también es menor.
- El sistema de combustible tiene un sellado, por lo que se reducen notoriamente las pérdidas por derrames y evaporación.
- El uso de GNC optimiza la vida útil de los lubricantes y las bujías, ya que no forma sedimentos durante la combustión y reduce la contaminación de los aceites, especialmente durante fuertes aceleraciones.
- Por ser un combustible gaseoso, su mezcla con el aire dentro del cilindro resulta mucho más sencilla, por lo que tiende más a una combustión homogénea y, por consiguiente, se reduce la CCV.
- La elevada temperatura de ignición (unos 540°C) y el rango limitado de inflamabilidad del GNC lo hacen menos propenso al autoencendido.
- Debido a su elevado índice H/C por su composición, la combustión de GNC origina menos agentes contaminantes (CO₂, HC sin quemar, CO, NO_x, SO_x, partículas, etc.), especialmente si el gas procede de fuentes de energía renovables.
- El GNC posee un índice de octano superior al de la gasolina (aproximadamente 130, frente a la gasolina comercial de 95 y 98 octanos). Esto permite aumentar la relación de compresión del motor, sin las limitaciones del *knocking*.

Sin embargo, el uso de GNC también tiene sus desventajas. Por ejemplo, su velocidad de combustión laminar es menor que para la gasolina. Esto reduce el rendimiento térmico del motor, por lo que para compensar esta deficiencia, se ha de aumentar la duración de la combustión. Por otro lado, su almacenaje en el vehículo resulta más complejo debido a las altas presiones a las que se debe guardar el GNC (entre 200 y 250 bares), aunque esta faceta ya ha sido estudiada y solventada exitosamente en numerosos modelos, como el Volkswagen Caddy, Touran o el Fiat Panda.

temperatura a alta carga, lo que permite aumentar la relación de compresión del motor.

- Uso de turbocompresor: si se retrasa el IVC, se acorta la compresión y esto conlleva una reducción en el consumo de combustible, pero también en la potencia y el par motor. Por ello, el ciclo Miller suele ir precedido de un turbocompresor antes de la admisión. Así, se aumenta la presión del aire fresco de entrada y se compensa la reducción en la etapa de compresión.

Estas modificaciones con respecto al ciclo Otto y al ciclo Atkinson hacen que el ciclo Miller sea el más eficiente de los tres, en términos de rendimiento térmico. De acuerdo con varios estudios, una reducción del 20-30 % en la duración de la etapa de compresión puede aumentar el rendimiento alrededor de un 15 % con respecto a un ciclo estándar de Otto [1],[6].

2.4.4. Otras alternativas

Además de las dos principales estrategias anteriormente comentadas, y junto con el uso de un ciclo Miller, existen otras soluciones perfectamente compatibles:

- Retraso en el encendido: este atraso en la activación de la chispa conlleva que los picos de presión y temperatura se alcancen durante la carrera de expansión. De esta manera, el volumen de gases es mayor y los valores máximos son menores, evitando el autoencendido y reduciendo las emisiones. No obstante, el retraso del encendido reduce la relación de compresión efectiva del motor, en perjuicio del rendimiento del ciclo consecuentemente.
- EGR: consiste en la recirculación de un porcentaje de los gases de escape hacia el cilindro nuevamente. De esta manera, se consigue reducir el trabajo de bombeo y la temperatura y presión máximas alcanzadas, mitigando así también la tendencia al autoencendido. Sin embargo, cuanto mayor es la tasa de EGR, más se reduce la velocidad de combustión y se incrementa la dispersión cíclica.
- LTC: realizar la combustión a baja temperatura permite, a la vez que mitigar las emisiones contaminantes, aumentar el rendimiento del ciclo gracias a la reducción de las pérdidas de calor a través de las paredes de la cámara de combustión. Una combustión a baja temperatura puede conseguirse, por ejemplo, mediante EGR.
- Catalizador de tres vías: consiste en un reactor monolítico para el postratamiento de los gases de escape. En este sistema tienen lugar reacciones de oxidación para los HC y CO, y de reducción para los NO_x, de manera que se eliminan casi la totalidad de estos agentes contaminantes (entre un 90 % y 99 % para los NO_x y CO, y entre un 50 % y 90 % para los HC), obteniéndose mayormente a la salida CO₂, nitrógeno y vapor de agua. Se trata de uno de los sistemas de postratamiento más extendidos y eficientes en la industria.

Capítulo 3

Herramientas y metodología

Para entender mejor el funcionamiento y las prestaciones que ofrece la combinación del GNC con una precámara pasiva y un ciclo Miller, se necesitará un estudio computacional en combinación con una serie de medidas experimentales. En el presente capítulo, se detallarán la sala de ensayos, los experimentos realizados, el modelo CFD implementado y el resto de herramientas computacionales utilizadas en este trabajo. Finalmente, se explicara la metodología seguida para desarrollar el estudio.

3.1. Montaje experimental y sala de ensayos

La fase de experimentación se llevó a cabo en una versión reducida de un solo cilindro de un MEP turboalimentado de 4 cilindros. En la Figura 3.1, se puede observar el motor dentro de la sala de ensayos del CMT. Debido a su alta relación de compresión (13,4:1) y el reducido desplazamiento del pistón (404 cc), este modelo es ideal para su aplicabilidad en futuros vehículos de pasajeros.

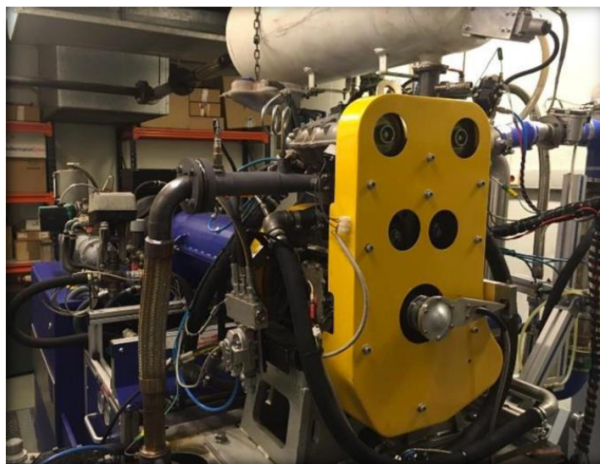


Figura 3.1: Foto del motor de la sala 3 en CMT

El modelo está equipado con un sistema PFI, de manera que el combustible se inyecta en el colector de admisión, unos 27 cm antes de la culata. De esta forma, se asegura una combinación premezclada de aire-combustible para la fase de admisión. Cuenta con 4 válvulas con doble árbol de levas, optimizando así tanto el llenado como el escape en el ciclo. Además, el espacio abarcado por la bujía convencional es utilizado también por la precámara, de forma que se habilita un fácil intercambio entre ambos sistemas de ignición. En la Tabla 3.1 se muestran los parámetros más relevantes del motor base, y en la Figura 3.2 se puede observar la precámara de referencia utilizada en toda la fase experimental.

Número de cilindros [-]	1
Desplazamiento [cm ³]	404
Diámetro - Carrera [mm]	80 - 80,5
Relación de compresión geométrica [-]	13,4:1
Distribución [-]	DOHC
Número de válvulas/cilindro [-]	2 de admisión y 2 de escape
Sistema de inyección de combustible [-]	PFI ($p_{max} = 6$ bar)

Tabla 3.1: Parámetros principales del motor base [7]

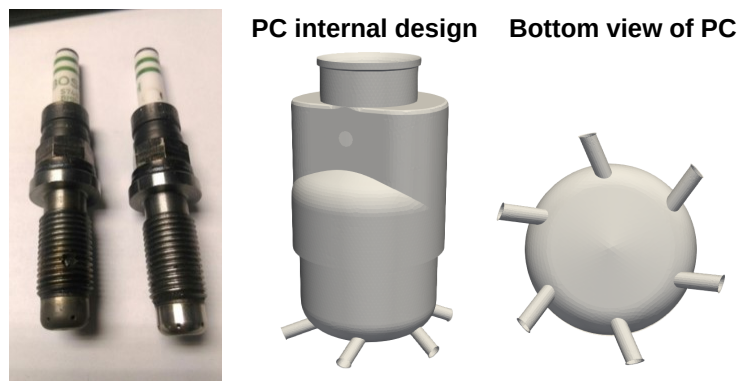


Figura 3.2: Precámara de referencia utilizada en los experimentos

El motor se encuentra completamente integrado en un banco de ensayos, cuyo esquema se puede apreciar en la Figura 3.3, y que se compone fundamentalmente de:

- Un compresor externo, proporcionando aire con mayor presión a la entrada para simular un turbocompresor.
- Una válvula de mariposa, colocada en la línea de escape tras una cámara de sedimentación, para reproducir y controlar la contrapresión en el escape.
- Un sistema EGR de baja presión para la recirculación de gases de escape refrigerados.
- Dispositivos de medida y control de temperatura y presión, como sensores piezoeléctricos y piezorresistivos, capaces de obtener mediciones con una resolución de 0,2 CAD. Destacan un sensor piezoeléctrico situado dentro del propio cilindro y dos piezorresistivos tanto en la admisión como en el escape, para medir la presión instantánea.

- Un circuito de refrigeración de agua y de aceite, independientes del motor. Las temperaturas de ambos fluidos son monitoreadas continuamente por un acondicionador AVL 577 durante todo el ensayo.
- Con respecto al combustible, se tiene un medidor dinámico gravimétrico de combustible AVL 733 para controlar el consumo, y un acondicionador AVL 753 para monitorear la temperatura del fuel.
- Un analizador de gases HORIBA MEXA 7100 DEGR, cuyas funciones son estimar la relación aire-combustible y la composición de los gases de escape durante el ensayo. Para ello, se dirigen por una serie de conductos calientes, de manera que su temperatura no descienda de los 150°C.
- Un medidor de humos AVL 415 para contabilizar las emisiones de *soot*, la cantidad viene indicada por el *filter smoke number* (FSN).
- Una sonda lambda, ubicada en la línea de escape inmediatamente posterior al motor, para estimar el dosado a la salida.

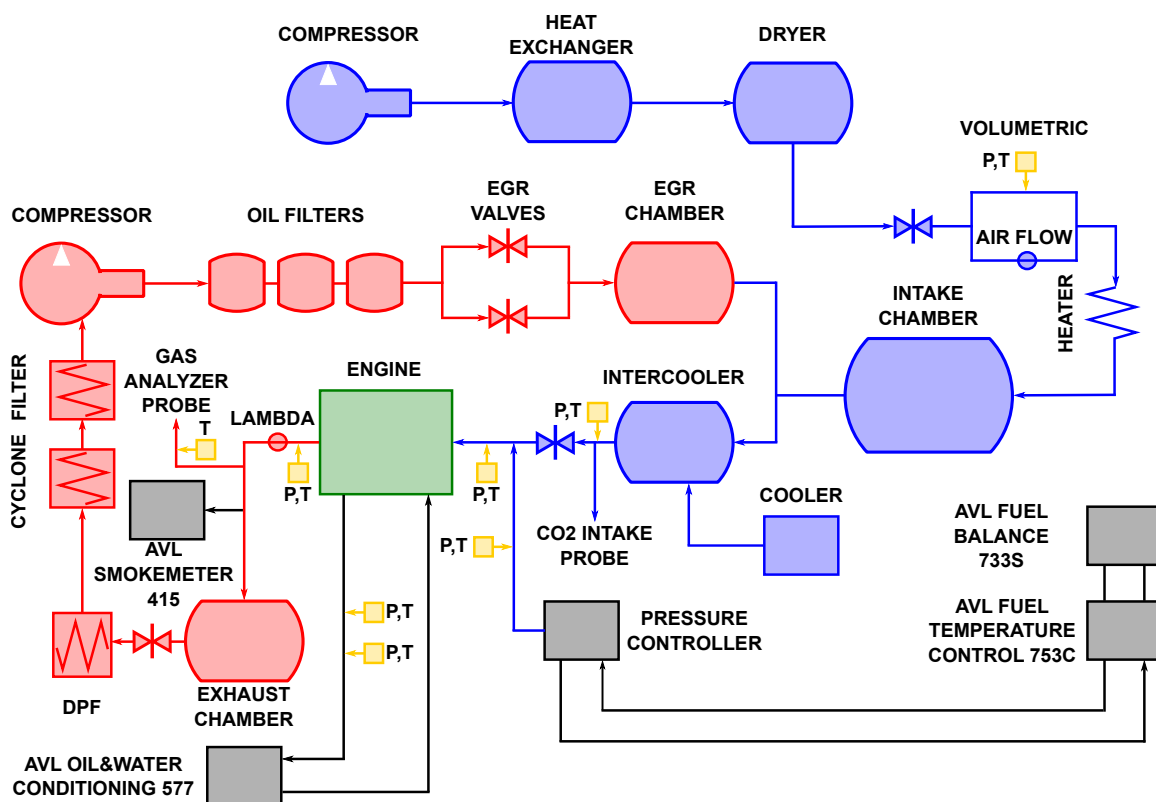


Figura 3.3: Esquema detallado de la sala de ensayos [7]

Finalmente, los combustibles utilizados durante toda la fase experimental fueron gasolina, calibrada con índice de octano 95 (RON95), y GNC con RON120. Sus principales propiedades químicas vienen reflejadas en la Tabla 3.2 y Tabla 3.3, respectivamente.

Relación H/C [mol/mol]	1,761
Relación O/C [mol/mol]	0,0
A/F _{st} [-]	14,374
Poder calorífico inferior [MJ/kg]	42,793
Densidad (15°C) [kg/m ³]	843,8
Fórmula reducida (C _x H _y O _z)	7,594 (x) - 13,376 (y) - 0,0 (z)

Tabla 3.2: Propiedades químicas de la gasolina utilizada [7]

Relación H/C [mol/mol]	3,84
Relación O/C [mol/mol]	0,0
A/F _{st} [-]	16,72
Poder calorífico inferior [MJ/kg]	48,931
Densidad (15°C) [kg/m ³]	5
Fórmula reducida (C _x H _y O _z)	1,077 (x) - 4,137 (y) - 0,0 (z)

Tabla 3.3: Propiedades químicas del GNC utilizado [7]

3.2. Modelo CFD

Las simulaciones mediante CFD se han realizado en el software CONVERGE Studio v2.4, un código comercial basado en el método de volúmenes finitos y desarrollado principalmente para simulaciones de MCIA. Destaca fundamentalmente su gran capacidad para resolver las ecuaciones de conservación clásicas de la mecánica de fluidos en problemas de alta complejidad, y la herramienta de mallado automático, que permite al usuario refinar la malla en las zonas de interés (la propia precámara o el interior de la cámara de combustión principal) y refinar de manera automática otras regiones del dominio.

