
Estudio de un Sistema de Combustión por Pre-Cámara en una Máquina de Compresión-Expansión Rápida



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Álvaro Fogué Robles

Departamento de Máquinas y Motores Térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño
Universidad Politécnica de Valencia

Septiembre 2018



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño



Documento maquetado con \TeX IS v.1.0+.

Este documento está preparado para ser imprimido a doble cara.

Estudio de un Sistema de Combustión por Pre-Cámara en una Máquina de Compresión-Expansión Rápida

Trabajo de Fin de Grado
Ingeniería Aeroespacial

Dirigido por el Doctor Joaquín de la Morena Borja

**Departamento de Máquinas y Motores Térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño
Universidad Politécnica de Valencia**

Septiembre 2018

Copyright © Álvaro Fogué Robles

Agradecimientos

Deseo expresar mi agradecimiento al director de este trabajo, Dr. Joaquín de la Morena, y a Vincenzo Pagano por toda la ayuda brindada durante el desarrollo de este trabajo. Ha sido un placer poder aprender con vosotros.

También quiero agradecer a mis compañeros y amigos, con los que he podido compartir grandes momentos fuera y dentro del ámbito de la universidad. Me habéis ayudado a hacer de estos años sean un tesoro para mi.

Por último, pero más importante, quiero agradecer a mis padres y mi familia. Nunca hubiera llegado hasta aquí sin vuestro apoyo y vuestra ayuda. Gracias por vuestros consejos, vuestra guía y vuestro ejemplo.

A todos, muchas gracias.

Abstract

Given the growing need to reduce the emission of pollutants produced during combustion in internal combustion engines that are overcrowded in the streets, there are several research routes with the aim of making the new generation of engines more environmentally friendly. One of this research routes is the TJI (*Turbulent Jet Ignition*) engine, a type of engine based in the use of a combustion prechamber, that can only be found in operation in experimental high-performance engines.

This technology is able to operate the engine with a much smaller amount of fuel without affecting performance levels in comparison with what can be found in the streets. The intention of this work is to study how this engine works in a more thorough way and establish the bases for the optimization of the TJI engine with the fuel saving as objective.

For this, an RCEM (*Rapid Compression Expansion Machine*) has been used and a series of tests has been carried out to see and study the behavior of the flow inside the engine. In order to quantitatively analyze the results, a code has been developed in which numerous physical models have been included to try to accurately model the thermodynamic and fluid-dynamic phenomena that take place, critically analyze the performance of the process, and compare and complement with the images obtained from the combustion inside the machine.

With the results obtained, it has been possible to verify that the performance of the TJI engine, even without an optimization of geometry or working conditions, is capable of developing powers that compete with high performance engines, and with thermal outputs equal or slightly higher than those found in conventional engines. It has also been possible to describe the phenomenology involved in the operation of the engine under the test conditions and it has been possible to observe the effect of the prechamber.

Resumen

Ante la creciente necesidad de reducir la emisión de contaminantes producidos durante la combustión en los motores de combustión interna que se encuentran de forma masificada en las calles, existen numerosas vías de investigación con el objetivo de hacer la nueva generación de motores más comprometida con el medio ambiente. Una de estas vías de investigación es el motor TJI (*Turbulent Jet Ignition*), un tipo de motor basado en el uso de una pre-cámara de combustión, que a día de hoy solo se puede encontrar en funcionamiento en motores experimentales de altas prestaciones.

Esta tecnología es capaz de funcionar con una cantidad de combustible mucho menor sin afectar a los niveles de prestaciones en comparación con lo que se puede encontrar en la calle. En este trabajo se pretende estudiar como funciona este tipo de motor más a fondo y establecer las bases para la optimización del motor TJI con el ahorro de consumo como objetivo.

Para ello se ha utilizado una RCEM (*Rapid Compression Expansion Machine*) y se ha realizado una serie de ensayos con los que ver y estudiar el comportamiento del flujo en el interior del motor. Para poder analizar de forma cuantitativa los resultados se ha desarrollado un código en el que se han incluido numerosos modelos físicos para tratar de modelar de forma precisa los fenómenos termodinámicos y fluidodinámicos que intervienen, analizar de forma crítica el rendimiento del proceso, y comparar y complementar con las imágenes obtenidas de la combustión en el interior de la máquina.

Con los resultados obtenidos se ha podido comprobar que las prestaciones del motor TJI, incluso sin una optimización de la geometría o las condiciones de trabajo, es capaz de desarrollar potencias que compiten con motores de altas prestaciones con rendimientos térmicos iguales o ligeramente superiores a los que se encuentran en motores convencionales. También se ha podido describir la fenomenología envuelta en el funcionamiento del motor bajo las condiciones de ensayo y se ha podido observar el efecto de la pre-cámara.

Índice

Agradecimientos	V
Abstract	VI
Resumen	VII
Índice de Figuras	XIII
Índice de Tablas	XV
Lista de Acrónimos	XVI
Lista de Símbolos	XIX
I Introducción	1
1. Introducción	2
1.1. Estado del Arte	2
1.2. Motivación	7
1.3. Objetivos y Estructura del Trabajo	8
2. Marco Teórico	9
2.1. Motor de Combustión Interna Alternativo	9
2.1.1. Motores 2T y 4T	11
2.1.2. Movimiento del Aire en el Cilindro	14
2.1.3. Fenómeno de la Combustión	19
2.1.4. Combustión en MCI	30
2.1.5. Sistema de Inyección	34
2.1.6. Sistema de Ignición	37
2.2. Combustión TJI	39

2.2.1. Concepto TJI	40
2.2.2. Modos de Funcionamiento	42
II Instrumentación y Metodología	46
3. Equipos necesarios para los ensayos	47
3.1. Máquina de Compresión y Expansión Rápida	47
3.1.1. Principio de Operación	48
3.1.2. Acceso visual	51
3.2. Sistema de Inyección	53
3.3. Sistema de Encendido	56
3.4. Bomba de Vacío	57
3.5. Sistemas Auxiliares	58
4. Sistema de Adquisición	59
4.1. Sensores	59
4.1.1. Termopar	59
4.1.2. Sensor de Presión	60
4.1.3. Regla Magnética	60
4.2. Osciloscopio	62
4.3. Adquisición de imágenes	62
4.3.1. Cámara de Alta Velocidad	63
4.3.2. Cámara Intensificada	64
5. Instalación y Metodología de los Ensayos	66
5.1. Instalación	66
5.2. Rutina de Ensayo	70
5.2.1. Adquisición de imagen	74
5.2.2. Consideraciones	75
5.3. Condiciones de los Ensayos realizados	76
III Procesado y Análisis de los datos	78
6. Tratamiento de la señal	79
6.1. Señal de Posición	79
6.2. Filtrado	80
7. Fundamentos Teóricos	83

7.1. Evolución Cinético-Dinámica	83
7.2. Transferencia de Masa	84
7.3. Modelado de la Combustión	85
7.3.1. Límites de la combustión y tasa de quemado	86
7.3.2. Reacción sin disociación	87
7.3.3. Reacción con disociación	88
7.3.4. Liberación de calor	91
7.4. Pérdidas de Calor	92
7.4.1. Pérdidas de calor en la cámara principal	93
7.4.2. Pérdidas de calor en la pre-cámara	95
7.4.3. Pérdidas de calor por <i>Knock</i>	102
7.5. Evolución Termodinámica	104
7.6. Liberación de Calor	107
7.7. Parámetros de Rendimiento y Motor Equivalente	108
7.8. Software	110
8. Resultados	111
8.1. Estudio de repetitividad de los ensayos	111
8.2. Resultados	114
8.2.1. Tendencias	114
8.2.2. Fenomenología	120
8.2.3. Resultados de visualización	122
8.2.4. Rendimiento	124
9. Conclusiones	127
9.1. Conclusiones	127
9.2. Viabilidad	128
9.3. Trabajo Futuro	128
IV Apéndices	130
A. Otros Submodelos Aplicados	131
A.1. Modelo de Deformaciones	131
A.2. Coeficiente de Descarga	132
A.3. Modelado del Frente de llama	133
A.4. Pérdidas de calor por evaporación	135
A.5. Propiedades Termodinámicas	140
A.5.1. Propiedades de las sustancias	141

A.5.2. Propiedades de las mezclas	143
B. Planos	145
B.1. Planos de la Pre-Cámara	145
B.2. Planos de la Culata	149
C. Gráficas	154
C.1. Posición	155
C.2. Velocidad	157
C.3. Aceleración	159
C.4. Presión	161
C.5. Temperatura	163
C.6. dFQL Cámara Principal	165
C.7. dFQL Pre Cámara	167
C.8. Masa	169
D. Visualización	171
D.1. Imágenes obtenidas con la Cámara Rápida	171
D.2. Imágenes obtenidas con la Cámara Intensificada	175
Bibliografía	176
V Presupuesto	185
Recursos	186
Desarrollo del Presupuesto	188
Resumen del Presupuesto Total	189

Índice de Figuras

2.1. Etapas de funcionamiento de un MCIA	9
2.2. Funcionamiento de un motor 2T	12
2.3. Funcionamiento de un motor 4T	13
2.4. Formación del <i>Swirl</i>	15
2.5. Formación del <i>Tumble</i>	17
2.6. Formación del <i>Squish</i>	18
2.7. Frente de llama laminar	25
2.8. Diagrama de Borghi	27
2.9. Lama de Difusión Laminar	29
2.10. Combustión en MEP	31
2.11. Carburador	35
2.12. Tipos de Inyección. Monopunto y Multipunto	36
2.13. Tipos de Inyección. Directa e Indirecta	36
2.14. Inyector	37
2.15. Energía mínima de Ignición	38
2.16. Esquema básico de un Sistema de Ignición	39
2.17. Esquema básico de TJI	40
2.18. <i>Jets</i> del TJI	41
3.1. Partes de la RCEM	49
3.2. Elementos de la RCEM	49
3.3. Movimiento de los pistones	50
3.4. Croquis del Acceso Visual	52
3.5. Esquema del Sistema de Inyección	54
3.6. Esquema del Sistema de Ignición	57
4.1. Instalación de la Regla Magnética	61
4.2. Señales durante la Compresión y la Expansión en el sensor de posición	61