El movimiento del flujo dentro del cilindro fue modelado por medio de URANS, junto con el modelo de turbulencia RNG k- ε , una variante del clásico modelo de dos ecuaciones ampliamente extendida y utilizada en simulaciones de MCIA. Esta modificación consiste en renormalizar las ecuaciones de Navier-Stokes, para así tener en cuenta los efectos de las escalas de turbulencia más pequeñas. Las ecuaciones del modelo de turbulencia RNG k- ε vienen dadas en la Ecuación 3.1 y Ecuación 3.2, que representan el transporte de la energía cinética turbulenta k y de la disipación de energía cinética turbulenta ε respectivamente, y donde $C_{1\varepsilon}$ y $C_{2\varepsilon}^*$ son dos constantes propias del modelo RNG k- ε . [17]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.2)$$

Para modelar la transferencia de calor a través de las paredes, se ha utilizado el modelo propuesto por Angelberger [8] (Ecuación 3.3 y Ecuación 3.4), desarrollado para cuantificar las

pérdidas a través de los límites del dominio computacional. Además, para calcular las propiedades del flujo compresible, se tomó la ecuación de estado de Redlich-Kwong [12] (Ecuación 3.5), donde a y b son dos constantes que dependen de la presión y temperatura críticas del gas utilizado.

$$k \frac{dT}{dx_i} = \frac{\rho_w c_p u_\tau \ln\left(\frac{T_f}{T_w}\right) n_i}{\theta^+} \quad (3.3)$$

$$\theta^+ = \begin{cases} Pr y^+ & y^+ \leq 13,2 \\ 2,075 \ln(y^+) + 3,9 & y^+ > 13,2 \end{cases} \quad (3.4)$$

$$p = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a}{\sqrt{T} V_m (V_m + b)} \quad (3.5)$$

Con respecto a la combustión, se ha utilizado el modelo ECFM por sus resultados más que fiables en simulaciones de combustión premezclada turbulenta. Este consiste en la simulación de la propagación del frente de llama, y para ello se resuelve una ecuación de transporte para la densidad de la superficie de llama. Además de los términos clásicos de convección y difusión, también se modela el estrechamiento, la propagación térmica y la expansión del flujo medio de la llama. Aunque no es un modelo extremadamente complejo en cuanto a la química de la combustión, es altamente capaz de predecir la estratificación de las especies quemadas y no quemadas dentro del cilindro, así como la propagación de llama premezclada turbulenta. Además, gracias a la simplificación en las ecuaciones de transporte de las especies, el coste computacional asociado a ECFM es considerablemente menor en comparación con otros modelos de cinética química detallada como el SAGE. Asimismo, el modelo ECFM requiere una tabla con valores de retraso del encendido para tener en cuenta el posible autoencendido de la mezcla en un amplio rango de presión, temperatura, dosado y composición. Del mismo modo, se necesita también una tabla con los valores de velocidad de llama laminar de la mezcla. Estas dos tablas se generaron previamente a las simulaciones de CFD utilizando un modelo 0D de reactor homogéneo y un modelo 1D de velocidad de llama laminar, funciones que se disponían en el software de CONVERGE.

Por otra parte, para simular la descarga y la generación del arco eléctrico entre los dos electrodos (conocido en inglés como *breakdown*), el modelo ECFM se acopla con un modelo de encendido conocido como el ISSIM, basado en resolver una ecuación diferencial ordinaria del circuito eléctrico de la bujía. De este modo, a partir de un aporte de energía impuesto por el usuario, se genera una superficie de llama inicial que se va propagando de acuerdo a la ecuación de transporte para este parámetro.

Para la discretización espacial del dominio computacional, se ha utilizado un esquema de diferencias centradas de segundo orden, un esquema de primer orden para la discretización temporal y un algoritmo PISO para resolver de manera acoplada las ecuaciones de momento, energía y transporte de las distintas especies. [8]

Finalmente, a partir de la geometría del motor real, se crea el modelo virtual y el dominio computacional de un cilindro, incluyendo las válvulas y puertos de admisión y escape y la precámara. El resultado se muestra en la Figura 3.4.

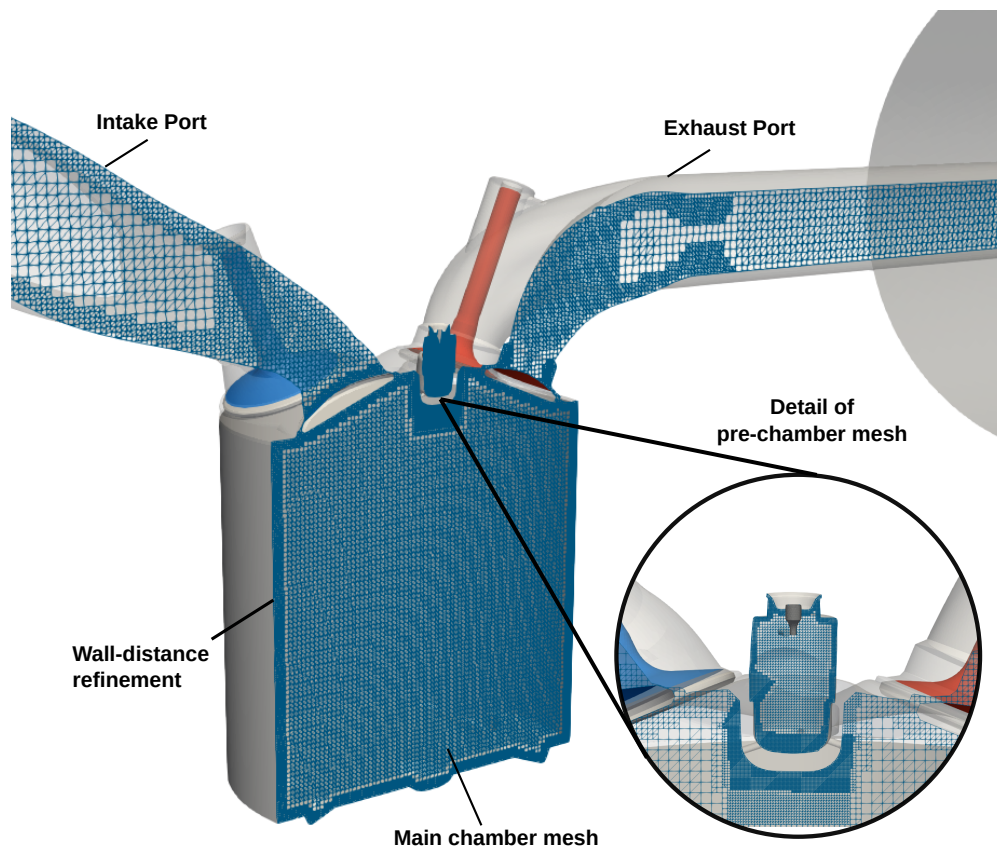


Figura 3.4: Esquema y detalles del mallado del dominio computacional

Como se puede observar, la precámara no está alineada con respecto al eje del cilindro, ni tampoco se encuentra en el centro de la cámara de combustión (está ligeramente desplazada hacia las válvulas). Esto es debido al diseño particular de la culata que impone ciertas restricciones de instalación para la precámara. En cuanto al mallado, se han utilizado elementos hexaédricos, con un tamaño de celda base de 4 mm. No obstante, la malla se ha refinado en las zonas más críticas en cuanto a condiciones de flujo y turbulencia, como son los conductos de admisión y escape, donde el tamaño de los elementos es de 2 mm, y dentro del propio cilindro, con tamaño de celda de 1 mm. A su vez, para mejorar los cálculos relativos a la capa límite, se ha reducido este tamaño cerca de las paredes del cilindro hasta 0,5 mm, mientras que en la precámara el tamaño base es de 0,25 mm y cerca de las paredes de 0,125 mm.

Además, se ha implementado un refinamiento adaptativo (AMR), de manera que se mejora la resolución de la malla en base a unos criterios de velocidad y temperatura de 1 m/s y 2,5 K en la escala *sub-grid*, para una celda de tamaño mínimo de 0,125 mm. Finalmente, en la zona de mayor interés como es la precámara, para obtener datos con la mayor fiabilidad posible, se refina la malla con un tamaño de elemento de 0,0625 mm en las celdas más próximas a la bujía, capturando mejor el inicio de la chispa, la formación de la llama y la rápida evolución de la combustión.

Por último, con respecto a las condiciones de contorno de entrada/salida, se utilizaron

las mediciones instantáneas de presión y temperatura en los colectores de admisión/escape respectivamente. Las temperaturas de pared para el pistón, camisa y culata se estimaron a partir de los experimentos por el modelo propuesto por Torregrosa et al. [8, 18].

3.3. Preparación del modelo ECFM

Tal y como se ha descrito previamente, el modelo de combustión ECFM requiere de unos valores tabulados de retraso del encendido y de velocidad de llama laminar.

Para estimar el retraso del encendido, se ha utilizado un modelo 0D de reactor homogéneo, asumiendo condiciones isobaras. Con esta herramienta, se pueden obtener valores a diferentes combinaciones de presión, temperatura, relación aire-combustible y composición. Cabe recordar que el retraso del encendido se define como el tiempo necesario para incrementar la temperatura de la mezcla en 400 K desde su valor inicial. Por otra parte, para realizar estos cálculos se necesita un mecanismo cinético-químico, validado frente a datos experimentales en las mismas condiciones (presión, temperatura, dosado, etc.). Atendiendo a la Figura 3.5, se pueden observar los resultados obtenidos para diferentes mecanismos testeados de la literatura, con gasolina como combustible, para condiciones estequiométricas a 4 MPa de presión, y mezcla ultra pobre ($\lambda = 2$) a 5 MPa de presión. Dadas las mínimas diferencias apreciables entre los mecanismos, se decidió escoger el desarrollado por Liu et al. [19] debido a su gran compromiso entre precisión y coste computacional.

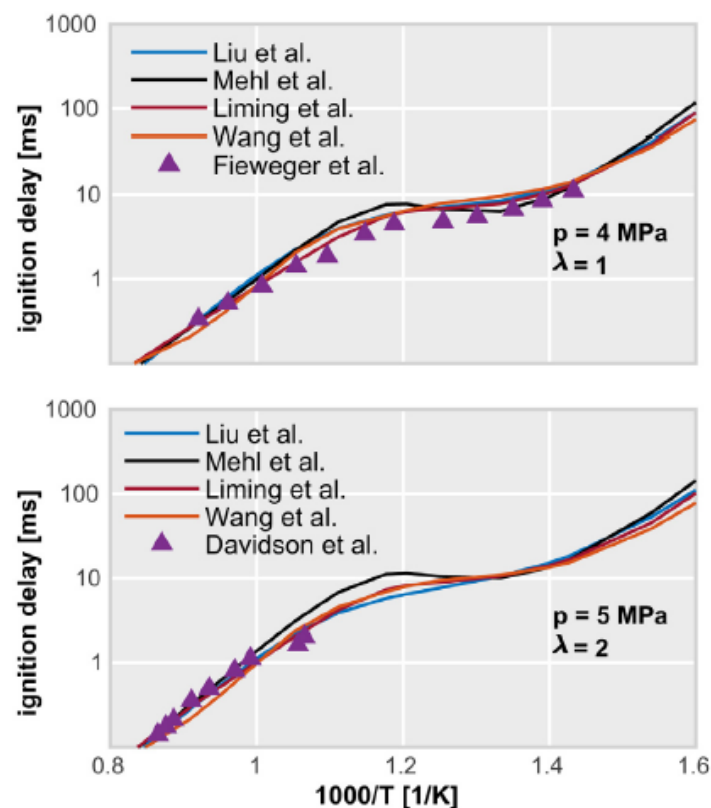


Figura 3.5: Validación de valores de retardo en autoencendido en gasolina para diferentes mecanismos de cinética química [8]

Con respecto a la velocidad de llama laminar, generalmente la velocidad de llama se estima mediante correlaciones empíricas, como las de Metghalchi-Keck o Gulder [12]. Sin embargo, estas ecuaciones tienden a subestimar estos valores en condiciones reales de funcionamiento de un motor. Por ello, en su lugar se utilizará un modelo 1D basado en la propagación de la llama en un canal de sección transversal constante y dadas unas condiciones específicas de temperatura, presión, relación aire-combustible y composición. De igual modo que para el autoencendido, se necesita un mecanismo cinético-químico para realizar estos cálculos y obtener los valores, comparados con los datos experimentales pertinentes. En la Figura 3.6 pueden observarse los diferentes mecanismos evaluados para la gasolina, así como la correlación de Metghalchi and Keck. De nuevo, se decidió escoger el mecanismo desarrollado por Liu et al. [19] por su alta precisión en comparación con los datos experimentales. En esta figura también se muestran distintos mecanismos para el Metano (CH_4) comparados con experimentos en las mismas condiciones. De aquí, se seleccionó al mecanismo de *GRI Mech 3.0* por su mejor precisión.

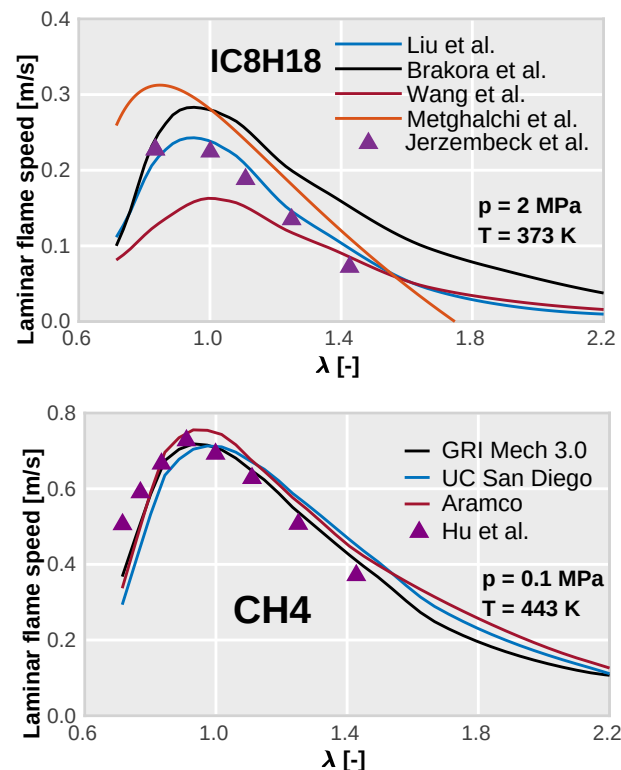


Figura 3.6: Validación de valores de velocidad de llama laminar para diferentes mecanismos de cinética química [8]

3.4. Otras herramientas

3.4.1. Simulaciones de ciclos de conducción: GT-Suite

Uno de los software más importantes a nivel mundial para la simulación de sistemas propulsivos es GT-Suite, desarrollado por la empresa Gamma Technologies. Este programa de tipo CAE cuenta con una serie de módulos o paquetes, cuyas herramientas permiten resolver

numerosos problemas ingenieriles siguiendo la estructura clásica de preproceso, resolución y postproceso.

De entre los diferentes módulos de GT-Suite, destaca fundamentalmente GT-Power. Cuenta con una serie de modelos elegibles por el usuario, y es capaz de simular ciclos de conducción transitorios para un vehículo de pasajeros convencional, y realizar una serie de predicciones sobre las características principales de un motor, como son la potencia, el par, consumo, eficiencia, pérdidas de bombeo, etc. Una vez se obtienen resultados aceptables y las variables deseadas, otro de los paquetes reseñables de este software es GT-Post. Mediante su interfaz, el usuario puede tratar los datos de las simulaciones realizadas, además de exportarlos para ser utilizados en otros software, como Excel o Matlab. En la Figura 3.7 se puede observar el complejo modelo utilizado para las simulaciones de ciclos de conducción.

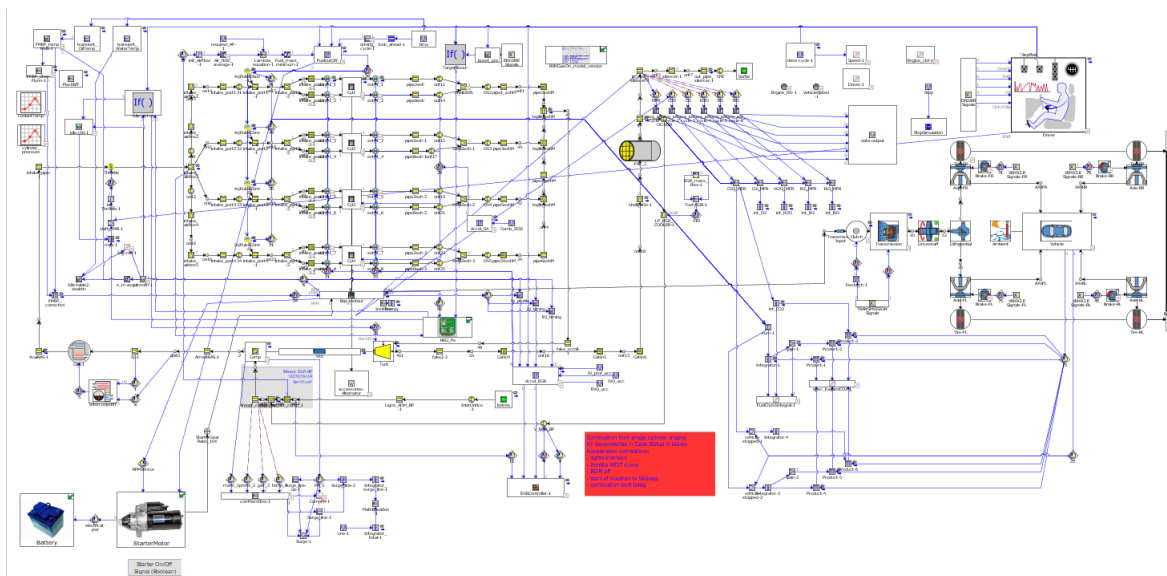


Figura 3.7: Modelo del vehículo en GT-Power

3.4.2. Cálculo: MobaXterm y Rigel

Dada la gran capacidad de procesamiento que requieren estos tipos de problemas CFD (si se quieren obtener resultados fiables, el mallado puede generar fácilmente más de 1 millón de celdas), no resulta posible realizar estos cálculos en un ordenador de uso diario. Por ello, se ha utilizado el software libre MobaXterm, que permite acceder remotamente a otros servidores y ordenadores. En este caso, se utilizó para acceder a Rigel, el clúster de la UPV, un sistema de granjas de computadores conectados entre sí, que se comportan como un único servidor y forman una red de alta velocidad. De esta manera, el coste computacional de un cálculo de estas características se reduce considerablemente, pasando de semanas a un par de días o incluso cuestión de horas.

3.4.3. Postprocesado: MATLAB y ParaView

Una vez finalizado el cálculo, la última etapa es procesar los resultados y analizarlos. En primer lugar, dada la gran cantidad de archivos (y su tamaño) que se generan durante el cálculo, el software MATLAB es la mejor herramienta para procesar toda la información, realmente cómoda en cuanto al lenguaje de programación (similar a los lenguajes C y Python), altamente potente y muy conocida en el ámbito ingenieril. Gracias a sus diversas funcionalidades, se pueden tratar y representar conjuntamente los datos relativos al procedimiento experimental y al cálculo CFD, facilitando así su análisis y comprensión.

Finalmente, para estudiar los fenómenos físico-químicos que ocurren tanto en la precámara como en el interior del cilindro (movimiento del aire, formación de la mezcla, chispa y propagación de la llama, etc.), se ha utilizado el software libre ParaView. Gracias a este programa, se han podido obtener imágenes de diferentes variables representadas sobre el dominio computacional. Además de ofrecer una solución visual, estas capturas ayudan también notablemente al análisis e interpretación de los resultados obtenidos.

3.5. Metodología

Para desarrollar esta investigación fue necesario plantear una metodología que permitiera sacarle el mayor provecho a los resultados numéricos, de modo que se pudieran ir caracterizando cada uno de los módulos tecnológicos evaluados en este proyecto, y permitiendo cumplir cada hito planteado en los objetivos del trabajo.

En la primera fase de este trabajo, se realizó un análisis detallado de la configuración base del motor (descrita en la Tabla 3.1) a partir de una serie de ensayos y simulaciones CFD, comparando el uso de la gasolina y el GNC operando con la bujía convencional y la precámara pasiva. Para esto, un punto de alta carga y régimen de giro fue seleccionado (4500 rpm y 12,8 bar de pme) debido a que estas condiciones representan un reto importante para la renovación de la carga de la precámara (por la alta velocidad de giro) y para la aparición del *knocking* (por la alta carga).

Posteriormente, ya con el modelo CFD calibrado, se realizó un estudio para una nueva configuración del motor, con una mayor relación de compresión (15,4:1) y uso de ciclo Miller. Estos estudios se realizaron con el objetivo de evaluar la nueva configuración en comparación con la de base en términos de renovación de la carga y combustión. El mismo punto de funcionamiento del motor fue considerado para esta fase, sin EGR y utilizando GNC.

A continuación, ya con la nueva configuración del motor, se utilizó el modelo CFD como herramienta de diseño para evaluar distintas configuraciones de precámaras en términos de barrido de gases quemados, turbulencia y combustión.

Por último, en la parte final del estudio, se implementó un modelo computacional 1D en GT-Power para simular un ciclo de conducción de un vehículo convencional de pasajeros. Esto sirvió para comparar la nueva configuración de motor utilizando GNC y la precámara con un MEP de gasolina convencional, en base a las estimaciones de eficiencia, consumo y emisiones de CO₂ del motor.

Capítulo 4

Resultados

La línea de investigación seguida en este nuevo capítulo trata sobre la optimización de la arquitectura del motor para operar con GNC. Para ello, se compararán los resultados obtenidos con el modelo CFD en dos configuraciones equipadas con el sistema de precámara pasiva: primero el motor base descrito en el Capítulo 3 (véase Tabla 3.1), y posteriormente una segunda configuración, que utiliza ciclo Miller y una mayor relación de compresión (15,4:1). Al final del presente capítulo, se presentarán los resultados obtenidos en simulaciones de ciclos transitorios de conducción, realizados en el software de GT-Power. En esta última parte, se comparará un modelo de vehículo convencional equipado con un MEP estándar actual, y también con la nueva configuración de motor desarrollada y estudiada durante este trabajo.

4.1. Análisis de la configuración base del motor

Este primer estudio con la configuración de motor base se ha realizado en condiciones estequiométricas y sin utilizar EGR, en régimen de alta carga y alta velocidad de giro (4500 rpm y 12,8 bar de pme). Los resultados mas relevantes de la campaña experimental se resumen en la Figura 4.1, donde se muestran en gráficos de barras 3 parámetros importantes relacionados al proceso de combustión, el CA50 (fasado de la combustión) que indica el ángulo del cigüeñal al cual se ha quemado 50 % de la masa de combustible, el σ IMEP que representa la variabilidad cíclica de la pme, y el rendimiento indicado del motor. La barra negra representa los resultados utilizando la bujía convencional y la barra azul son los resultados utilizando la precámara pasiva.

Se puede observar que al operar con gasolina el rendimiento indicado del motor incrementa en un 3 % al pasar de la bujía convencional a la precámara. Este aumento de eficiencia se debe a la aparición del fenómeno del *knocking* cuando se opera en estas condiciones con la bujía convencional, debido a la combinación de alta presión y temperatura alcanzada por la elevada relación de compresión del motor. Esto evita que se puedan alcanzar valores del CA50 mas cercanos al PMS, ya que variaciones muy pequeñas en el momento de encendido de la chispa causan un aumento significativo en los ciclos donde aparece el *knocking*, generando valores inadmisibles de σ IMEP. Sin embargo, al utilizar la precámara, el incremento en las tasas de liberación de calor permiten mitigar el knock, obteniendo valores de CA50 mas cercanos al PMS y mejorando la estabilidad de la combustión, lo cual lleva a un aumento de eficiencia.

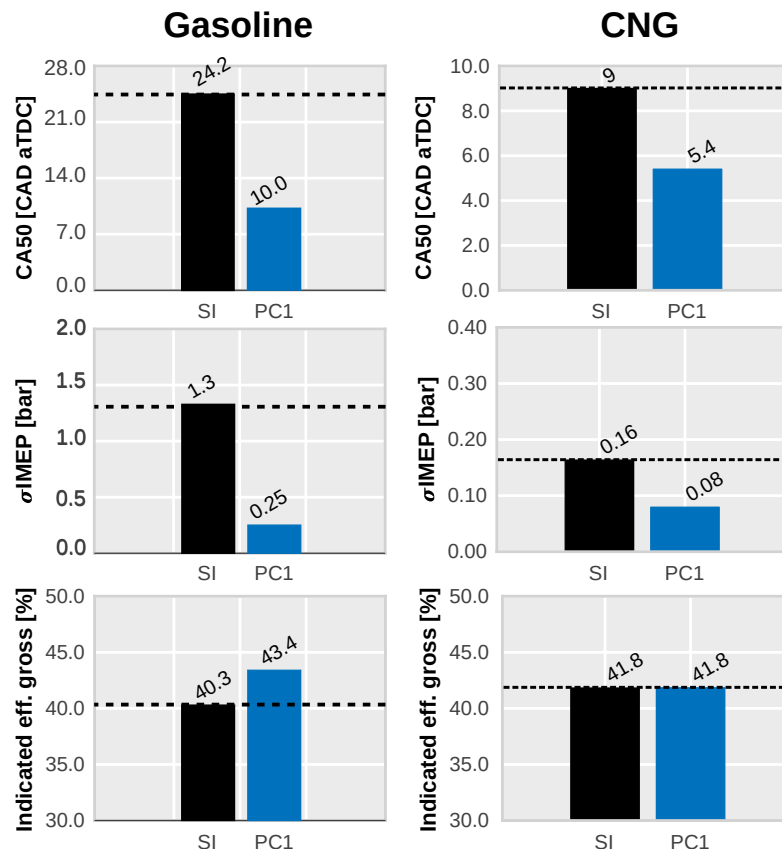


Figura 4.1: Resultados experimentales con la configuración base de motor (4500 rpm, 12,8 bar de pme, $\lambda = 1$ y sin EGR)

Por otra parte, al operar en las mismas condiciones pero utilizando gas natural como combustible, ya no se observa este comportamiento. Los rendimientos del motor utilizando la bujía y la precámara son los mismos. Esto se debe principalmente a que con el GNC ya no aparece el fenómeno del *knocking* cuando se opera en estas condiciones, ya que es un combustible con mayor octanaje (RON120). Por esta razón, las ventajas de la combustión acelerada de la precámara ya no se ven reflejadas en el rendimiento del motor, ya que con ambos sistemas de encendido se puede obtener un CA50 óptimo. Sin embargo, a partir de esta campaña experimental no se pueden obtener mas detalles de cómo es el proceso de combustión con cada combustible. Por este motivo, se decidió desarrollar un modelo de CFD para estudiar mas a profundidad estos resultados y tratar de entender las características que puedan ayudar a optimizar el diseño del motor para su uso con GNC.

Antes de analizar detalladamente los resultados numéricos, se debe validar el modelo CFD implementado en la Sección 3.2 frente a datos experimentales en las mismas condiciones descritas previamente (4500 rpm y 12,8 bar pme). En la Figura 4.2 se muestran los datos experimentales de presión y HRR promediados de 250 ciclos medidos. Como puede observarse, tanto para el caso de la gasolina como del GNC, el modelo CFD logra captar las tendencias experimentales con bastante precisión. Aunque los perfiles de HRR presenten ciertas diferencias debido a que son estimados mediante softwares distintos, los perfiles de presión son reproducidos adecuadamente para ambos combustibles.