5.1. Esquema de la Instalación Completa	67
5.2. Instalación de la Pre-Cámara	69
6.1. Ejemplo de señal de posición construida cerca del TDC	80
7.1. Análisis del <i>Knock</i>	102
8.1. Dispersión en la Posición	112
8.2. Dispersión en la Presión	113
8.3. Cambios en las curvas de presión con el dosado	115
8.4. Cambios en las curvas de temperatura con el dosado	116
8.5. Cambios en la liberación de calor con el dosado	117
8.6. Cambios en la liberación calor en la pre-cámara con el dosado	119
8.7. Caso representativo de los ensayos realizados	120
8.8. Dosado durante el ensayo	121
8.9. Cambios de presión en el encendido	121
8.10. Cambios de presión en el TDC	122
8.11. Imágenes del TJI con la cámara rápida	123
8.12. Comparación entre tipos de cámara	124
8.13. Régimen de Giro	125
8.14. Trabajo Obtenido	125
8.15. Rendimiento Térmico	125
8.16. PMI	126
A.1. Sistema de Referencia	132
A.2. Esquema de la evaporación de una gota	137

Índice de Tablas

3.1. Datos de la RCEM modelo TeRCM-K84	51
3.2. Datos del pistón transparente	52
3.3. Datos del filtro de combustible	54
3.4. Datos del motor del sistema de inyección	55
3.5. Datos de la bomba de combustible	55
3.6. Datos del intercambiador de calor	55
3.7. Datos de los inyectores	56
3.8. Datos de las toberas de los inyectores	56
3.9. Datos de la bujía	57
3.10. Datos de la bobina de encendido	57
3.11. Datos de la bomba de vacío	58
4.1. Datos de los sensores de presión	60
4.2. Datos de la cámara rápida	63
4.3. Datos de la cámara intensificada	64
5.1. Datos de la pre-cámara	70
5.2. Configuración de la RCEM	71
5.3. Rangos de barrido	76
5.4. Configuración final de la RCEM	77
6.1. Filtros aplicados	82
7.1. Constantes del modelo de Woschni	95
7.2. Constantes del modelo de Turbulencia	101
7.3. Constantes del modelo de Knock	104
A.1. Constantes de la correlación de $u_{CL,0}$	134
A.2. Propiedades Químicas del Combustible	141
A.3. Propiedades del Combustible Líquido	141

A.4. Propiedades del Combustible Gaseoso	141
A.5. Propiedades del Aire	142
A.6. Propiedades de las Especies	142
P.1. Recursos de Personal	186
P.2. Recursos Materiales	187
P.3. Recursos Informáticos	187
P.4. Recursos de Personal	187
P.5. Costes de Personal	188
P.6. Costes directos de Material	188
P.7. Costes de uso del Material	189
P.8. Costes de uso de Instalaciones	189
P.9. Presupuesto Total	190

Lista de Acrónimos

0D	<i>0 Dimensiones</i> , modelo adimensional
1D	<i>1 Dimensión</i> , modelo unidimensional
2D	<i>2 Dimensiones</i> , modelo bidimensional
2T	<i>2-tiempos</i>
3D	<i>3 Dimensiones</i> , modelo tridimensional
4T	<i>4-tiempos</i>
BDC	<i>Bottom Dead Center</i> , Punto Muerto Inferior
CDM.....	Coficiente de Descarga Medio
CFD.....	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CMT.....	Centro de Motores Térmicos
CO	Monóxido de Carbono
CO ₂	Dióxido de Carbono
CTM.....	Coficiente de Torbellino Medio
DGP	<i>Driving Gas Pressure</i> , Presión de Accionamiento
DI.....	<i>Direct Injection</i> , Inyección Directa en Diésel
ECU	<i>Engine Control Unit</i> , Unidad de Control del Motor
EGR.....	<i>Exhaust Gas Recirculating</i> , Recirculación de Gases de Escape
FFV	<i>Flexible-Fuel Vehicle</i> , Vehículo de Combustible Flexible

<i>FSR</i>	<i>Flame Speed Ratio</i> , Relación de Velocidades de Combustión
GCI.....	<i>Gasoline Compression Ignition</i> , Encendido por Compresión de Gasolina
GDI.....	<i>Gasoline Direct Injection</i> , Inyección Directa de Gasolina
<i>HC</i>	Hidrocarburos
HCCI.....	<i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i> , Encendido por Compresión de Carga Homogénea
HCSI.....	<i>Homogeneous Charge Spark Ignition</i> , Encendido por Chispa de Carga Homogénea
IDI.....	<i>Indirect Diesel Injection</i> , Inyección Indirecta de Diésel
MCIA.....	<i>Motor de Combustión Interna Alternativo</i>
MEC.....	<i>Motor de Encendido por Compresión</i>
MEP.....	<i>Motor de Encendido Provocado</i>
N_2	Nitrógeno
N_2O	Óxido Nitroso
NO	Óxido Nítrico
NO_x	Óxidos de Nitrógeno
O_2	Oxígeno
OH^*	Hidróxido excitado
ON.....	<i>Octane Number</i> , Número de Octano u Octanaje
RCEM.....	<i>Rapid Compression Expansion Machine</i> , Máquina de Compresión y Expansión Rápida
SPCCI.....	<i>Spark Controlled Compression Ignition</i> , Encendido por Compresión Controlado por Chispa
TDC.....	<i>Top Dead Center</i> , Punto Muerto Superior
TJI.....	<i>Turbulent Jet Ignition</i> , Encendido por Chorro Turbulento

VCR..... *Variable Compression Ratio*, Relación de Compresión Variable

Lista de Símbolos

Letras Latinas

a	Aceleración del Pistón	m/s^2
a_g	Fracción de Productos en la Masa Transferida	
$a_i n$	Porción de energía entrante convertida en turbulencia	
A	Área del cilindro	m^2
A_F	Área del Frente de Llama	m^2
$A_{F,eff}$	Área Efectiva del Frente de Llama	m^2
A_{noz}	Área del Orificio de la Pre-Cámara	m^2
c_m	Velocidad Media del Pistón	m s^{-1}
C_β	Fracción de K convertida en turbulencia	
C_{comb}	Fracción de u_A convertida en turbulencia	
C_D	Coefficiente de Descarga	
CDM	Coefficiente de Descarga Medio	
C_ε	Fracción de u_{noz} convertida en disipación	
C_f	Coefficiente de Fricción	
C_{inj}	Fracción de u_{unj} convertida en turbulencia	
C_k	Efecto de k en la velocidad turbulenta	
C_{knock}	Parámetro de Ajuste para pérdidas por <i>Knock</i>	
C_{len}	Parámetro de Ajuste para la Macroescala Turbulenta	
C_p	Calor Específico a Presión Constante	$\text{J mol}^{-1} \text{K}^{-1}$
C_{sw}	Coefficiente de Torbellino (Axial)	
C_T	Coefficiente de Torbellino (Toroide)	
CTM	Coefficiente de Torbellino Medio	
C_u	Efecto de u_{noz} en la velocidad turbulenta	
C_v	Calor Específico a Volumen Constante	$\text{J mol}^{-1} \text{K}^{-1}$
$dFQL$	Tasa de Liberación de Calor	J s^{-1}
D_{32}	Diámetro Medio de Sauter	m
D_{f-a}	Difusividad del Combustible en Aire	m^2/s
D_{inj}	Diámetro del Inyector	m

D_{noz}	Diámetro del Orificio de la Pre-Cámara	m
D_p	Diámetro del Cilindro	m
D_{prec}	Diámetro de la Pre-Cámara	m
D_p	Diámetro del Cilindro	m
D_{prec}	Diámetro de la Pre-Cámara	m
E_a	Energía de Activación	J
F	Dosado	kg _{comb} /kg _{air}
F_{est}	Dosado Estequiométrico	kg _{comb} /kg _{air}
Fr	Dosado Relativo	
$F_{w,k}$	Flujo de energía cinética turbulenta hacia la pared	J s ⁻¹
$F_{w,\varepsilon}$	Flujo de difusividad turbulenta hacia la pared	J/s ²
h	Entalpía Específica	J mol ⁻¹
h_B	Coefficiente de Película de Bargende	J m ⁻¹ K ⁻¹
h_K	Coefficiente de Película por <i>Knock</i>	J m ⁻¹ K ⁻¹
h_W	Coefficiente de Película de Woschni	J m ⁻¹ K ⁻¹
I	Intensidad Turbulenta	m s ⁻¹
k	Energía Cinética Turbulenta	m ² /s ²
k_{th}	Conductividad Térmica	W m ⁻¹ K ⁻¹
k_i	Constante de Equilibrio referida a <i>i</i>	
K	Energía Cinética del Campo Medio	m ² /s ²
K_c	Coefficiente de Transferencia de Masa	kg/s ³ /K
K_p	Constante de Equilibrio (presiones parciales)	
L	Momento Angular	N m
L_{LL}	Longitud de Llama	m
L_T	Macroescala de Taylor	
m	Masa	g
\dot{m}	Flujo Másico	g s ⁻¹
$\dot{m}_{f \rightarrow v}$	Flujo Másico de Evaporación	g s ⁻¹
$MAPO$	Máxima Amplitud de Oscilación de la Presión	Pa
n	Moles	mol
n_{drop}	Número d gotas de combustible	
n_{noz}	Número de Orificios en la Pre-Cámara	
P	Presión	Pa
P_{kl}	Producción de turbulencia por campo convectivo	J s ⁻¹
P_{sw}	Producción de turbulencia por torbellinos	J s ⁻¹
P_ε	Producción de disipación por campo convectivo	J/s ²
\hat{P}	Fluctuaciones de Presión por <i>Knock</i>	Pa
PCI	Poder Calorífico Inferior	J mol ⁻¹
PM	Peso Molecular	g mol
PMI	Presión Máxima Indicada	Pa
Q_{ch}	Calor Liberado en la Reacción Química	J