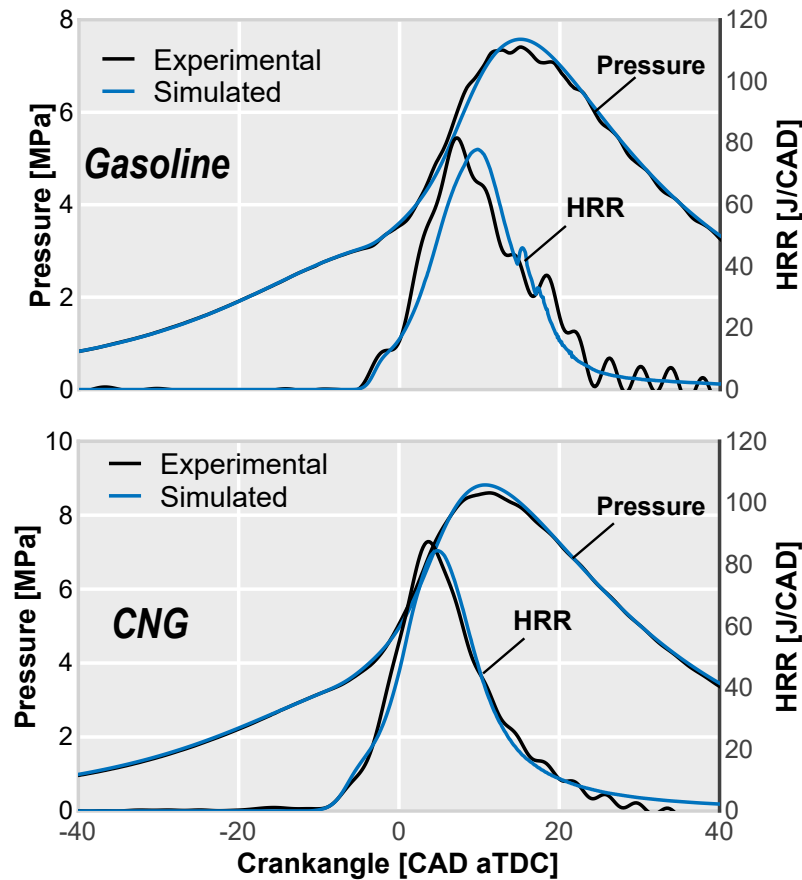


Figura 4.2: Validación del modelo computacional con gasolina y GNC en las condiciones estudiadas (4500 rpm, 12,8 bar de pme, $\lambda = 1$ y sin EGR)

Para comprender mejor el proceso de combustión con la precámara, en la Figura 4.3 se pueden apreciar una serie de capturas en diferentes instantes del ciclo: 6° , 12° y 18° después del momento de encendido, para observar la evolución de la combustión en la cámara principal tanto para gasolina como GNC. Resaltado en color verde se tienen los límites de los chorros, los cuales son calculados con una función de usuario programada en el código CFD para este trabajo, y en escala de colores se muestra el término fuente de la ecuación de la energía, que representa a la propia llama. Por otro lado, a la derecha de la figura están reflejadas también dos gráficas, donde se muestran las liberaciones de calor para cada caso, divididas en la cantidad de energía que se consume dentro de los chorros (curva azul), la energía liberada fuera de los chorros (curva negra) y la HRR total (curva roja). Como se puede observar, el patrón de combustión es muy similar para ambos combustibles, donde la llama empieza a desarrollarse dentro de los límites de los chorros y luego es capaz de pasar fuera de estos límites y propagar como un frente libre. Destaca principalmente que la mezcla se quema en mayor parte fuera de los chorros. Para el caso de la gasolina, aproximadamente solo un 20% de la mezcla se consume dentro de los chorros, mientras que para el GNC, aumenta ligeramente aunque no llega a superar el 35% de la masa total de la cámara principal.

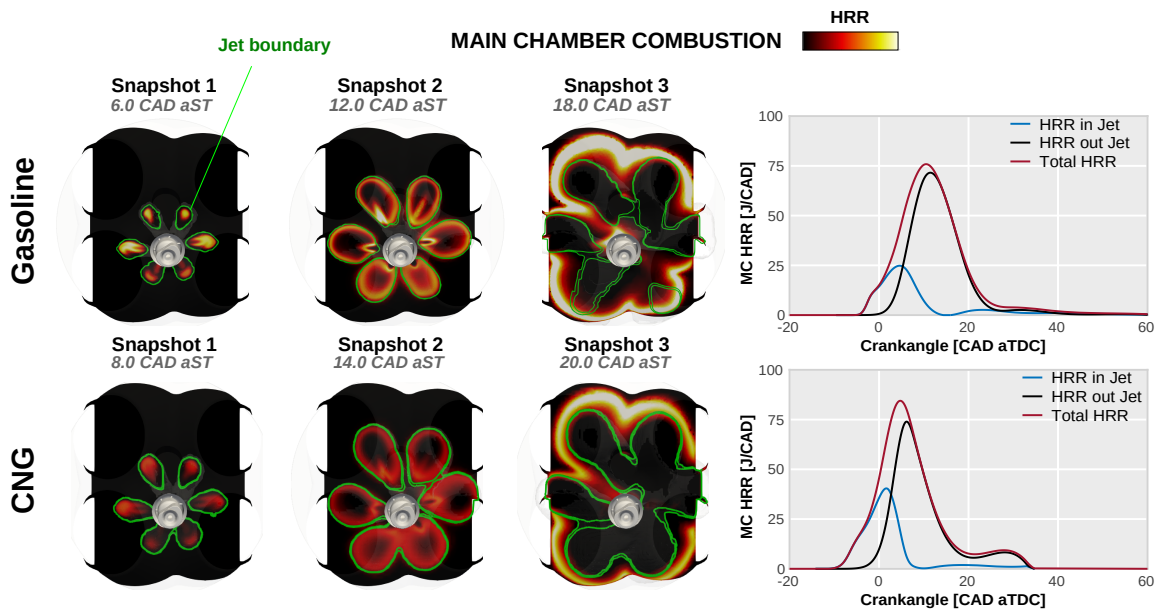


Figura 4.3: Visualización del proceso de combustión TJI utilizando gasolina y GNC. Las liberaciones de calor en la cámara principal se presentan al lado derecho, divididas en la cantidad de masa que se consume dentro y fuera de los chorros

Con respecto al proceso de combustión dentro de la precámara, en la Figura 4.4 se muestran 3 gráficas: en la primera, se observa la velocidad laminar de llama; en la segunda, el diferencial de presión (Δp) entre la precámara y la cámara principal; y en la tercera, el momento de los chorros eyectados a la cámara de combustión. Todas ellas presentan en el eje X la evolución del ángulo de cigüeñal (*crankangle*), referenciado al momento de la chispa o *spark timing* en inglés (CAD aST).

Como se conoce de la literatura y también como se puede observar en esta figura, la velocidad de llama laminar del gas natural es menor que para la gasolina, lo cual ralentiza el proceso de combustión para este combustible. Esto trae consecuencias directas para los parámetros de eyección de los chorros. Al ser la combustión más lenta dentro de la precámara, se observa que el diferencial de presión que se genera es menor, al igual que el momento de los chorros que penetran hacia la cámara principal.

Adicionalmente, otro estudio interesante del proceso de combustión con la precámara puede venir de analizar la superficie de llama que se genera, ya que en esencia, el sistema TJI consiste en un encendido superficial en múltiples ubicaciones en lugar de un encendido puntual localizado como el de la bujía. En la Figura 4.5 se pueden observar tanto el espesor como la superficie de llama para el gas y la gasolina, en las gráficas superior e inferior izquierda respectivamente. En esta figura también se muestra una representación tridimensional de la evolución de la llama para un MEP con bujía convencional y un MEP equipado con TJI.

Atendiendo a esta figura, se puede apreciar claramente la diferencia en la superficie de llama generada con la bujía y con el sistema TJI. Adicionalmente, se observa que operando con GNC la superficie generada es mayor que para la gasolina. Esto se debe, entre otras cosas, al mayor espesor de llama que posee el GNC. De acuerdo con el diagrama de Borghi, esto puede

generar problemas de estabilidad en la combustión en regímenes de llamas plisadas, lo cual se vería empeorado al añadir EGR. Sin embargo, en condiciones estequiométricas sin dilución, el tener una mayor superficie de llama ayuda a consumir mas masa de combustible por metro cuadrado siempre y cuando se mantengan niveles competitivos de velocidades de combustión (laminar + turbulenta).

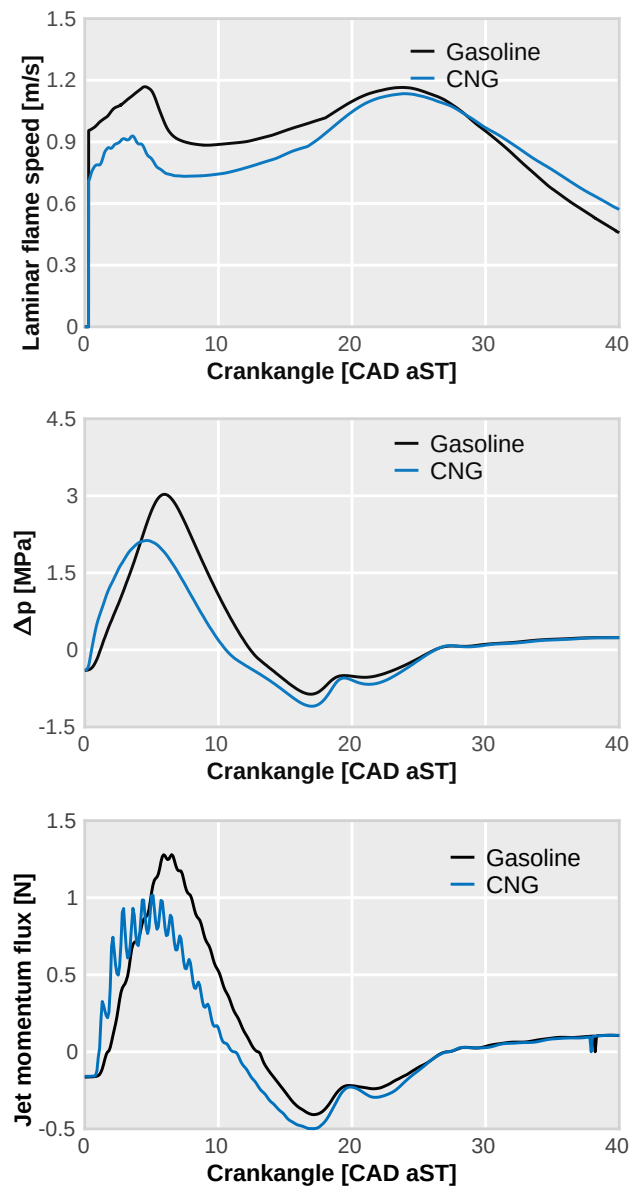


Figura 4.4: Velocidad de llama laminar y parámetros de eyección de los chorros de la precámara en la combustión de gasolina y GNC para la configuración base

Con el análisis presentado, tiene perfecto sentido utilizar la combinación del GNC con la precámara, ya que las reducidas velocidades de llama laminar se pueden ver compensadas con las mayores velocidades de combustión turbulentas generadas con el sistema TJI, y al tener

una mayor superficie de llama que la gasolina también presenta una ventaja considerable al combinarlo con el TJI para acelerar la combustión de la cámara principal. Sin embargo, otras modificaciones a la arquitectura del motor deben ser realizadas para sacar provecho de las propiedades intrínsecas del gas natural y mejorar la combustión en la precámara para obtener mejores chorros.

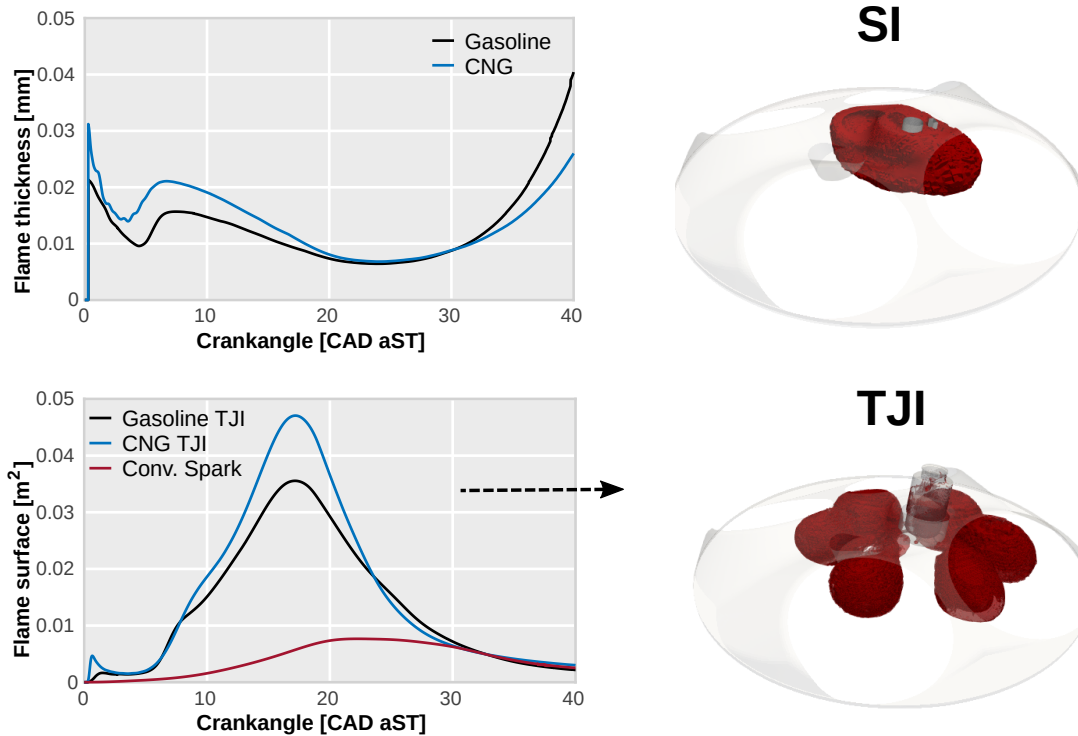


Figura 4.5: Superficie de llama en la combustión de gasolina y GNC en MEP convencional (*spark*) y para la configuración base utilizando TJI

4.2. Estudio de la nueva configuración del motor

En vista de los resultados obtenidos con la configuración base, se necesita implementar mejoras en el motor si se quieren aprovechar al máximo las ventajas que ofrece el uso del GNC y el sistema TJI.

Como se ha anticipado en apartados anteriores, uno de los cambios principales de la nueva configuración es el aumento de la relación de compresión, pasando de 13,4:1 en el motor base a 15,4:1. Este aumento es posible gracias a la reducción en la tendencia al *knocking* que ofrece tanto la implementación de la precámara como el uso de GNC como combustible, sin comprometer así la integridad mecánica del motor.

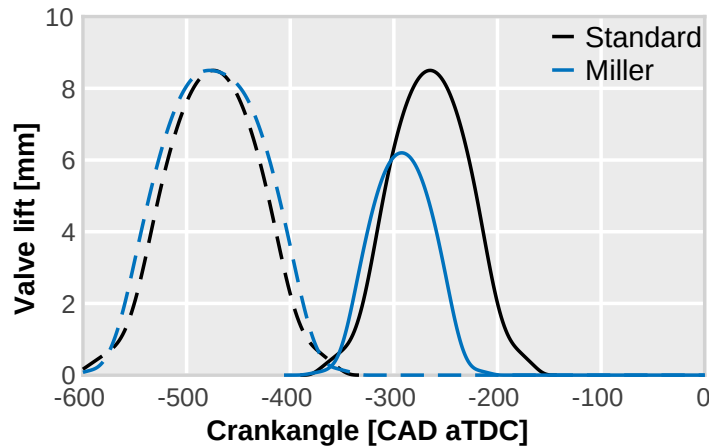


Figura 4.6: Perfiles de levantamiento de válvulas para el ciclo estándar y Miller

Por otro lado, la segunda modificación importante con respecto a la configuración base es el uso del ciclo Miller. Con este cambio en el ciclo, lo que se pretende conseguir principalmente es aumentar la eficiencia del motor y reducir las pérdidas de bombeo. Cabe recordar que el uso de un ciclo Miller puede perjudicar tanto la generación turbulencia como el barrido de los gases residuales que permanecen en el cilindro debido al cierre anticipado de la válvula de admisión. No obstante, esto puede ser compensado con el uso de una mayor relación de compresión y la precámara pasiva.

En comparación con un ciclo Otto estándar en un MEP, atendiendo a la Figura 4.6, los perfiles de elevación de válvulas son ligeramente distintos. En esta figura, las líneas sólidas corresponden a los perfiles de las válvulas de admisión, mientras que las punteadas corresponden a las válvulas de escape. Como se ha explicado en el Capítulo 2, la principal diferencia reside en el adelanto del IVC al utilizar un ciclo Miller, lo cual reduce significativamente el trabajo de bombeo del motor.

El siguiente paso en la investigación fue utilizar el modelo de CFD previamente calibrado para el GNC para simular la nueva configuración de motor en las mismas condiciones de operación descritas previamente, y utilizando el mismo combustible. Estos resultados fueron comparados con los del motor base, ambos operando con el sistema de precámara pasiva. En la Figura 4.7 se muestran el llenado del cilindro y de la precámara con gases frescos provenientes de la admisión. Se puede apreciar que el uso de un ciclo Miller conlleva un ligero descenso en la cantidad de mezcla fresca que entra al cilindro, en torno a un 4 % menos. Esta tendencia también está presente en la precámara; sin embargo, a medida que el ciclo se aproxima al PMS, la cantidad final de mezcla fresca en esta región apenas difiere en un 1 %. Esto es debido principalmente al aumento en la relación de compresión, ya que la precámara se llena efectivamente durante la carrera de compresión. Por esta razón no presenta una diferencia tan grande como la cámara principal en términos de gases residuales.

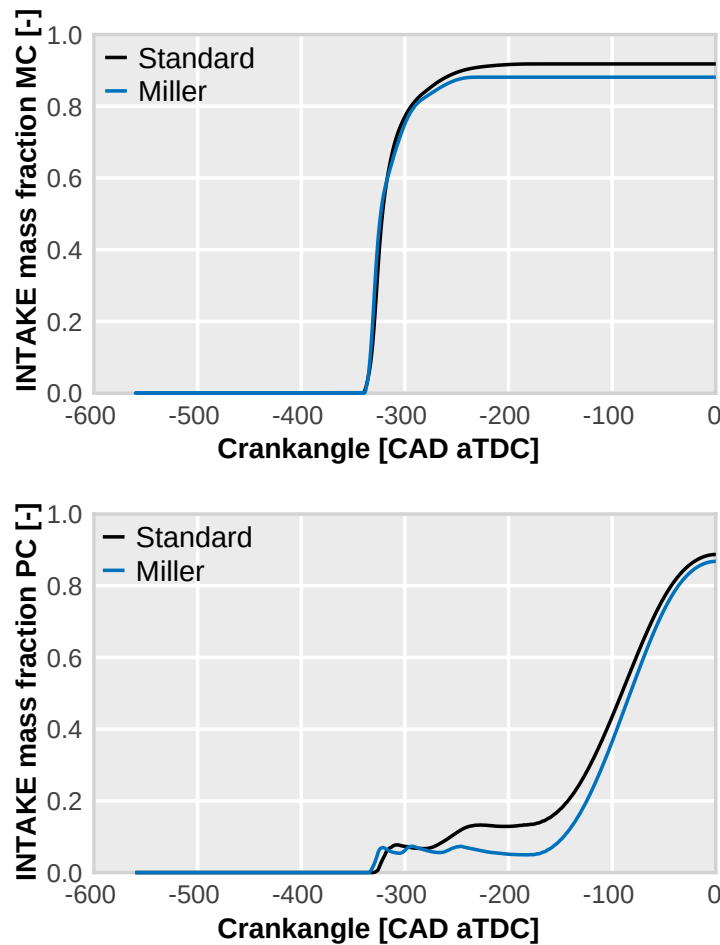


Figura 4.7: Fracción másica de gases frescos en la precámara y cámara principal para el ciclo estándar y Miller

Además de comprometer la cantidad de gases quemados no barridos, el uso del ciclo Miller también influye en la generación de turbulencia en el cilindro. Atendiendo a la gráfica superior de la Figura 4.8, puede observarse una gran diferencia en los niveles de energía cinética turbulenta en la cámara principal durante la carrera de admisión. Aunque estos niveles luego se equilibren durante la compresión, en la gráfica central se aprecia una reducción del 20 % en los niveles de TKE al momento de saltar la chispa (15CAD antes del PMS).

No obstante, gracias al aumento de la relación de compresión, la tendencia dentro de la precámara se ve revertida. debido al mayor diferencial de presión entre la cámara principal y la precámara, el intercambio de gases genera niveles de TKE 25 % mayores en la nueva configuración utilizando el ciclo Miller al momento de encender la mezcla.

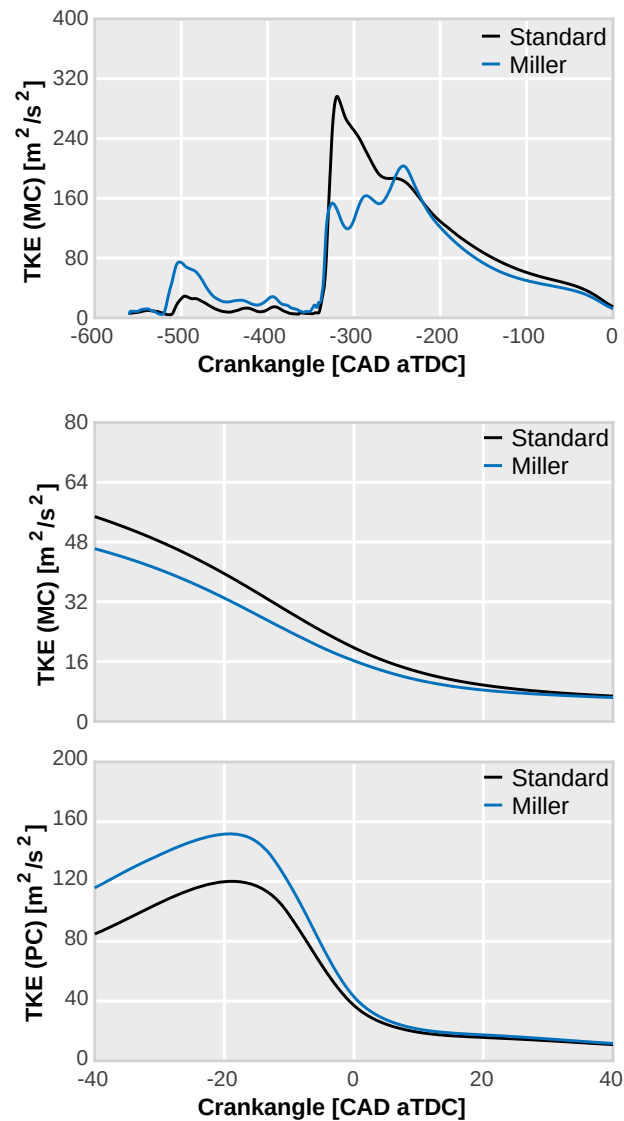


Figura 4.8: Comparación de energía cinética turbulenta en la PC y MC para ciclos estándar y Miller

Como consecuencia directa de los mayores niveles de turbulencia, el proceso de combustión dentro de la precámara se acelera. Este hecho se puede apreciar en la Figura 4.9, donde se observa un adelanto en el perfil de la HRR en cámara principal, lo cual genera también un aumento significativo de la presión en esta región.

En definitiva, a pesar de la pérdida o deterioro de la turbulencia dentro del cilindro y el ligero aumento de los gases quemados no barridos, gracias a esta nueva configuración se consigue mejorar el proceso de combustión en la precámara, lo cual lleva a obtener mejores chorros que adelantan el encendido de la cámara de combustión principal. Con esto se consigue aumentar en un 3% el rendimiento indicado del motor con respecto a la configuración base.

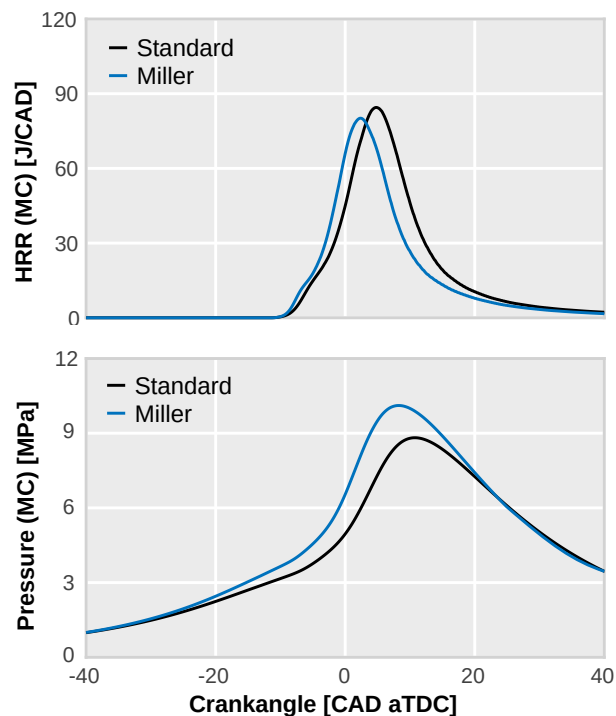


Figura 4.9: HRR y presión de la MC para ciclos estándar y Miller

4.3. Diseño de la precámara

Tras haber analizado los procesos de renovación de la carga y combustión en la nueva configuración del motor operando con GNC, el sistema TJI y ciclo Miller, se puede utilizar este mismo modelo y configuración para estudiar y optimizar el diseño de la precámara. Para ello, se han propuesto 3 nuevas geometrías cuyas principales características se muestran en la Tabla 4.1, junto con la precámara de referencia utilizada previamente en las simulaciones y ensayos.

Precámara	ID	V [mm ³]	n [-]	ϕ [mm]	θ [°]	A/V [1/m]
PC referencia	PC1	600	6	0,7	12,5	0,0038
PCv900d1.1	PC2	900	6	1,1	12,5	0,0063
PCv1050d0.9	PC3	1050	6	0,9	12,5	0,0036
PCv1050d1.3	PC4	1050	6	1,3	12,5	0,0076

Tabla 4.1: Características principales de la precámara de referencia y los 3 diseños nuevos a comparar

Para facilitar la descripción y estudio posterior, se han numerado los diferentes diseños. De este modo, la precámara de referencia será PC1, y los 3 siguientes diseños serán PC2, PC3 y PC4, respectivamente.

Cabe destacar que no se ha cambiado la geometría interna de la precámara, el número de toberas (n) ni su ángulo tangencial (θ) entre los diferentes diseños. Este ángulo es necesario para

generar un perfil de *swirl* dentro de la precámara, el cual ha sido evaluado en estudios anteriores y ha demostrado ser necesario para mejorar la estabilidad de la combustión en esta región. Por tanto, únicamente se ha aumentado el volumen de la precámara (V) y se ha variado el diámetro de las toberas (ϕ). Un parámetro interesante, como se verá posteriormente en los resultados, es la relación área/volumen (A/V), calculada como el área total de los agujeros dividida entre el volumen total de la precámara. Este parámetro da una idea de la cantidad de flujo que puede pasar hacia la precámara en relación a la cantidad de masa que cabe dentro de esta región. Además, en la Figura 4.10 se pueden observar los respectivos modelos computacionales 3D de cada diseño propuesto.

Cada precámara se simuló en condiciones de alta carga y alto régimen de giro, instaladas sobre el motor con la nueva configuración y operando con GNC.

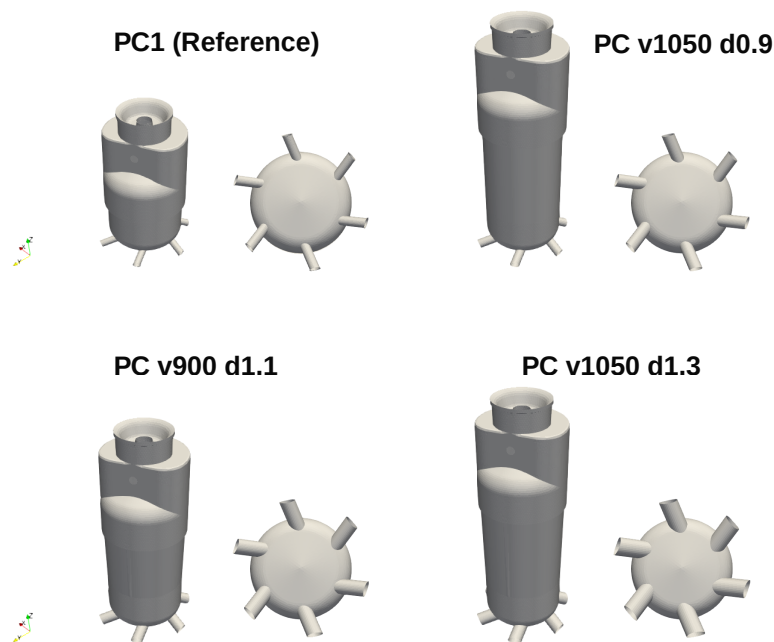


Figura 4.10: Diseños de precámaras propuestos para la investigación

Para empezar con el análisis de los resultados numéricos, en la Figura 4.11 se comparan la liberación de calor (HRR) y la presión en la cámara principal. Como se puede observar, los diseños PC2 y PC3 logran adelantar el pico de liberación de calor, consiguiendo una combustión más rápida en comparación con la PC1. No ocurre lo mismo con la PC4, la cual retrasa aproximadamente unos 4-5° el encendido de la cámara principal con respecto a la referencia, ralentizando así el proceso de combustión. Como consecuencia de estos perfiles de HRR, se obtienen los perfiles de presión mostrados en el gráfico inferior, donde se observa que los diseños PC2 y PC3 logran aumentar el rendimiento del ciclo, pero la PC4 a pesar de alcanzar un pico de liberación de calor mas alto, debido al retraso en el encendido no logra incrementar el perfil de presión.