\dot{Q}_{cond}	Flujo de Calor por Conducción	J
\dot{Q}_{conv}	Flujo de Calor por Conveccion	J
\dot{Q}_{rad}	Flujo de Calor por Radiación	J
\dot{Q}_{Knock}	Flujo de Calor por efecto del <i>Knock</i>	J
\dot{Q}_{evap}	Flujo de Calor por evaporación	J
QL	Calor Total Liberado	J
r	Relación de Compresión	
R	Constante Universal de los Gases Ideales	J mol ⁻¹ K ⁻¹
t	Tiempo	s
T	Temperatura	K
T_i	Temperatura en la Culata	K
T_p	Temperatura en la Pared	K
u_A	Velocidad de Arrastre	m s ⁻¹
u_F	Velocidad del Frente de Llama	m s ⁻¹
u_{CL}	Velocidad de Combustión Laminar	m s ⁻¹
u_{CT}	Velocidad de Combustión Turbulenta	m s ⁻¹
u_{noz}	Velocidad en los Orificios de la Pre-Cámara	m s ⁻¹
u'	Velocidad turbulenta	m s ⁻¹
U	Energía Interna	J
v	Velocidad Instantánea del Pistón	m s ⁻¹
V	Volumen del cilindro	m ³
V_c	Volumen de la cámara de combustión	m ³
V_D	Volumen Desplazado	m ³
W	Trabajo	J
X	Posición del Pistón	m
Y	Fracción Másica	

Letras Griegas

α	Difusividad Térmica	m ² /s
α_W	Factor de Proporcionalidad de Woschni	
α_B	Factor de Proporcionalidad de Bargende	
γ	Exponente Adiabático	
δ	Deformación del Pistón	m
δ_L	Espesor Térmico del Frente de Llama Laminar	m
δ_r	Espesor Reactivo del Frente de Llama	m
ε	Difusividad Turbulenta	m ² /s ³
η_{th}	Rendimiento Térmico	
λ_k	Microescala de Kolmogorov	

μ	Viscosidad Dinámica	$\text{kg m}^{-1} \text{s}$
ν	Viscosidad Cinemática	m^2/s
π	Número Pi	
ρ	Densidad	kg m^{-3}
σ	Constante de Stefan-Boltzman	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$
σ_l	Tensión Superficial del Combustible Líquido	N m^{-1}
τ_m	Tiempo Característico de Mezcla	s
τ_{mLT}	Tiempo Característico de Mezcla en la Macroescala de Taylor	s
$\tau_{m\lambda_k}$	Tiempo Característico de Mezcla en la Microescala de Kolmogorov	s
τ_r	Tiempo Característico de Reacción	s
ϕ	Ángulo de los orificios con la horizontal	°
χ	Fracción Molar	
ω	Velocidad Angular	rad s^{-1}

Subíndices

0	Condiciones Estándar o de Referencia
<i>a</i>	Referido al Aire
<i>b,q</i>	Mezcla Quemada
<i>c</i>	Condiciones Críticas
<i>drop</i>	Referido a las gotas líquidas de combustible
<i>eq</i>	Condición de Equilibrio
<i>f</i>	Referido al Combustible
<i>film</i>	Referido a la superficie de la gota
<i>main</i>	Referido a la Cámara Principal
<i>mot</i>	Referido a Condiciones de Arrastre
<i>prec</i>	Referido a la Pre-Cámara
<i>prod</i>	Referido a Productos de la Combustión
<i>sq,u</i>	Mezcla sin Quemar
<i>s</i>	Condiciones de Saturación
<i>T</i>	Condiciones de Flujo Turbulento

Números Adimensionales

Da	Número de Damköhler	$Da = \frac{L_T/I}{\delta_r/u_{CL}}$
Ka	Número de Karlovitz	$Ka = \frac{\delta_r/u_{CL}}{\lambda_k/I}$
Le	Número de Lewis	$Le = \frac{k_{th}}{C_p \rho D_{f-a}}$
Nu	Número de Nusselt	$Nu = \frac{hL}{k}$
Pr	Número de Prandtl	$Pr = \frac{C_p \mu}{k_{th}}$
Re	Número de Reynolds	$Re = \frac{\rho u L}{\mu}$
Sc	Número de Schmidt	$Sc = \frac{\mu}{\rho D_{f-a}}$
Sh	Número de Sherwood	$Sh = \frac{K_c L}{D_{a-b}}$
We	Número de Weber	$We = \frac{\rho_a u D}{\sigma_l}$

Parte I

Introducción

Capítulo 1

Introducción

1.1. Estado del Arte

La definición de "*motor*" se podría resumir en: sistema capaz de transformar energía en trabajo. Bajo esta definición tan amplia se han definido muchas clasificaciones basándose en diferentes aspectos como la fuente energética de origen (energía térmica, eléctrica, hidráulica,...), modo de funcionamiento (alternativos o rotativos, 2T (*2-tiempos*) o 4T (*4-tiempos*),...), donde ocurre la combustión si la hay (de combustión interna o externa) o el modo de encendido (MEP (*Motor de Encendido Provocado*) o MEC (*Motor de Encendido por Compresión*)) entre otros. En este trabajo nos centramos en los MCIA (*Motor de Combustión Interna Alternativo*), motores en los que se transforma la energía química almacenada en un combustible en energía térmica de un fluido compresible, y esta en energía mecánica (o trabajo) que se puede emplear en mover prácticamente cualquier sistema mecánico. El foco principal de uso de este tipo de motores en la actualidad se encuentra en el sector automovilístico como todos sabemos, pero sus antecedentes se remontan a hace casi 200 años y sus aplicaciones han sido bastante diversas.

Remontarnos a los orígenes del concepto de motor podría ser tedioso y confuso por la amplia amalgama de ideas que se reúnen hasta llegar al diseño del motor, pero sí podemos establecer el origen del concepto de motor tal y como lo conocemos actualmente en 1876, cuando el alemán Nikolaus August Otto presenta la patente de lo que hoy conocemos como *motor de ciclo Otto* bajo el nombre de *Gasmotor* con la intención de sustituir a las máquinas de vapor previas [1]. Con este diseño nace el motor 4T como tal aunque el concepto pudiera ser previo y marcó un punto de inflexión en la revolución industrial. Desde entonces los motores de combustión interna han sido ob-

jeto de investigación e innovación. El propio Otto implementó su diseño a una bicicleta, lo que sería la primera motocicleta de la historia. Karl Benz, tras varios desarrollos propios, logró aplicar y patentar esta tecnología del motor 4T en sus vehículos en 1886, marcando el inicio del sector del automóvil. Poco después, con la intención de aproximarse al ciclo ideal de Carnot, Rudolf Diesel desarrolló un motor más eficiente basándose en el fenómeno del autoencendido. Su primer modelo funcional fue presentado en 1900 por la casa *MAN*, y se trataba del primer motor que quemaba aceite vegetal del mundo. El motor de Otto y el motor de Diésel asentaron dos corrientes de diseño de motores que siguen vigentes aún, y son los motores MEP y MEC respectivamente.

Desde los primeros diseños hasta la actualidad, estas dos variantes han sufrido numerosas modificaciones y mejoras, adaptándose a las necesidades y recursos de cada época, desde guerras hasta crisis económicas o de recursos. La evolución de las necesidades con el tiempo llevó a que el desarrollo y la investigación para mejorar los motores se centrara en aspectos como la mejora de los combustibles o de las prestaciones del motor, lo que ha dejado una gran variedad de motores entre los que elegir dependiendo de las necesidades de cada aplicación que se le quiera dar.

En la actualidad, la mejora de las prestaciones ha alcanzado niveles de potencia asombrosos, y con una capacidad de ajustarlos a las necesidades de uso increíbles, pero desde hace unas décadas, la normativa sobre emisión de contaminantes se ha ido endureciendo especialmente con el sector automovilístico y ha hecho que el objetivo principal de investigación y desarrollo ya no sea la mejora de prestaciones sino la reducción del consumo de combustible y de emisiones de contaminantes, tanto en MEP como en MEC.

En estas últimas décadas de desarrollo han habido varias tendencias muy relevantes en la mejora de los rendimientos de los motores en general. Entre estas tendencias se destaca el paso de la inyección indirecta a la inyección directa, que permite aumentar la relación de compresión y por tanto la eficiencia térmica del motor. El uso de sistemas electrónicos para el control de la inyección, que permite mejorar la gestión de combustible reduciendo el consumo y mejorar tanto la eficiencia de combustión como las prestaciones del motor. El uso de turbomaquinaria para aumentar la capacidad de llenado en los cilindros y aumentar la presión de inyección, permitiendo que aspiren mayores cantidades de aire, y por tanto de combustible, y una mayor capacidad de mezcla con el fin de obtener una mejora de las prestaciones del

motor. Otra técnica con un fin similar es el uso de válvulas reguladoras que permiten ajustar el grado de mezcla en función del punto de operación del motor. Una tendencia muy extendida entre los fabricantes es el uso conjunto de turbomaquinaria e inyección directa con el fin de obtener un motor de dimensiones reducidas pero con las prestaciones de un motor de mayor tamaño de aspiración natural, lo que se conoce como *downsizing*, y que permite aumentar considerablemente la eficiencia del motor. También existen otras líneas de investigación igual de relevantes que en lugar de centrarse en la mejora de la operabilidad del motor se esfuerzan en mejorar los combustibles, perfeccionando el refinado de estos o desarrollando técnicas de depuración del combustible que permiten reducir su contenido en sustancias como el azufre, que genera emisiones contaminantes durante la combustión.