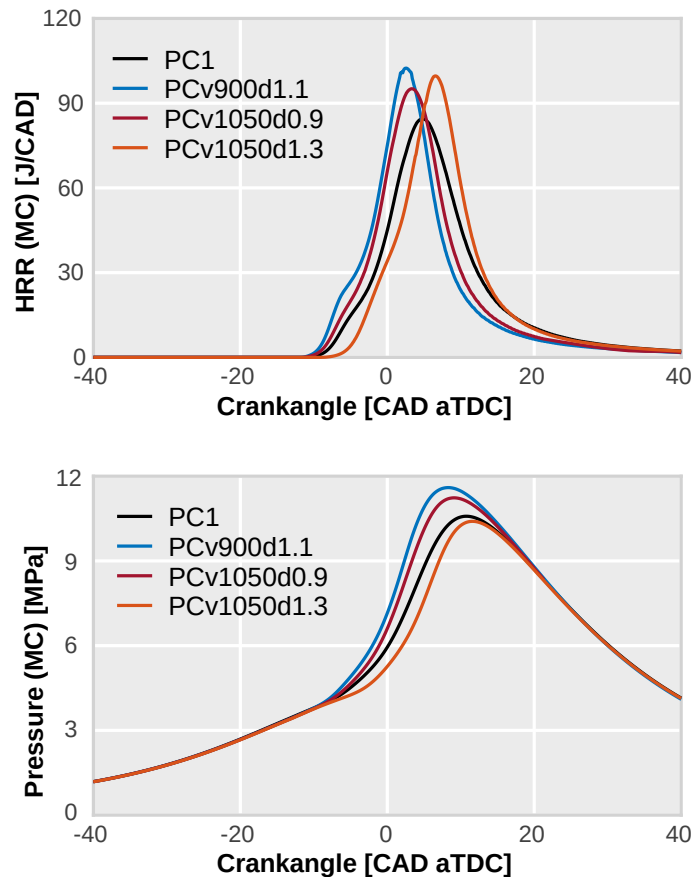


Figura 4.11: Presión y HRR en la cámara principal comparando los diseños propuestos

Con respecto a la combustión en la propia precámara, en la Figura 4.12 se pueden observar (de izquierda a derecha y de arriba a abajo) la liberación de calor, el flujo másico intercambiado entre la precámara y cámara principal, el momento y la velocidad de los chorros eyectados por las toberas. De esta figura se pueden destacar las combustiones más rápidas logradas con las precámaras PC2 y PC3 en comparación con la PC1. Sin embargo, con la PC4, no solo se obtienen menores valores de HRR sino que también el proceso de combustión se ve prolongado, lo cual explica el retraso en el encendido de la cámara principal observado en la figura anterior. Atendiendo a los perfiles de momento, puede parecer que la PC4 al alcanzar mayores valores de momento que la PC3 tiene mejores propiedades dinámicas en los chorros eyectados. No obstante, estos perfiles de momento son calculados como el producto del flujo másico y la velocidad que sale por las toberas, por lo tanto, los altos perfiles de momento que se observan para la PC4 son en realidad producto del mayor gasto másico que se obtiene en este diseño por tener un mayor diámetro de toberas, pero estos chorros están siendo eyectados a muy baja velocidad.

Para profundizar más en este análisis, en la Figura 4.13 se han graficado las penetraciones que se obtienen con el mismo chorro para cada diseño. De aquí, se puede apreciar que la PC2 produce las mayores tasas y niveles de penetración, debido al alto perfil de momento generado por un mayor gasto másico eyectado a gran velocidad (producto final de una combustión más rápida en la precámara). Adicionalmente, es interesante notar que en un rango donde la llama

aún está evolucionando dentro de los chorros en la cámara principal (de -10 CAD a 0 CAD) las penetraciones que se obtienen con la PC3 son mayores que con la PC4, a pesar de mostrar niveles de momento similares. Esto implica que tener toberas mas grandes que generen un mayor gasto entre la precámara y la cámara de combustión, no necesariamente generan chorros con mejores propiedades dinámicas si la combustión en la precámara es tan lenta que se comprometen las velocidades de eyección.

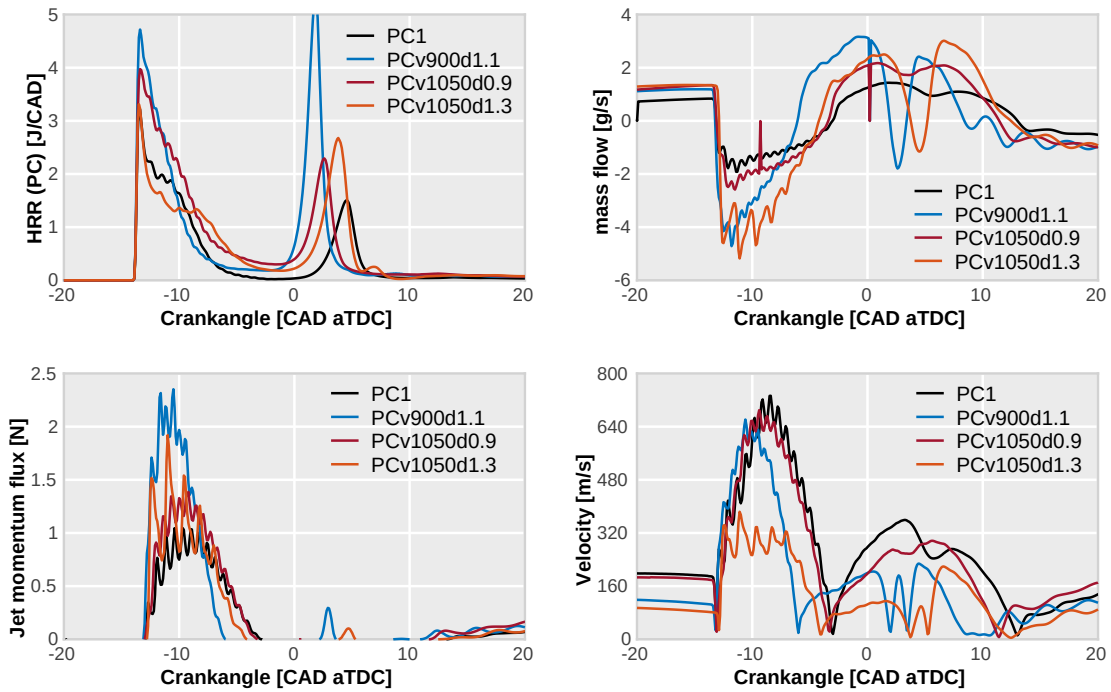


Figura 4.12: HRR en la precámara y momento de los chorros comparando los diseños propuestos

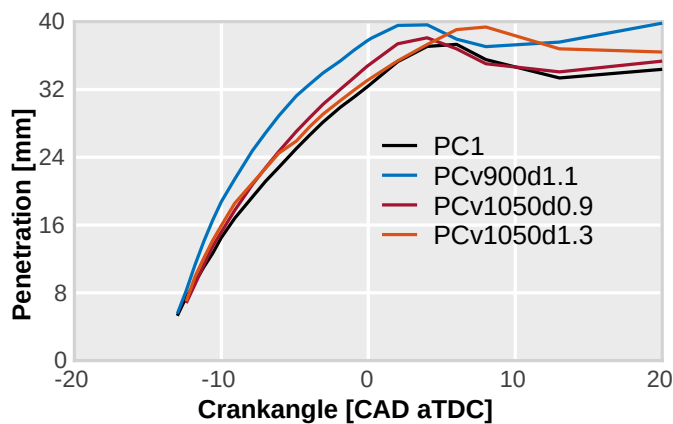


Figura 4.13: Penetración de los chorros comparando los diseños propuestos

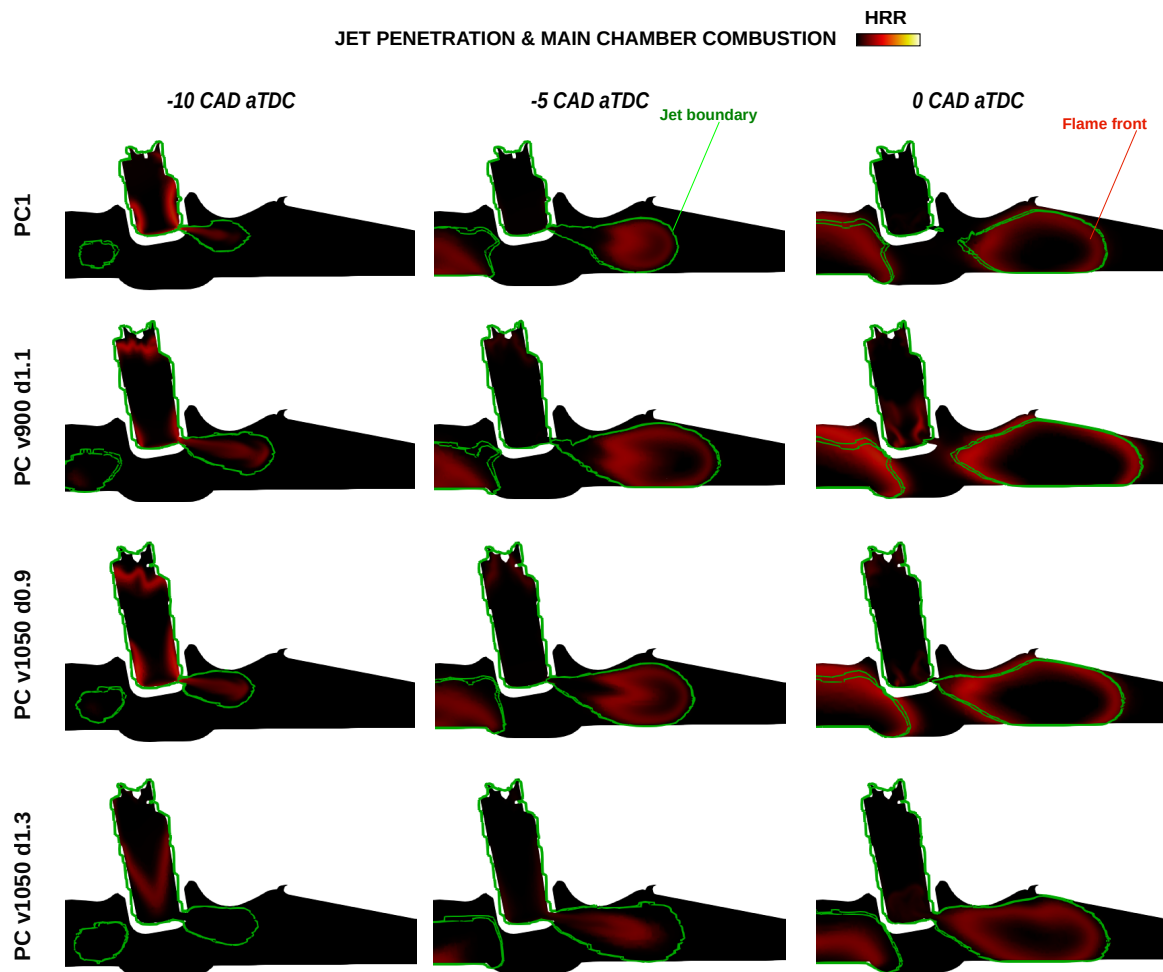


Figura 4.14: Visualización de los chorros y su eyección a la cámara principal comparando los diseños propuestos

Estas mismas tendencias se pueden observar mejor en la Figura 4.14, donde se representa la misma penetración en 3D, para diferentes instantes de la combustión y para los 4 diseños. En verde, se ha representado tanto el contorno de las precámaras como los límites de los chorros, y en la escala de colores la propia llama, mediante el término fuente de la ecuación de energía al igual que en la Figura 4.3. Atendiendo a la PC4, se puede apreciar cómo en el instante -10 CAD con respecto al PMS, la precámara está eyeccionando a la cámara principal mezcla no reactiva, gases no quemados, principalmente por tener una combinación de volumen de precámara y toberas más grandes. Como se ha observado previamente, este diseño ralentiza la combustión, y a medida que la precámara se va presurizando lentamente, una mayor cantidad de gases no quemados son empujados hacia la cámara principal, retrasando de esta manera la eyección de mezcla reactiva y por lo tanto el encendido de la cámara de combustión. Todo lo contrario sucede con la PC2 y PC3, que son capaces de quemar rápidamente este volumen y eyeccionar mezcla reactiva más temprano en el ciclo. En particular, se puede observar como los chorros generados con la PC2 prácticamente alcanzan a penetrar hasta las paredes del cilindro en el PMS.

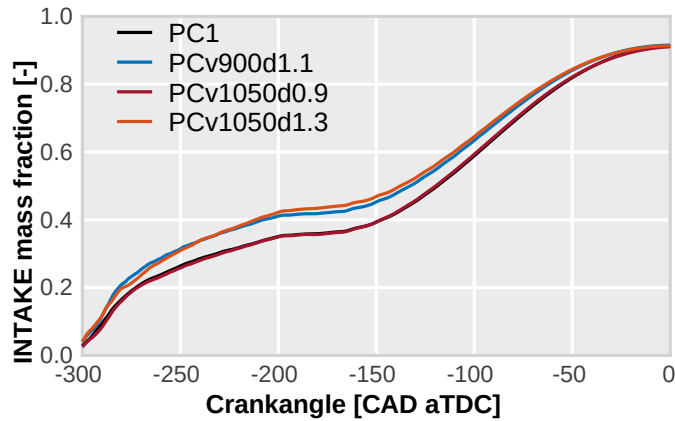


Figura 4.15: Fracción másica de gases frescos que entran a la precámara

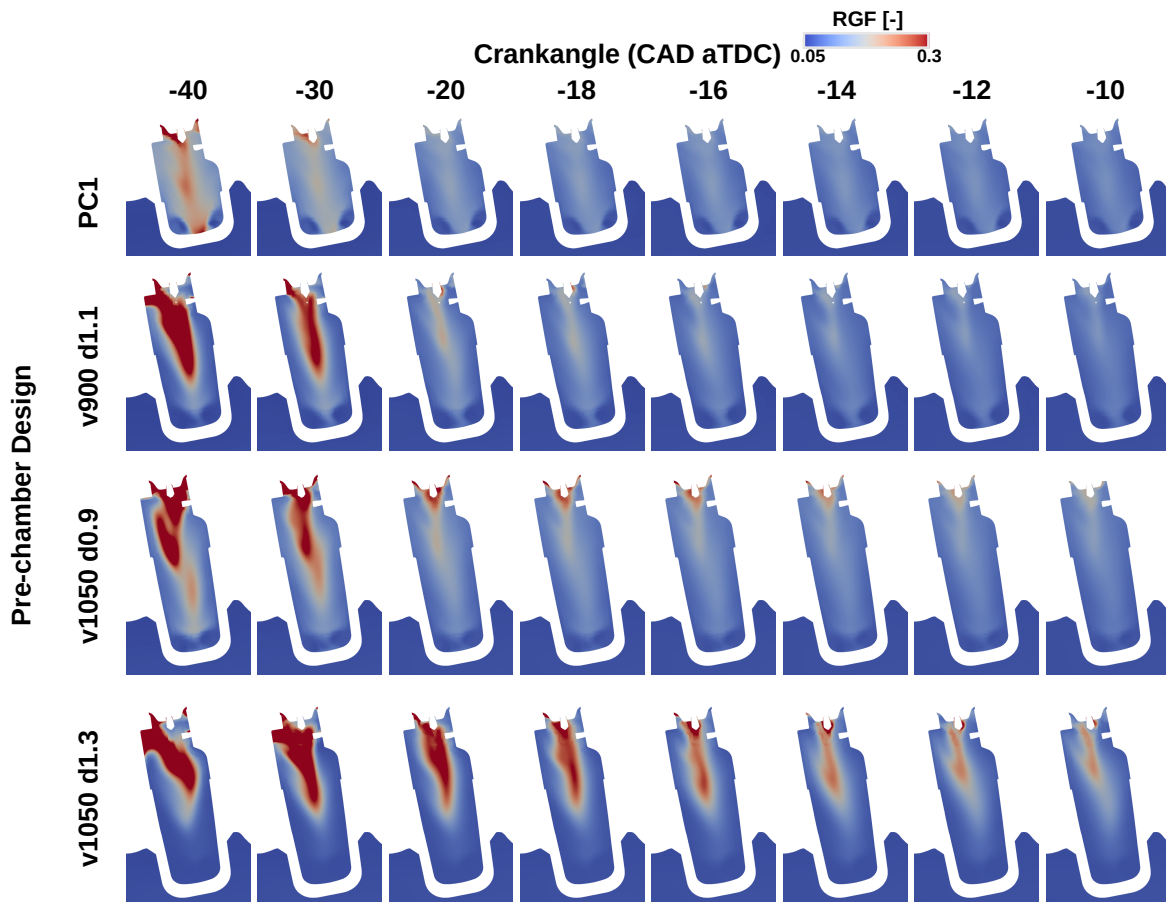


Figura 4.16: Distribución local de la fracción másica de gases residuales en la precámara

Por otro lado, también es interesante estudiar cómo entra la mezcla fresca en la precámara para barrer los gases residuales. En la Figura 4.15 se ha graficado la fracción másica de gases provenientes de la admisión promediada en el volumen de cada precámara. Se puede apreciar

que las precámaras con mayor diámetro de toberas (PC2 y PC4) son las que se llenan más rápidamente. No obstante, conforme se aproxima el ciclo al PMS durante la compresión, todos los diseños convergen aproximadamente a la misma cantidad de mezcla fresca.

Sin embargo, las curvas mostradas en la Figura 4.15 solo nos indican la cantidad de mezcla fresca promedio que hay en cada diseño, pero al ser la combustión un proceso tridimensional, la ubicación de los gases quemados juega un papel importante en cómo evoluciona este proceso dentro de la precámara. Por este motivo, en la Figura 4.16 se ha representado la evolución local de los residuales en la precámara a lo largo del ciclo, para diferentes instantes y los 4 diseños. En la escala de colores se representa la fracción másica de gases quemados que permanecen en la precámara, evolucionando de color azul (menos residuales) a rojo (más residuales). Cabe recordar que la mezcla residual compromete la posibilidad de utilizar EGR, por lo que el diseño óptimo de la precámara debe evacuar la mayor parte de estos gases residuales. Como se puede observar, de manera general los gases no evacuados de la precámara tienden a quedarse suspendidos en las proximidades de los electrodos. Destaca que, cuanto mayor es el volumen de la precámara, mayores gases residuales se tienen. Particularmente en la PC4, se tiene una excesiva cantidad de residuales en todo el rango de tiempo mostrado, otro motivo por el que se tiene un proceso de combustión más lento para este diseño. Con respecto a la PC3, se aprecia una leve fracción de residuales acumulados cerca de los electrodos hasta en -10 CAD. Finalmente, el diseño de la PC2 es el que mejor barre los gases residuales en este volumen.

Otro parámetro de flujo importante a considerar es la generación de turbulencia. En la Figura 4.17 se muestra la energía cinética turbulenta promedio en la precámara para los 4 diseños estudiados. Se puede observar que todos ellos siguen un patrón similar, generando la mayor cantidad de turbulencia durante la compresión (cuando se llena efectivamente la precámara), y siendo en este caso la PC3 la que mayor turbulencia genera. Esta tendencia se puede apreciar mejor en la Figura 4.18, donde se ha representado la evolución local de la TKE en escala de colores (menor TKE en azul, mayor en rojo) para varios instantes del ciclo y para los diferentes diseños. De manera general, se puede observar que la turbulencia se genera en el fondo de la precámara, por donde entra la mezcla fresca a gran velocidad a través de las toberas, y se va disipando a medida que sube hacia los electrodos. Dado este movimiento, no es recomendable tener una precámara excesivamente grande como la PC3 y PC4, ya que los niveles altos de TKE se encuentran muy alejados de los electrodos, y esto puede generar una combustión ralentizada ya que la llama debe evolucionar en un ambiente de baja turbulencia. Por lo tanto, uno de los aspectos a considerar no solo es que la precámara pueda generar altos niveles de TKE sino que también se pueda tener un punto de encendido más cercano a este campo de turbulencia.

Tal y como se ha visto en el análisis de los diferentes diseños, se puede concluir que el diseño más óptimo es la PC2 (PCv900d1.1), con un volumen de 900 mm^3 y diámetros de toberas de 1,1 mm. Aunque no tenga el mejor patrón de turbulencia de entre las 4 propuestas, se ha visto que es la opción más óptima en términos de calidad de chorros, combustión y barrido local de residuales.

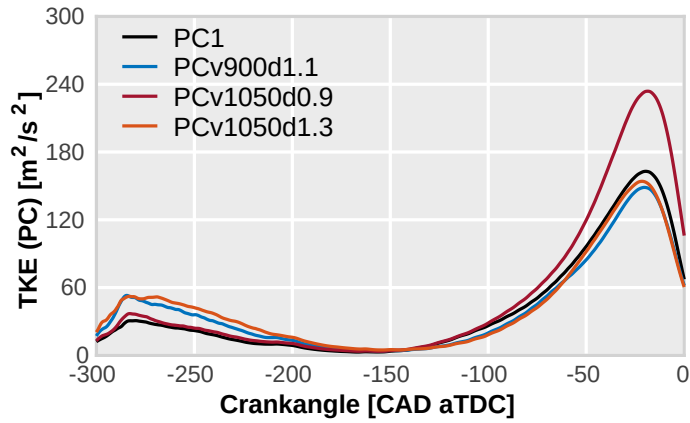


Figura 4.17: Generación de TKE en la precámara para los diseños propuestos

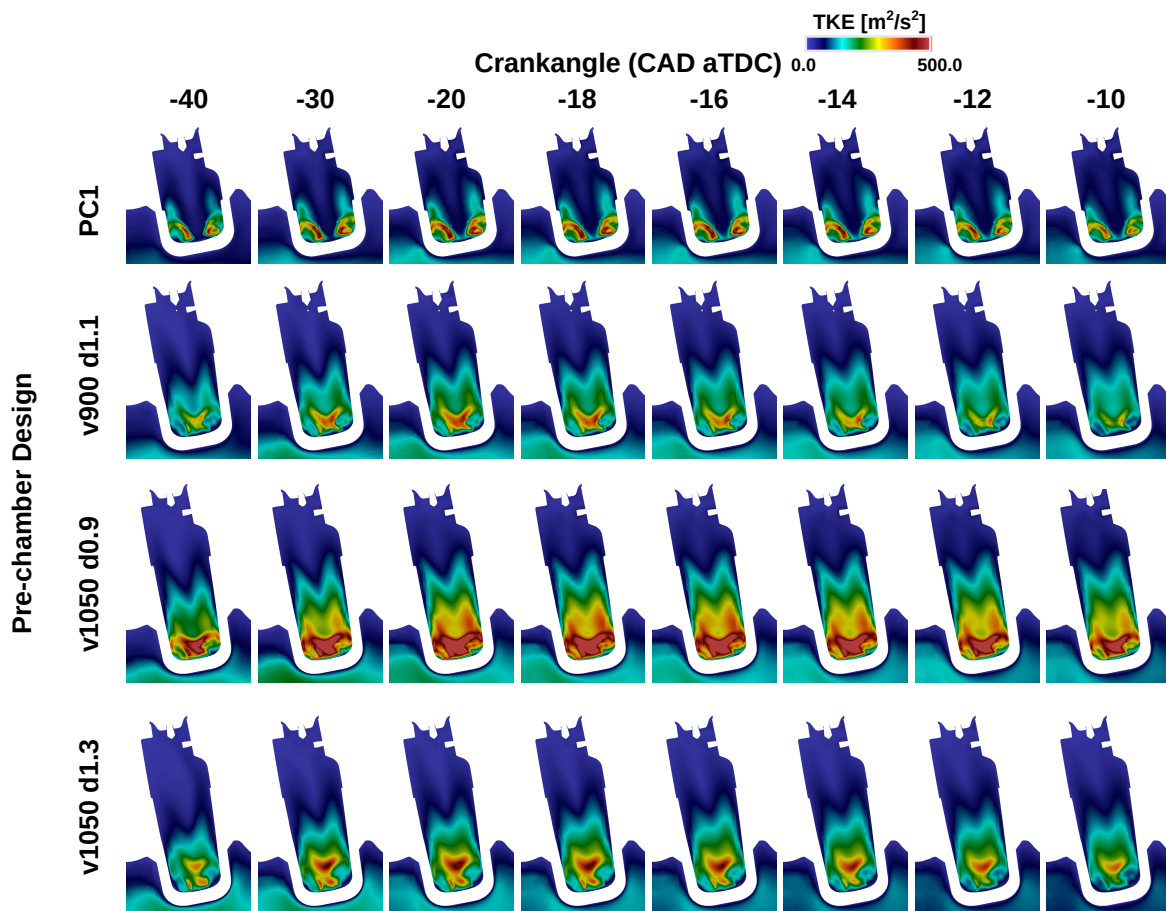


Figura 4.18: Distribución local de la TKE en la precámara para cada diseño

4.4. Simulaciones de ciclos transitorios de conducción

Para finalizar este trabajo de investigación, en este apartado se realizará una simulación de un ciclo transitorio de conducción WLTP (*World Harmonized Light-duty vehicle test Procedure*). Este es un procedimiento estándar global cuyo principal objetivo es determinar los niveles de contaminantes, emisiones de CO₂ y consumo de combustible en vehículos tradicionales, híbridos y eléctricos puros, desarrollado por la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE, UNECE en inglés).

En esta simulación, se utilizará el modelo dinámico 1D de GT-Power mostrado en el Capítulo 3 (véase Figura 3.7). Se ha escogido un vehículo estándar de clase 3, cuyo ensayo supone una duración total de 30 minutos y consta de 4 fases: velocidad baja, media, alta y súper alta. Los dos modelos a comparar son:

- Un turismo equipado con un MEP convencional, propulsado con gasolina comercial de 95 octanos. La relación de compresión es de 10,5:1, y opera en condiciones estequiométricas en todo el mapa motor.
- El mismo vehículo equipado con un MEP y la configuración estudiada previamente (TJI con precámara optimizada, alta relación de compresión de 15,4:1 y ciclo Miller utilizando GNC como combustible)

Los resultados obtenidos en la simulación quedan reflejados en la Figura 4.19, los cuales se han normalizado en referencia a los valores obtenidos para el MEP convencional. En estas gráficas se puede observar el ciclo de conducción en color negro.

En vista de los resultados, se puede observar el enorme potencial que tiene la nueva definición del motor. Con respecto a la primera gráfica, se puede apreciar cómo ha disminuido en torno al 5 % la energía total de combustible necesaria para realizar el ciclo de conducción WLTP con respecto al MEP convencional. Además, atendiendo al consumo de carburante (gráfica central), esta diferencia aumenta hasta aproximadamente el 15 %, una disminución en el consumo más que notable y esperada, teniendo en cuenta el alto poder calorífico del GNC en comparación con el de la gasolina comercial de 95 octanos. Por último, cabe recordar que el gran objetivo de esta nueva configuración de motor era reducir las emisiones de contaminantes, especialmente de CO₂. Como puede observarse en la última gráfica de la Figura 4.19, el CO₂ emitido se reduce alrededor de un 25 % en comparación con el MEP estándar.