De entre estas tendencias generalizadas, podemos destacar algunas tecnologías que, aunque aun están en desarrollo o solo se aplican en vehículos de altas prestaciones, sí muestran el potencial para reducir las emisiones de forma significativa sin penalizar las prestaciones del motor.

Algunas de las tecnologías más destacables en este sentido incluyen a los motores GDi (*Gasoline Direct Injection*, Inyección Directa de Gasolina), capaz de inyectar gasolina directamente en el interior del cilindro. Esta técnica permite conseguir mejores mezclas aire-combustible, que sean más homogéneas entre cilindros y durante los transitorios del motor, mejorando la eficiencia de combustión, alcanzar eficiencias térmicas típicas que en el motor diésel (por lo general, son mayores que en el motor gasolina) y reduciendo las emisiones de ciertos compuestos sin perder nivel de prestaciones. Este tipo de motores son capaces de regular la cantidad de combustible inyectada dependiendo del punto de operación, y mantener el motor en marcha incluso con dosados muy pobres utilizando una mezcla estratificada. Esta buena gestión del combustible y las mejoras en rendimiento han hecho que muchos fabricantes ya incluyan esta técnica en sus vehículos comerciales. Las investigaciones actuales sobre GDi se centran en mejorar la calidad y velocidad de mezcla mejorando el sistema de inyección [2] [3].

Los motores Dual-Fuel o los vehículos FFV (*Flexible-Fuel Vehicle*, Vehículo de Combustible Flexible) son otra alternativa que se está explorando como remedio a la necesidad de reducir los contaminantes emitidos. Este tipo de motores están diseñados para trabajar con dos o más combustibles, normalmente uno convencional (gasolina o diésel) y otro alternativo (CNG, LPG, etanol, hidrógeno,...) y son capaces de trabajar con uno de los dos combus-

tibles o los dos y decidir la cantidad de cada uno de ellos en función de los requisitos del momento [4]. Esta técnica permite la reducción de emisiones al reducir la cantidad de combustibles más pesados necesarios sin alterar las prestaciones del vehículo, y presenta ciertas ventajas constructivas para el fabricante ya que el motor en si no necesita modificaciones constructivas y para el usuario, que le permite adaptarse las fluctuaciones de precio de los combustibles. Actualmente se pueden encontrar vehículos bi-fuel y tri-fuel, aunque su presencia en el mercado sea minoritaria. Esta tecnología se encuentra aun en desarrollo tratando de optimizar el consumo de combustible y reducir las emisiones de CO (Monóxido de Carbono) y HC (Hidrocarburos) por medio de mejoras en la calibración del mapa motor en la ECU (*Engine Control Unit*, Unidad de Control del Motor).

La eficiencia de los motores tiene una cierta dependencia con la relación de compresión. A mayores cargas conseguimos mejores eficiencias con menor relación de compresión y viceversa. Esto es lo que trata de cubrir la tecnología VCR (*Variable Compression Ratio*, Relación de Compresión Variable), que permite ajustar la relación de compresión en función del grado de carga. Una forma típica de conseguirlo es mediante un volumen variable en el TDC (*Top Dead Center*, Punto Muerto Superior) [5]. El hecho de poder disminuir la relación de compresión al aumentar el grado de carga es especialmente beneficioso para los motores gasolina ya que permite evitar la detonación del combustible [6]. De esta forma se puede aumentar la cantidad de combustible y aumentar las prestaciones antes limitadas por este fenómeno. Los proyectos relacionados con el VCR actualmente están encontrando dificultades a la hora de estabilizar la combustión en situaciones de alta carga, que producen grandes cantidades de NOx (Óxidos de Nitrógeno) [7].

Gracias al desarrollo del GDi se abre una nueva vía de investigación, la tecnología GCI (*Gasoline Compression Ignition*, Encendido por Compresión de Gasolina), que, asegurando las condiciones adecuadas de presión y temperatura, permite el autoencendido sin necesidad de una bujía en mezclas pobres de gasolina sin detonaciones violentas incluso con relaciones de compresión muy elevadas. Gracias a las ventajas de la gasolina con respecto al diésel en cuanto a capacidad de evaporación y mezcla y a las propiedades relacionadas con las emisiones, esta técnica permite obtener eficiencias de combustión y rendimientos del motor similares a las de un motor diésel o mejores, con menores emisiones y menor consumo [8] [9]. Además, el GCI también es compatible con el Dual-Fuel, una línea de investigación bastante reciente. La dificultad de esta técnica reside en el control del instante del autoencendido, que estos

motores ocurre prácticamente de forma espontánea.

Otra técnica muy similar y que su uso no está restringido a un tipo de combustible son los motores HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*, Encendido por Compresión de Carga Homogénea), que en caso de querer tener un encendido provocado en motores gasolina se abreviaría como HCSI (*Homogeneous Charge Spark Ignition*, Encendido por Chispa de Carga Homogénea). Consiste básicamente en realizar la inyección de combustible en la carrera de admisión para asegurar un tiempo suficiente en el que la mezcla sea completa y homogénea (tanto como se pueda) en el momento del encendido. Estos motores están diseñados para trabajar con mezclas pobres que permiten relaciones de compresión elevadas y las temperaturas de combustión no son excesivamente altas, con lo que se obtienen eficiencias muy elevadas y emisiones de NO_x muy reducidas [10]. Actualmente esta tecnología se encuentra aun en investigación y los motores que la implementan no dejan de ser prototipos. La problemas a los que se enfrenta el HCCI son muy similares a los del GCI, con el problema añadido de que al trabajar en mezclas más pobres, la combustión puede ser incompleta, con lo que se tienen menores potencias específicas y emisiones de CO y HC mayores que en un MEP convencional [11]. Una novedosa solución a este problema es el motor SPCCI (*Spark Controlled Compression Ignition*, Encendido por Compresión Controlado por Chispa) de Mazda, que permite combinar el efecto del encendido provocado en un volumen reducido que hace aumentar la presión hasta desencadenar un encendido por compresión en un motor gasolina, aumentando en gran medida la eficiencia de la combustión, la relación de compresión y realizando una liberación de calor mucho más rápida incluso en mezclas pobres, que ayuda a mejorar las prestaciones del motor en términos de aceleración y potencia enormemente [12].

Como se puede apreciar, actualmente existen diversas vías de investigación con la intención de mejorar el rendimiento del motor, reducir las emisiones producidas de acuerdo a la normativa y tratando de mantener las prestaciones. La última de las vías de investigación que se va a presentar aquí, la cual es el objetivo de este trabajo, trata de reunir algunos de los conceptos ya presentados. Se trata de la tecnología TJI (*Turbulent Jet Ignition*, Encendido por Chorro Turbulento), ya presente en algunos vehículos de competición como los Formula 1. Este tipo de motor rescata la arquitectura del motor diésel con pre-cámara, lo combina con el GDi, y plantea la posibilidad de trabajar con mezclas pobres haciendo uso del mismo concepto que el GCI y el HCCI/HCSI, lo que implica una reducción de NO_x con rendimientos ele-

vados y excelentes prestaciones gracias a los picos de potencia [13]. El modo de funcionamiento en detalle de esta tecnología se presentará más adelante en apartado 2.2.

Todas las técnicas mencionadas anteriormente siguen en desarrollo continuo y en profunda investigación, y aunque los vehículos existentes que las incorporen sean pocos y/o exclusivos, sirven como precedentes para poder alcanzar el punto en el que sean funcionales y viables en transporte público y vehículos particulares con el fin último de reducir el impacto medioambiental que supone el uso de combustibles fósiles. De ahí que las normativas vigentes se endurezcan con el paso de los años, para forzar a los fabricantes a hacer todo lo posible por mejorar sus productos.

1.2. Motivación

Las previsiones de dependencia sobre los combustibles fósiles estiman que la presencia de esta fuente de energía en los servicios de transporte seguirá siendo del 90 % para 2040 [14]. Las nuevas tecnologías compatibles con nuestro ecosistema siguen en desarrollo, como los vehículos híbridos y eléctricos o combustibles alternativos, pero hasta que estas sean suficientemente maduras, estables y fiables, capaces de sustituir a las actuales fuentes de energía, los motores convencionales deberán seguir evolucionando y mejorando para adaptarse a las nuevas normativas cada vez más restrictivas.

Tal y como se ha expuesto en el apartado 1.1, los motores deberán reducir tanto sus emisiones contaminantes como el CO , los HC o los NOx , como su consumo de combustible (que define de forma directa las emisiones de CO_2 (Dióxido de Carbono)). Para lograr estos objetivos, cada vez se incorporarán sistemas mecánicos y sistemas electrónicos de control cada vez más precisos y fiables que permitirán a los motores trabajar en un rango e operación mucho más amplio y con diferentes combustibles de diferentes propiedades.

De entre todas las tecnologías que se están desarrollando actualmente, algunas, como el GDi ya se podrían considerar prácticamente maduras, y las demás o son aún muy novedosas y no se comprenden todos los fenómenos envueltos por el momento, o se encuentran con problemas de funcionamiento bajo determinadas condiciones. Entre ellas, la tecnología TJI reúne muchas cualidades presentes en las demás, y ha demostrado ser aplicable de forma muy exitosa como demuestra su inclusión en los motores de Fórmula 1 desde

2014. Esto es lo que motiva este trabajo, estudiar esta tecnología tan completa y prometedora con la intención de también poder aplicar las conclusiones obtenidas de su comprensión en otros campos y aplicaciones. Desde el control del autoencendido de la gasolina para predecir correctamente el *knocking* (del cual hablaremos más adelante) para su uso en GCI, como el uso de mezclas pobres en condiciones de baja carga para los motores HCCI/HCSI.

1.3. Objetivos y Estructura del Trabajo

El objetivo de este trabajo es la comprensión de la fenomenología detrás de los motores TJI, y para poder entender correctamente el funcionamiento de este tipo de motores nos centraremos especialmente en el estudio de la combustión tanto en la pre-cámara como en la cámara de combustión principal haciendo uso tanto de una evaluación termodinámica como de visualización directa. Haciendo un barrido de ensayos modificando diferentes parámetros se pretende encontrar tendencias de optimización en cuanto a rendimientos.

Para lograr esto se utilizará una RCEM (*Rapid Compression Expansion Machine*, Máquina de Compresión y Expansión Rápida) para realizar los ensayos utilizando iso octano como combustible sustitutivo de la gasolina, y una vez obtenidos los resultados de los ensayos, post-procesarlos para obtener parámetros relevantes que nos indiquen cómo se desarrolla todo el proceso, tanto compresión como combustión y expansión.

En este documento se realizará primero una revisión de los conceptos básicos relevantes para comprender el funcionamiento de un motor y las particularidades del TJI a tener en cuenta con el fin de comprender los ensayos y los resultados obtenidos.

A continuación se presentará la metodología a seguir para los ensayos así como las instalaciones necesarias, y la instrumentación utilizada para las medidas y visualización junto a una breve descripción de su funcionamiento.

Por último, se explicarán los conceptos termodinámicos aplicados en el post-procesado para la evaluación de los resultados junto con los modelos empleados de forma teórica para a continuación presentar los resultados obtenidos y por último estudiarlos tratando de obtener conclusiones válidas para la comprensión del funcionamiento del TJI.

Capítulo 2

Marco Teórico

En este capítulo se presentan los conceptos básicos sobre el funcionamiento general de un motor de combustión interna, haciendo distinción entre motores 2T y 4T y entre motores MEP y MEC en los aspectos que proceda y haciendo hincapié en aquellos temas que más afecten a la tecnología TJI para poder entender como funciona.

2.1. Motor de Combustión Interna Alternativo

El funcionamiento de cualquier motor de combustión interna se puede dividir en cinco fases bien diferenciadas: admisión, compresión, combustión, expansión y escape. Normalmente la combustión se trata como algo casi instantáneo (aunque puede no serlo) y en la literatura solo se habla de las otras cuatro fases, tratando la combustión como un fenómeno aislado.

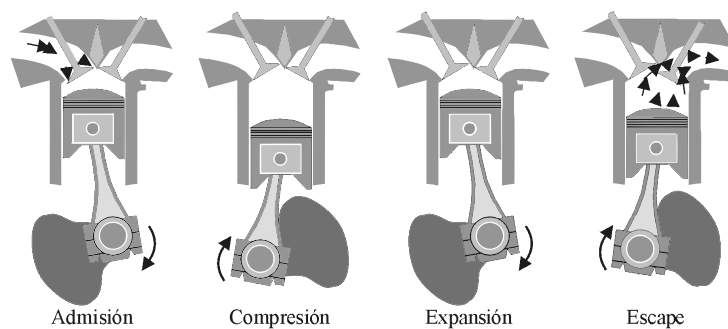


Figura 2.1: Etapas de funcionamiento de un MCI [15]

Tanto las fases de admisión de gases frescos como de escape de los productos de la combustión son etapas fundamentales para la renovación de la carga en motores alternativos. El proceso de admisión es en el que el aire fresco se introduce en el interior del cilindro con el oxígeno necesario para la combustión. En motores gasolina convencionales, en los que el combustible no se inyecta directamente en el interior del cilindro, se suelen utilizar inyector multipunto (antiguamente se utilizaban carburadores) que introducen el combustible en el circuito de admisión, mezclándolo con el aire que se introducirá en el cilindro. En función de la capacidad de llenado del cilindro se determina la presión inicial en el proceso de compresión. Este es un aspecto fundamental para las prestaciones del motor, ya que en función de la cantidad de aire que se introduzca se determina la cantidad de combustible que podremos quemar en cada ciclo, y en función de la presión inicial y la cantidad de combustible se determina el trabajo total que podremos obtener en cada ciclo. Como ya se ha comentado en el capítulo 1, una forma de aumentar tanto la presión inicial como la cantidad de aire introducida en el cilindro sin recurrir a aumentar el tamaño del motor, es utilizar turbomaquinaria (compresores y turbinas normalmente, aunque se han probado compresores accionados mecánicamente desde el eje del motor o por motores eléctricos) para aumentar la presión en el cilindro durante la admisión forzando la entrada de una mayor cantidad de aire. En este campo podemos pues hacer diferenciación entre los motores de aspiración natural, que no incluyen este tipo de elemento auxiliar, y los motores *turbocharged* (o sobrealimentados), que sí los incluyen. Una vez introducido el aire, se comprime por movimiento del pistón, se quema el combustible, y se expanden los gases para obtener trabajo. Por último, para retirar los gases quemados se necesita la última etapa de escape para retirarlos del interior del cilindro. Durante el escape, estos gases calientes, en los motores *turbocharged*, pueden alimentar una turbina para obtener trabajo para el compresor en la admisión, haciendo más eficiente el proceso de sobrealimentación. La gestión de los gases durante estos dos procesos (admisión y escape) se lleva a cabo por medio de unas válvulas que regulan el paso de los gases por el cilindro como se mostraba en la figura 2.1. En los ensayos no se realizan estos procesos por la arquitectura de la RCEM, y como ya se ha dicho, el fin de este estudio está más enfocado hacia aspectos termodinámicos, por lo que no profundizaremos más en el aspecto de la renovación de la carga.

En la segunda etapa, el proceso de compresión, tras encerrar el aire procedente de la admisión, el pistón reduce el volumen encerrado en el cilindro, haciendo aumentar la presión. Esta variación del volumen se caracteriza con el parámetro r (*Relación de Compresión*), que se define como:

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_D + V_c}{V_c} \quad (2.1)$$

Donde:

V_D : Volumen desplazado

V_c : Volumen de la cámara de combustión

Este parámetro es muy importante, ya que determina las prestaciones del motor, y su influencia sobre la η_{th} (*Rendimiento Térmico*) es fácilmente observable en la siguiente expresión correspondiente a la η_{th} de un motor que sigue el ciclo *Otto* (en el resto de ciclos la influencia del parámetro r (*Relación de Compresión*) es la misma, aunque la fórmula sea más compleja) [15]:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (2.2)$$

Como se puede apreciar interesa alcanzar altos valores de la relación de compresión para aumentar la eficiencia del ciclo, además de que conseguir altas presiones y temperaturas facilita el encendido del combustible, como veremos más adelante.

En el caso ideal, tras comprimir los gases ocurriría la combustión en un proceso idealmente instantáneo, lo que aumentaría la energía térmica del fluido encerrado en el cilindro. De la particularidades de la combustión en los motores de combustión interna hablaremos más adelante en la sección 2.1.4. Tras esto comenzaría la expansión, proceso en el que esa energía térmica se transforma en energía mecánica que mueve un eje, y por último se expulsarían los gases en el proceso de escape, finalizando así el ciclo del motor.

2.1.1. Motores 2T y 4T

Una vez vistos los procesos o etapas que definen el funcionamiento de un motor, hay que mencionar que la secuencia en la que estas etapas suceden no tiene por qué ser lineal. Existen dos secuencias en las que se podrían ejecutar y se nombran en función del número de movimientos del pistón necesarios para llevar a cabo el ciclo completo.

La secuencia más corta permite ejecutar el ciclo completo en una revolución del cigüeñal, es decir, en dos movimientos del pistón, uno ascendente y otro

descendente. Estamos hablando del motor de 2 tiempos o *2-stroke*, también llamado motor 2T.

En este tipo de motores, en el primer movimiento del pistón (ascendente) se llevan a cabo tanto el proceso de admisión como el de compresión. En el TDC tendría lugar la combustión de forma instantánea para el caso ideal. Y en la segunda carrera del pistón se llevaría a cabo la expansión y el escape de los gases.