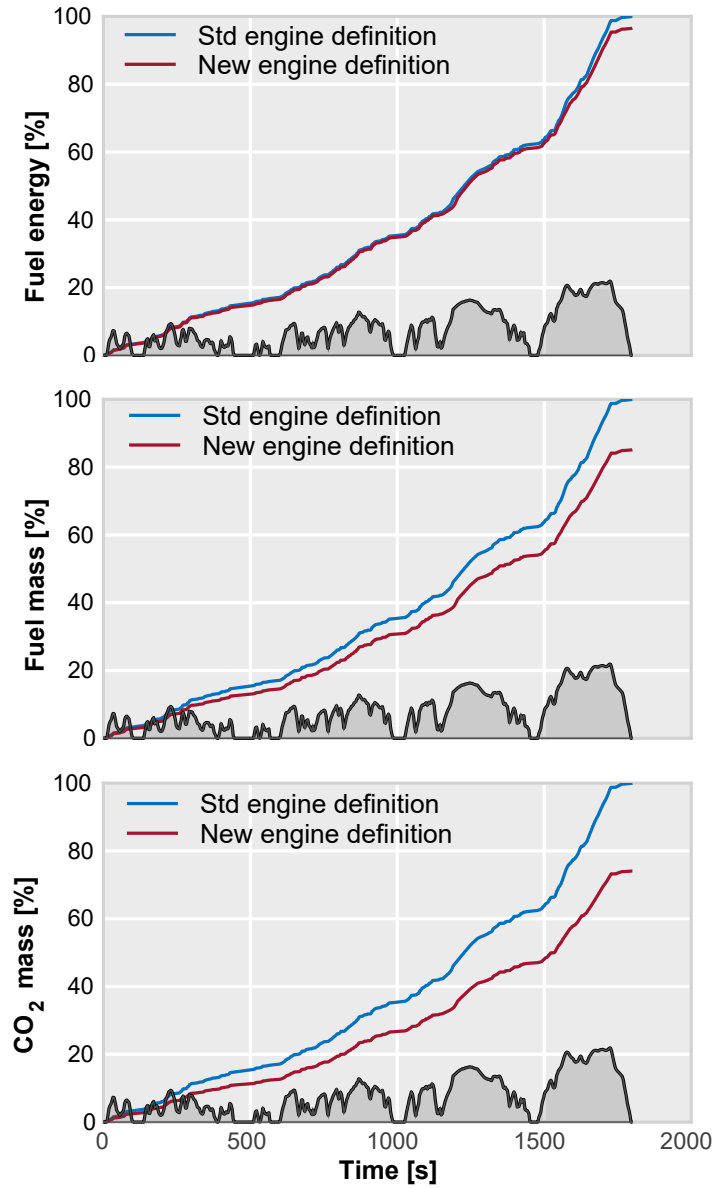


Figura 4.19: Consumo energético, consumo de combustible y emisiones de CO₂ para el ciclo de conducción WLTP comparando ambas configuraciones del motor

Capítulo 5

Conclusiones

En este trabajo final de máster, se han evaluado una serie de tecnologías en el estado del arte para desarrollar una nueva definición de motores de encendido provocado propulsados con gas natural, con el objetivo principal de reducir los niveles de emisión de CO₂ para los vehículos de pasajeros de futuras generaciones. Estos avances son fundamentalmente tres: un bloque motor con mayor relación de compresión, uso de un ciclo Miller y la implementación de una precámara de combustión, sistema conocido como TJI. A continuación, se resumen las principales conclusiones extraídas a lo largo del trabajo.

A partir de la campaña experimental, se pudo observar un aumento del rendimiento indicado de un 3% en el motor de referencia al pasar de la bujía convencional a la precámara pasiva operando con gasolina, en condiciones de alta carga/régimen de giro (4500 rpm y 12,8 bar de pme). Sin embargo, este aumento de eficiencia no se observa en las mismas condiciones operando con GNC, ya que la mayor resistencia al *knocking* que proporciona este combustible demanda que se utilice una arquitectura de motor donde la detonación sea un factor limitante para poder sacarle provecho a los perfiles de combustión acelerados del sistema TJI.

Posteriormente, se desarrolló un modelo CFD predictivo y calibrado con resultados de experimentos tanto para gasolina como para gas natural. A partir de este modelo se determinó que el uso del GNC en combinación con el sistema TJI es una estrategia altamente eficiente, ya que los problemas de bajas velocidades de combustión laminar asociados al GNC pueden ser compensados con las mayores superficies de llama y velocidades de combustión turbulentas generadas con la precámara.

Al evaluar el uso del GNC y el sistema TJI en la nueva configuración del motor (con mayor relación de compresión de 15,4:1 y ciclo Miller) utilizando el modelo de CFD, se pudo observar que pese a que el ciclo Miller empeora las condiciones del flujo en la cámara principal (menor turbulencia y mayor cantidad de gases residuales), en la precámara se mejoran estas propiedades del campo fluido gracias a la alta relación de compresión. Esto logra acelerar el proceso de combustión en la precámara, mejorando la calidad de los chorros y consiguiendo un aumento del 3% en el rendimiento indicado del ciclo, comparado con la arquitectura original del motor.

La herramienta de CFD desarrollada también se ha utilizado para optimizar la geometría

de la precámara, variando su volumen y el diámetro de las toberas, proponiendo de esta manera 3 nuevos diseños además de la precámara de referencia utilizada anteriormente. Tras estudiar y comparar numerosos parámetros de la combustión (liberación de calor, momento y velocidad de los chorros, penetraciones, etc.), la generación de turbulencia y el barrido de los gases residuales en la precámara, se logró determinar un diseño óptimo con 900 mm^3 y 6 toberas de 1,1 mm de diámetro, ya que es la alternativa que mejores resultados obtenía de forma global.

Finalmente, ya con la configuración y precámara optimizadas, a partir de las simulaciones del ciclo de conducción transitorio, se confirma el potencial de esta nueva tipología de motor con GNC como combustible. En los resultados obtenidos gracias a estas simulaciones, se ha podido comprobar una reducción más que notable tanto en el consumo de combustible (aproximadamente un 15%), como en la reducción de las emisiones de CO_2 (alrededor del 25%), en comparación con un MEP de gasolina convencional.

Los objetivos de futuras investigaciones deberán ser estudiar esta nueva configuración en otros puntos de funcionamiento del mapa motor (baja carga, utilizando EGR, etc.), y una optimización completa y más detallada de todo el conjunto motor, para proceder a evaluarlo en un banco de ensayos real.

Bibliografía

- [1] Universitat Politècnica de València. Apuntes de ampliación de motores alternativos, 2020-21.
- [2] S. Eder E. Winklhofer, G. Fraidl. Flame analysis techniques for tc-gdi development: From injector selection up to rde calibration. *AVL Webinar Series*, 2016.
- [3] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico. Sistema español de inventario de emisiones, 2020. URL <https://www.miteco.gob.es/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/>.
- [4] J. Benajes, R. Novella, J. Gomez-Soriano, P.J. Martinez-Hernandiz, C. Libert, and M. Dabiri. Evaluation of the passive pre-chamber ignition concept for future high compression ratio turbocharged spark-ignition engines. *Applied Energy*, 248:576–588, 2019. ISSN 0306-2619. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191930769X>.
- [5] Wikipedia. URL <https://en.wikipedia.org/>.
- [6] Mohamad Issa, H. Ibrahim, Richard Lepage, and Adrian Ilinca. A review and comparison on recent optimization methodologies for diesel engines and diesel power generators. *Journal of Power and Energy Engineering*, 07:31–56, 01 2019. doi: 10.4236/jpee.2019.76003.
- [7] R. Novella, J. Gomez-Soriano, P.J. Martinez-Hernandiz, C. Libert, and F. Rampanarivo. Improving the performance of the passive pre-chamber ignition concept for spark-ignition engines fueled with natural gas. *Fuel*, 290:119971, 2021. ISSN 0016-2361. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236120329677>.
- [8] J. Benajes, R. Novella, J. Gomez-Soriano, I. Barbery, C. Libert, F. Rampanarivo, and M. Dabiri. Computational assessment towards understanding the energy conversion and combustion process of lean mixtures in passive pre-chamber ignited engines. *Applied Thermal Engineering*, 178:115501, 2020. ISSN 1359-4311. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431120329835>.
- [9] Observatorio de complejidad económica. URL <https://oec.world/es>.
- [10] Fortune Business Insights. Gas engine market size, share & covid-19 impact analysis, by product type (natural gas, special gas, and others), by power output (0.5-1 mw, 1-2 mw, 2-5 mw, 5-10 mw and 10-20 mw), by application (power generation, mechanical drive, cogeneration and others), and regional forecast, 2020-2027, 2020. URL <https://www.fortunebusinessinsights.com/gas-engines-market-103928>.

- [11] International energy agency. URL <https://www.iea.org/>.
- [12] Universitat Politècnica de València. Apuntes de ampliación de combustión, 2020-21.
- [13] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico. Sector transporte, 2020. URL <https://www.miteco.gob.es/es/cambio-climatico/>.
- [14] Agencia europea para el medioambiente. URL <https://www.eea.europa.eu/es>.
- [15] Albert Boretti. Energy flow of a 2018 fia f1 racing car and proposed changes to the powertrain rules. *Nonlinear Engineering*, 9(1):28–34, 2020. URL <https://doi.org/10.1515/nleng-2018-0171>.
- [16] Albert Boretti. High power-density, high efficiency, mechanically assisted, turbocharged direct-injection jet-ignition engines for unmanned aerial vehicles. *SAE International Journal of Aerospace*, 12(1):41–56, 2019. URL <https://doi.org/10.4271/01-12-01-0002>.
- [17] Cfd-online. URL https://www.cfd-online.com/Wiki/RNG_k-epsilon_model.
- [18] A. Torregrosa, P. Olmeda, B. Degraeuwe, and M. Reyes. A concise wall temperature model for di diesel engines. *Applied Thermal Engineering*, 26(11):1320–1327, 2006. ISSN 1359-4311. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431105003601>.
- [19] Yao-Dong Liu, Ming Jia, Mao-Zhao Xie, and Bin Pang. Enhancement on a skeletal kinetic model for primary reference fuel oxidation by using a semidecoupling methodology. *Energy & Fuels*, 26(12):7069–7083, 2012. URL <https://doi.org/10.1021/ef301242b>.

Documento II

Presupuesto

Capítulo 1

Introducción

Para la finalización de este proyecto final de máster, se expone a continuación el coste de ejecución del proyecto. El presupuesto total será aquel formado por los materiales y equipos utilizados, incluyendo las licencias de software, más la mano de obra del especialista involucrado en el trabajo.

Cabe resaltar que, dado que el proyecto ha contado únicamente con la experimentación para validar los resultados numéricos, no se incluirán en el presupuesto los costes asociados a los diferentes sistemas, equipos y material fungible utilizados durante los ensayos llevados a cabo en el Centro de Máquinas y Motores Térmicos (CMT), puesto que no han supuesto un coste a tener en cuenta para la realización del trabajo. Por este hecho, no ha sido necesaria la presencialidad durante los ensayos en el CMT. Así pues, el coste de los equipos empleados estará basado en los útiles necesarios para la configuración, ejecución y análisis de los diferentes casos, simulaciones y resultados, además de las licencias de software.

Por otra parte, los datos empleados en el cálculo han sido obtenidos del manual del procedimiento para la contratación de personal del Instituto de Investigación CMT, aportado por el jefe de personal gerente de dicho instituto. La unidad monetaria utilizada es el Euro (€).

Capítulo 2

Cálculo de costes

2.1. Mano de obra

Para estimar el coste relativo a la mano de obra, únicamente se han de tener en cuenta las horas de trabajo empleadas por el alumno, asociadas a la configuración de casos, realización de simulaciones, análisis de resultados y redacción del trabajo. A pesar de que el tiempo dedicado al proyecto por parte del alumno ha sido superior al previamente estimado, se considerarán exclusivamente las horas establecidas por los créditos ECTS reflejados en el plan de estudios del Máster en Ingeniería Aeronáutica. Como se puede observar en la Ecuación 2.1, el tiempo estimado es de 240 horas.

$$\text{Horas trabajadas} = 12 \text{ ECTS} \cdot 20 \frac{h}{\text{ECTS}} = 240 h \quad (2.1)$$

Además, se deberá sumar también el coste asociado a la cotización de la Seguridad Social (SS). Teniendo en cuenta un salario base para un ingeniero aeroespacial de 20€ por hora de trabajo, y estimando un 29,9% de cotización por la SS en términos de contingencias comunes y profesionales, en la Ecuación 2.2 se estima el coste por hora del ingeniero:

$$\text{Tasa horaria } (T_h) = 20 \frac{\text{€}}{h} + 20 \frac{\text{€}}{h} \cdot 0,299 = 25,98 \frac{\text{€}}{h} \quad (2.2)$$

Con todo, en la Tabla 2.1, se recoge el coste total de la mano de obra para la realización de este trabajo.

Ocupación del alumno	Horas trabajadas	T_h [€/h]
Ingeniero aeroespacial	240	25,98
Coste total de mano de obra = 6235,20€		

Tabla 2.1: Desglose de costes de mano de obra

2.2. Amortización de equipos y licencias de software

De acuerdo con las directrices del programa marco de la Unión Europea para la investigación (EU-FP9, apodado ahora Horizonte Europa), se considerará una amortización lineal a diez años para estimar los costes de amortización de los equipos. Atendiendo a las aclaraciones del Capítulo 1, estos equipos son básicamente los clústers de alto rendimiento utilizados para lanzar los cálculos CFD.

Las expresiones utilizadas para obtener la amortización y el coste horario de los equipos y licencias de software se recogen en la Ecuación 2.3 y Ecuación 2.4.

$$\text{Amortización } (a) = \frac{\text{Valor de compra} - \text{Valor residual}}{\text{Periodo de amortización}} = \frac{V_c - V_r}{n} \quad (2.3)$$

$$\text{Tasa horaria } (T_h) = \frac{\text{Amortización} + \text{Mantenimiento}}{\text{Horas anuales trabajadas}} = \frac{a + m}{h} \quad (2.4)$$

Siendo $h = 1748$ horas/año. Conociendo el valor de compra de cada equipo y teniendo en cuenta que el valor residual tras la amortización es nulo, en la Tabla 2.2 se recogen la amortización, coste de mantenimiento y coste horario de los diferentes equipos.

Descripción	V_c [€]	a [€/año]	m [€/año]	T_h [€/h]
Licencias de software	439594,40	43959,44	2100,36	26,35
Clústers de alto rendimiento	251810,90	25181,09	6807,31	18,30

Tabla 2.2: Desglose de costes de equipos y licencias de software

Así, teniendo en cuenta el número de horas totales empleadas, en la Tabla 2.3 se recogen los costes parciales del uso de licencias y clústers, y el coste total de amortización.

Descripción	T_h [€/h]	Horas empleadas	Coste parcial [€]
Licencias de software	26,35	610	16073,50
Clústers de alto rendimiento	18,30	610	11163,00
Coste total de equipos y licencias de software = 27236,50 €			

Tabla 2.3: Costes parciales y total de amortización de equipos y licencias de software

Capítulo 3

Coste total del proyecto

Tras analizar en detalle todos los costes estimados asociados a los equipos, licencias de software y mano de obra, en la Tabla 3.1 se refleja un resumen de todos estos costes. Así pues, el presupuesto total de este trabajo final de máster asciende a los 33471,70€.

Descripción	Coste [€]
Mano de obra	6235,20
Amortización de equipos y licencias de software	27236,50
Presupuesto total = 33471,70€	

Tabla 3.1: Coste total del proyecto