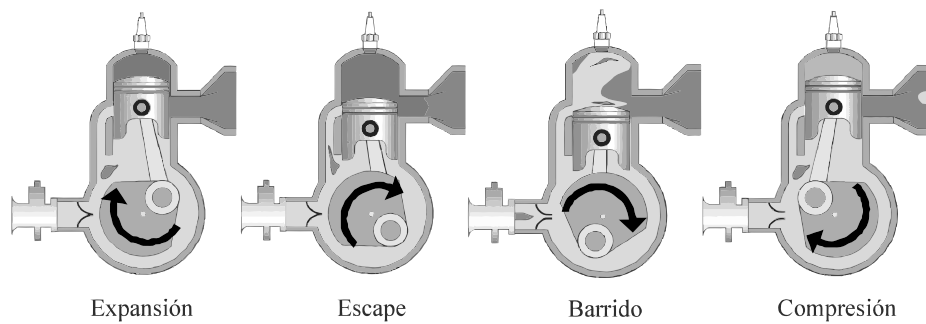


Figura 2.2: Funcionamiento de un motor 2T [15]

A priori se podría decir que al poder completar un ciclo completo en una revolución del cigüeñal, pudiendo producir trabajo en cada vuelta, parte con una ventaja muy importante con respecto a la otra configuración, ya que a misma cilindrada y mismo régimen de giro del cigüeñal, el motor 2T produciría el doble de trabajo. Por contraparte, el motor de dos tiempos tiene la problemática de que cuando el pistón se encuentra cerca del TDC, los procesos de admisión y escape pueden coexistir. Esto puede hacer que parte de la mezcla fresca salga por el escape sin ser quemada, y por tanto sin producir trabajo. Esto se llama *cortocircuito* y es la principal desventaja de este tipo de motores. De la misma manera, parte de los gases quemados del ciclo anterior pueden no ser evacuados. Esta imperfección del proceso de llenado y vaciado se agrava al aumentar el régimen de giro. La otra gran problemática de los motores 2T es la gestión del lubricante, que debido a las geometrías intrincadas hace muy difícil aislar el aceite de la zona en la que se lleva a cabo la combustión, por lo que se quema parte del lubricante aumentando las emisiones y se contamina el lubricante restante. Todo esto junto con otros inconvenientes de menor impacto, hacen que en la realidad, este tipo de motores sea menos viable para aplicaciones que necesiten grandes velocidades de giro.

Aun así, la simplicidad de estos motores y la ventaja de la producción de potencia si que los hace viables para su aplicación en pequeños motores de poca potencia donde prevalece abaratar los costes y donde una alta potencia específica es muy importante, como en motocicletas o herramientas motorizadas como una moto-sierra, y en aplicaciones que requieran mucha potencia con regímenes bajos, como podría ser un motor de barco, donde obtendría un alto rendimiento por la facilidad de optimizar el motor gracias a su tamaño.

La otra modalidad, llamada 4T por necesitar cuatro carreras del pistón para completar el ciclo, es más simple, y sigue una secuencia lineal en las etapas del ciclo. En el primer movimiento del pistón (descendente) se lleva a cabo la admisión, en el segundo (ascendente) la compresión, en el tercero (descendente) la expansión y lo que quede de la combustión, y en el último (ascendente) la evacuación de los gases quemados.

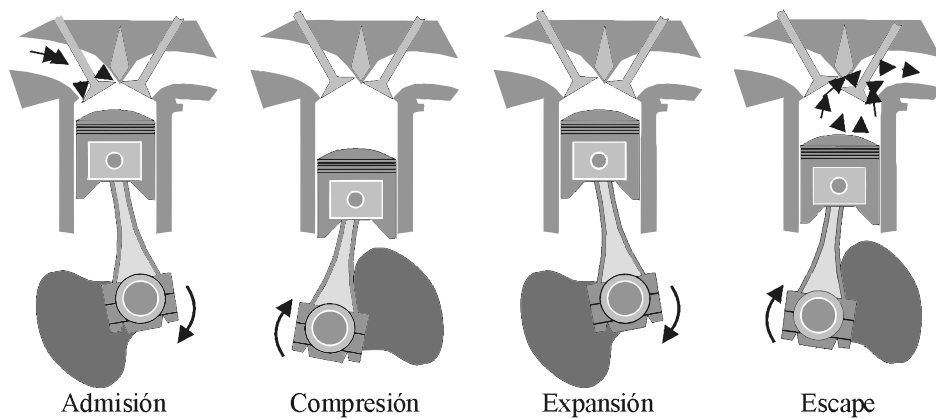


Figura 2.3: Funcionamiento de un motor 4T [15]

En contraste con el motor 2T, a pesar de que necesita dos vueltas para completar el ciclo, los procesos son más independientes entre ellos, lo que los hace más eficientes, aunque no se deshaga del fenómeno de *cortocircuito* por completo. En este aspecto, la sincronización de la apertura y cierre de las válvulas que regulan el paso de aire por el cilindro tiene una gran importancia, siendo crucial para la correcta optimización del motor. También convierte en una ventaja el hecho de completar un ciclo cada dos vueltas, ya que a igualdad de cilindrada y revoluciones, es capaz de reducir el consumo de combustible de forma muy importante manteniendo los niveles de potencia y reduciendo las emisiones por lo general. Otra ventaja con respecto a los motores 2T es que los elementos constructivos permiten menores vibraciones y mayor fiabilidad

y por tanto mayor confort para el usuario, a pesar de que sea un motor más complejo y caro. En resumidas cuentas, permite adaptarse a las normativas de emisiones más fácilmente y al usuario le resulta más cómodo, de ahí que sea el modelo más extendido en el mercado.

Debido al modo de operar de la máquina empleada para los ensayos (sección 3.1), la RCEM, solo permite estudiar las etapas de compresión, combustión y expansión, tal y como se ha mencionado anteriormente. Estas etapas solo son comparables con motores 4T, por eso todas las conclusiones futuras obtenidas en este trabajo solo podrán ser comparables y aplicables a motores 4T.

2.1.2. Movimiento del Aire en el Cilindro

Las optimizaciones que se pueden aplicar en un motor convencional no se restringen exclusivamente a la utilización de elementos auxiliares como la sobrealimentación, o la sincronización de la actuación de los elementos móviles, como en el caso de las válvulas. Hay procesos, como la mezcla entre combustible o favorecer el encendido de la mezcla, a los que se puede contribuir desde un punto de vista fluidodinámico. Esto quiere decir que el movimiento del aire dentro del cilindro puede afectar a diferentes aspectos termofluidodinámicos.

Antes de ver como controlar el flujo, hay que ver que tipo de flujo nos vamos a encontrar dentro del cilindro:

- Flujo no estacionario. Tenemos un pistón en movimiento y una serie de controles sobre el flujo, como las válvulas, que producen variaciones continuas.
- Flujo turbulento. Se trata de un flujo a altas velocidades, irregular, y transitorio, por lo que la aparición de este fenómeno es inevitable.
- Flujo 3D (*3 Dimensiones*, modelo tridimensional), sin simetrías por lo general. Tanto por los elementos móviles como por el diseño de los conductos, así como por la turbulencia, es difícil encontrarse casos que puedan simplificarse con modelos 2D (*2 Dimensiones*, modelo bidimensional) o 1D (*1 Dimensión*, modelo unidimensional) de forma fiable. Por lo general, en el estudio paramétrico y termodinámico de los motores, se emplean modelos 0D (*0 Dimensiones*, modelo adimensional).

- Flujo reactivo, por la combustión, bifásico, por la mezcla de un gas (el aire) y un líquido (el combustible, aunque se evapore en gran medida), y en ocasiones trifásico (por la formación de partículas sólidas debido a una mala combustión), y un flujo a altas temperaturas.

El control del flujo dentro del cilindro tiene como objetivo tres puntos principales. Favorecer la mezcla aire-combustible, generar turbulencia suficiente para la propagación de la llama durante la combustión, y en el caso de los MEP, guiar la mezcla hacia el sistema de encendido (la bujía). Para ello se modifican parámetros como la forma y dirección de las pipas de admisión, la forma de las válvulas, y la geometría del pistón, que puede ser plano o labrado (pistón con *bowl*) [15]. Con estas modificaciones se puede conseguir un movimiento del flujo muy complejo que se puede modelar como la superposición de tres movimientos esenciales: *tumble*, *squish* y *swirl*.

Swirl

Se llama *swirl* al movimiento del flujo encerrado en el cilindro en el que este gira sobre el propio eje del cilindro. Este movimiento se produce durante la admisión y se consigue gracias a la geometría de los conductos de admisión, que hacen al flujo entrar con una cierta excentricidad y momento angular.

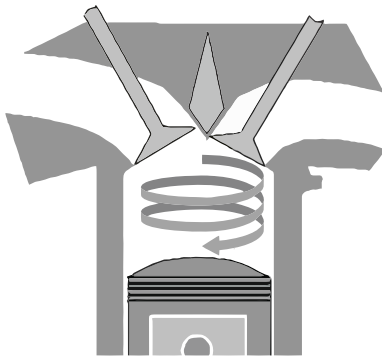


Figura 2.4: Formación del *Swirl* [15]

El torbellino concéntrico al cilindro que se genera durante la admisión debe tener el suficiente momento angular como para no disiparse durante la carrera de compresión, en la que los efectos viscosos internos, la fricción con las paredes del cilindro o el confinamiento de la masa de aire en el *bowl*, lo que se define como *squish* (movimiento del cual se hablará más adelante), suponen fuentes disipativas relevantes que pueden hacer desaparecer el movimiento de *swirl* [15].

De forma general, el movimiento de *swirl* contribuye a la obtención de una buena mezcla aire-combustible distribuyendo el combustible por la cámara y favoreciendo la mezcla con el movimiento del fluido, un buen aprovechamiento del oxígeno disponible durante la combustión y ayuda a reducir el efecto pared, que favorece la aparición de hidrocarburos sin quemar.

La caracterización de la capacidad de los conductos y válvulas de admisión para generar un torbellino de *swirl* se ha realizado de forma experimental en bancos de flujo estacionario durante décadas, pero actualmente se pueden obtener resultados mucho más precisos de la parte abierta del ciclo del motor (admisión y escape) por medio de costosas simulaciones CFD (*Computational Fluid Dynamics*). En cualquiera de los casos, el objetivo es obtener dos parámetros que caracterizarán el sistema, CDM (Coeficiente de Descarga Medio) y CTM (Coeficiente de Torbellino Medio), cuyas expresiones son:

$$CDM = \left(\frac{1}{\pi} \int_0^\pi \frac{1}{C_D[\alpha]^2} \left(\frac{c[\alpha]}{c_m} \right)^3 d\alpha \right)^{-1/2} \quad (2.3)$$

$$CTM = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi C_T[\alpha] \left(\frac{c[\alpha]}{c_m} \right)^2 d\alpha \quad (2.4)$$

Donde:

$C_D[\alpha] = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_s}$: Coeficiente de descarga del sistema de admisión, definido como el cociente entre el flujo másico real (\dot{m}) y el flujo másico ideal sin pérdidas (\dot{m}_s) para cada posición angular α . Caracterizado empíricamente o por simulación CFD.

$C_T[\alpha] = \frac{\omega_a}{\omega_M}$: Coeficiente de torbellino del sistema de admisión, definido como el cociente entre el valor medio de la velocidad angular de rotación de la carga (ω_a) y el régimen de giro del motor (ω_M) para cada posición angular α . Caracterizado empíricamente o por simulación CFD.

$c[\alpha]$: Velocidad instantánea del pistón en la posición angular α .

c_m : Velocidad lineal media del pistón.

Con el sistema de admisión generación de *swirl* caracterizados, una técnica común durante las últimas décadas ha sido utilizar los valores de CDM y CTM como criterio para la selección o diseño del sistema de combustión, asegurando que sea capaz de trabajar con la vorticidad restante tras la carrera de compresión, aunque el proceso de diseño inverso también es utilizado.

Tumble

El movimiento de *tumble* es el movimiento de rotación que se le da al flujo durante la admisión de forma que gire sobre un eje perpendicular al

eje del cilindro. Este tipo de movimiento inducido al flujo en el cilindro se emplea sobre todo en motores MEP 4T, ya que si el torbellino logra permanecer tras la carrera de compresión, el flujo cercano a la bujía adquiere una turbulencia beneficiosa para el encendido y el campo de velocidades medio se homogeneiza favoreciendo la propagación del frente de llama por convección.

Para conseguir este movimiento se utiliza la inclinación de las pipas de admisión como primer recurso, pudiendo decidir el sentido de giro del flujo utilizando un ángulo de incidencia del conducto más o menos elevado con respecto al eje del cilindro. Esta técnica es muy sencilla de aplicar y se puede lograr sin pérdidas en la capacidad de descarga de las válvulas. Un criterio para decidir qué sentido interesa más en cada caso podría ser la posición y orientación de la bujía.

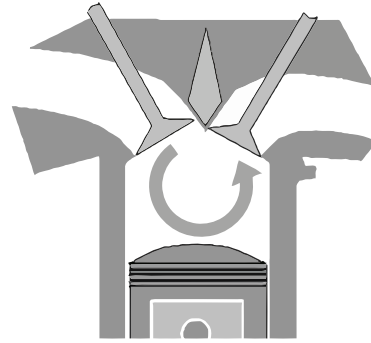


Figura 2.5: Formación del *Tumble* [15]

En cualquier caso, el control del *tumble* es importante ya que se requiere de una intensidad de torbellino suficiente para que no desaparezca al llegar al TDC, pero tampoco debe ser excesivo, ya que un capo convectivo muy fuerte o una turbulencia demasiado agresiva podrían provocar un apagado de llama o incluso impedir el encendido.

La caracterización del *tumble* se ha estudiado numerosas veces y bajo diferentes situaciones, pero los expertos no consiguen establecer una relación clara y bien definida entre la intensidad del torbellino y la generación de turbulencia, aunque en primera instancia la relación parezca clara. A pesar de las discrepancias en los resultados de las respectivas investigaciones, todos han llegado al acuerdo de que la relevancia de *tumble* en la turbulencia durante la ignición es clara, y que se necesita una generación de *tumble* lo más repetitiva posible para evitar una dispersión cíclica fuera de los límites aceptables.

El movimiento de *tumble* por sí mismo puede ser suficiente en motores que trabajen con cargas homogéneas en mezcla estequiométrica, ya que sí es necesario para generar la turbulencia necesaria para el encendido, pero una vez encendida la mezcla, la relevancia del campo convectivo en la propagación de la llama, ya no es tan relevante. Esto ya no sucede cuando se trabaja con

mezclas pobres o estratificadas, en las que el campo convectivo es crucial para mantener la llama. En estos casos el movimiento de *tumble* puede no ser suficiente, y lo que se suele hacer es combinarlo con un movimiento de *swirl*, lo que se conoce como *inclined tumble* [15].

Squish

En el apartado de *swirl* se ha hablado del confinamiento del fluido en el *bowl*. El *bowl* es una cavidad labrada en el pistón con la intención de que al acercarse el pistón al TDC, el fluido se vea obligado a confinarse en su interior, produciendo así un movimiento del flujo hacia el centro del cilindro que gana intensidad conforme el pistón se acerca al TDC. Este movimiento hacia el interior de la cavidad se conoce como *squish*.

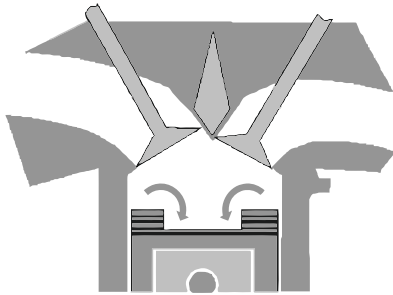


Figura 2.6: Formación del *Squish* [15]

La principal ventaja del *squish* es que elimina el problema de la disipación durante la carrera de compresión, ya que es durante esta carrera cuando se genera dicho movimiento y va ganando intensidad cuanto más avanzada está la carrera. Es una forma de asegurar un campo convectivo y una cierta turbulencia al llegar al TDC. Las intensidades del campo convectivo y de la turbulencia vienen influenciados por dos cosas: La interferencia con otros campos convectivos, como el *swirl* y la geometría del *bowl*.

El *squish* es un movimiento que no se suele emplear individualmente, sino que se añade a otros movimientos para mantenerlos e interactuar con ellos. El fenómeno con el que es más habitual combinarlo es el *swirl*, de forma que el *squish* acelere el *swirl* durante el confinamiento de la carga (reduce el radio de giro y aumenta la velocidad angular) y asegurar su permanencia hasta el momento del encendido y también para modificarlo, cambiando la tendencia del campo convectivo y aumentando la intensidad turbulenta. El flujo resultante suele ser algo parecido a una combinación de flujos rotacionales similares a un toroide distorsionado de forma radial.

La geometría de la cavidad labrada es un parámetro que influye de forma directa sobre muchos aspectos, tanto en los flujos convectivos como en aspectos relacionados con la combustión. Dependiendo de la altura y diámetro del *bowl* se pueden modificar las intensidades del *squish* y del *swirl* tras su

confinamiento. Con un buen control del diseño se puede determinar hasta el sentido de giro del toroide mencionado. Controlando la intensidad del *swirl* y el *squish*, una vez ha iniciado la combustión, la propagación de llama viene dirigida por el campo convectivo, que si es adecuado permitirá la correcta propagación y combustión de la mezcla. En los estudios se ha concluido que para poder mantener unos niveles de turbulencia y velocidad de propagación de llama durante la carrera de expansión, la geometría más interesante es la de la cámara de combustión (que esencialmente es el *bowl*) reentrante, es decir, tiene mayor diámetro en la base de la cavidad que en la superficie del pistón. Estas cámaras de combustión con reentrantes son más comunes en motores MEC, forzando normalmente una combinación de *swirl* y *tumble* buscando una mejor distribución del chorro y mezcla aire-combustible en altas cargas. En MEP también se utilizan geometrías del pistón con *bowl*, por lo que aparece algo de movimiento de *squish* como consecuencia, pero su uso principal se da en sistemas de inyección directa *bowl-guided*, donde lo que se busca es redirigir al chorro hacia la bujía para asegurar un buen encendido. En cualquier caso, los diseños de estas cavidades necesitan ser muy precisos, lo que requiere necesariamente de pesadas simulaciones en CFD.

2.1.3. Fenómeno de la Combustión

Por definición, la combustión es la reacción química entre el O_2 (Oxígeno) y un material oxidable, acompañada de desprendimiento de energía y que habitualmente se manifiesta por incandescencia o llama. En los motores de combustión interna, el proceso de combustión es el proceso en el que se transforma la energía química almacenada en el combustible en energía térmica del fluido encerrado en el cilindro, lo que mueve el pistón para obtener energía mecánica. Sin el proceso de combustión es imposible obtener un balance positivo en el funcionamiento de un motor, es decir, sería imposible obtener trabajo de él.

El material oxidable en este caso sería el combustible, y el objetivo de estudiar la combustión en detalle es el de poder extraer la mayor energía posible del combustible utilizado y con las menores emisiones posibles, de forma que el consumo y el impacto medioambiental sea mínimo.

En este capítulo se tratará brevemente el fenómeno de la combustión para entender en qué consiste y cómo puede ocurrir, así como las diferencias más importantes según el tipo de motor.

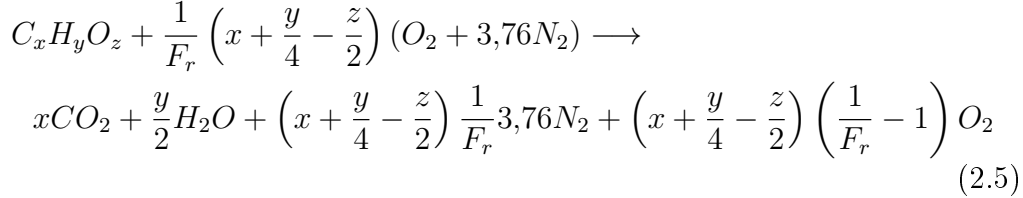
2.1.3.1. Química de la Combustión

Todo tipo de combustión necesita tres condiciones indispensables: combustible, comburente (u oxidante) y energía de activación. Para lograr esto, el proceso de combustión en motores de combustión interna comienza con proceso de atomización del combustible y/o comburente (en caso de que no se encuentren en estado gaseoso) por medio de inyectores diseñados con este propósito, se calientan hasta evaporarse y se mezclan, ya que la reacción de combustión da lugar a nivel molecular, por lo que una buena mezcla para asegurar que moléculas de oxidante y combustible se “encuentren”.

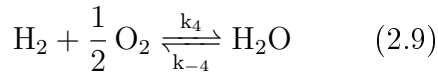
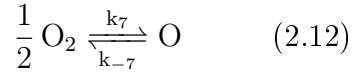
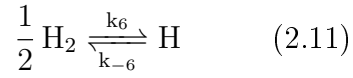
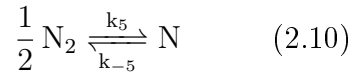
Cuando la temperatura y la presión han aumentado lo suficiente como para llevar a los componentes por encima de la energía ignición (aporte de energía de activación), una serie de reacciones previas comienzan a tener lugar. De estas reacciones previas se obtienen como resultado una serie de compuestos precursores de la reacción de combustión que reciben el nombre de *radicales*. La siguiente etapa es la reacción exotérmica que conocemos como combustión, y por último, los productos finales de la combustión pueden seguir reaccionando entre ellos en lo que se denomina proceso de recombinación.

Como se puede apreciar, el proceso de combustión no es algo simple, pero para poder abarcar el problema se debe de tratar de simplificar tanto como se pueda. Los procesos de atomización, pre-calentamiento, evaporación y mezcla no atañen al proceso de reacción, y son problemas pertenecientes al proceso inyección. Por eso se puede obviar estos fenómenos para el estudio de la combustión y centrarse en la parte química. Las reacciones previas dan lugar a una serie de compuestos transitorios, temporales, que no van a llegar a ser parte de los productos finales en gran medida, y por eso no se trata dicha parte de la reacción en primera instancia.

El proceso de combustión en sí se puede tratar de forma muy sencilla, ya que con una reacción química de un solo paso podemos obtener los productos de la combustión obviando los procesos intermedios. En este caso en el que el combustible es un hidrocarburo, y asumiendo que hay aire (una mezcla de 21 % O_2 y 79 % N_2 (Nitrógeno) en términos molares) de sobra para que reaccione todo el combustible (dosado menor o igual al estequimétrico), la reacción se puede expresar de forma generalizada en función de la composición química del combustible como una reacción en equilibrio de un solo paso:



Por último, las reacciones de recombinación. Los productos de la combustión aun se encuentran a altas temperaturas, estado en el que son muy reactivos, por lo que pueden seguir reaccionando entre ellos, aunque el impacto sobre los productos finales dependerá de la temperatura de la que partan. Estos procesos de disociación y recombinación se pueden modelar como reacciones en equilibrio, y hay ecuaciones de equilibrio fundamentales en el caso de combustibles de tipo hidrocarburo:



Donde k_i (Constante de Equilibrio) es la relación de concentraciones entre reactivos y productos de la reacción de disociación i :



$$k_i = \frac{1}{k_{-i}} = \frac{[R]^r [S]^s}{[A]^a [B]^b} \tag{2.14}$$

En la fórmula 2.14 se ha expresado la constante de disociación como una relación de concentraciones molares, pero esa expresión puede adaptarse para expresarla como relación de presiones parciales o concentraciones másicas entre otras magnitudes según nos interese. Los valores de estas constantes se obtienen por medio de la energía de Gibbs o de forma empírica y se pueden encontrar tabulados en la literatura [16]. La forma típica de encontrarlos es

en forma de relación de presiones parciales expresada como función de la temperatura.

Tanto la reacción de combustión como los procesos de disociación/recombinación se han obtenido hasta ahora asumiendo el equilibrio químico. Si se quisiera obtener un cálculo más preciso se puede recurrir a modelos de cinética química que tengan en cuenta la velocidad de reacción. Algunos modelos típicos utilizados en el estudio de emisiones contaminantes son el mecanismo de disociación de *Zeldovich*, el mecanismo súbito y el mecanismo vía N_2O (Óxido Nitroso), utilizados para la estimación de la producción de NO (Óxido Nítrico). También se puede recurrir a simulaciones por ordenador más completas que incluyen miles de mecanismos de cinética química.

2.1.3.2. Clasificación de la Combustión

A pesar de que la química detrás de la combustión pueda ser muy similar de un caso a otro, no siempre es así. Hay muchas cosas que tener en cuenta que pueden hacer que el estudio de la combustión se vuelva más complejo o más simple. En esta sección se presenta una pequeña clasificación de los tipos de combustión y la peculiaridades a tener en cuenta.

La primera distinción que se puede hacer es la existencia de un frente de llama.

- **Combustión generalizada o Autoencendido.** En este tipo de encendido no hay un frente de llama claro. Toda la mezcla se enciende una vez alcanzadas unas determinadas condiciones de presión y temperatura, que hace que la mezcla estequiométrica se encienda de forma esporádica. En la mezcla, este tipo de combustión se vería como una discontinuidad temporal de composición y temperatura (y presión en caso de ser una mezcla confinada).
- **Combustión localizada.** Este tipo de combustión se origina a partir de un agente externo, que fuerza por medio de un aporte de calor el encendido puntual en la mezcla. A partir de este punto de origen se propaga un frente de llama al resto de mezcla, que supone una variación temporal y espacial de las propiedades de la mezcla. En función de la velocidad a la que se propague este frente de llama podemos distinguir tres tipos de combustión:

- **Combustión lenta.** Es un tipo de combustión particular en la que o bien hay poco oxígeno (poca ventilación) o el combustible es muy denso. Tienen la característica de que en la mayoría de casos no presentan emisión de luz, lo que hace esta combustión muy peligrosa. En el ámbito automovilístico no tiene gran interés como se puede deducir del hecho de que siempre se intenta tener más aire del necesario para asegurar el mayor consumo posible del combustible.
- **Deflagración.** Este proceso de propagación del frente de llama es bastante rápido, pero sin alcanzar velocidades mayores a la del sonido. Al no formarse un frente de onda, las variaciones de presión a un lado y otro del frente de llama no son excesivas (aunque sí puede interesar conocerlas por otros motivos), por lo que la mayor diferencia termodinámica se encuentra en la temperatura. Es el proceso de propagación de llama por excelencia en los motores de combustión interna, y podemos hablar de dos casos diferentes: deflagración premezclada y deflagración por difusión.
- **Detonación.** Cuando las velocidades de propagación del frente de llama son próximas a la velocidad del sonido, se forma un frente de onda que crea una discontinuidad de presión muy brusca (una onda de choque). Es una combustión peligrosa por su carácter explosivo y destructivo.

Autoencendido

Tal como se ha dicho, el proceso de autoignición sucede cuando una mezcla de combustible y comburente alcanzan unas condiciones de temperatura, presión y concentración que permiten el desarrollo de una serie de reacciones que liberan *radicales activos*, capaces de producir la combustión de la mezcla tras un cierto tiempo de retraso. El proceso de producción de *radicales activos* es mucho más lento que el proceso de combustión generalizada, por lo que el tiempo de retraso mencionado es esencialmente el tiempo necesario para producir la concentración suficiente de radicales capaz de producir la combustión.

De acuerdo con el modelo de Livengood y Wu [17], el punto crítico se puede encontrar buscando el límite superior de la integral 2.15 que la hace unitaria

para procesos bajo condiciones termodinámicas variables.

$$\frac{1}{[C]_{cr}} \int_0^{[C]_{cr}} d[C] = \int_0^{t_{cr}} \frac{1}{\tau_r(t)} dt = 1 \quad (2.15)$$

Donde:

$[C]_{cr}$: es la concentración de radicales $[C]$ crítica.

t_{cr} : es el tiempo de retraso del autoencendido.

$\tau_r(t)$: es el tiempo de retraso bajo condiciones termodinámicas constantes e iguales a las del instante t .

Con esto el problema se reduce a obtener una expresión para τ_r (*Tiempo de retraso del autoencendido*) que nos permita resolver la ecuación 2.15. Se puede obtener de forma completamente experimental caracterizando la mezcla con la que se trabaje bajo todo el rango de condiciones o ajustando modelos semi-empíricos y existentes como:

$$\tau_r = Ap^{-n} e^{\frac{E_a}{RT}} \phi(F)^m \quad (2.16)$$

Donde:

A y m : Constantes a ajustar.

$\phi(F)$: Función a ajustar que recoge la influencia del dosado.

Se puede expresar como: $\phi(F)^m = [Comb]^{-a} [O_2]^{-b}$

E_a : Energía de activación del combustible.

De esta forma se puede predecir bajo qué condiciones y cuanto tiempo tardará en autoinflamarse la mezcla, con lo que se puede o bien asegurar que se cumplan esas condiciones o poder evitar que ocurra dicho fenómeno según los intereses del caso.

Deflagración Premezclada

La combustión por deflagración premezclada sucede cuando el combustible y el comburente ya se encuentran mezclados de forma homogénea, en presencia de un campo convectivo o no. La combustión se inicia en un punto y se propaga localmente de forma totalmente autosustentada. El concepto de llama autosustentada implica que el calor liberado por la combustión de un volumen diferencial de mezcla es capaz de encender el volumen diferencial contiguo de la mezcla fresca.

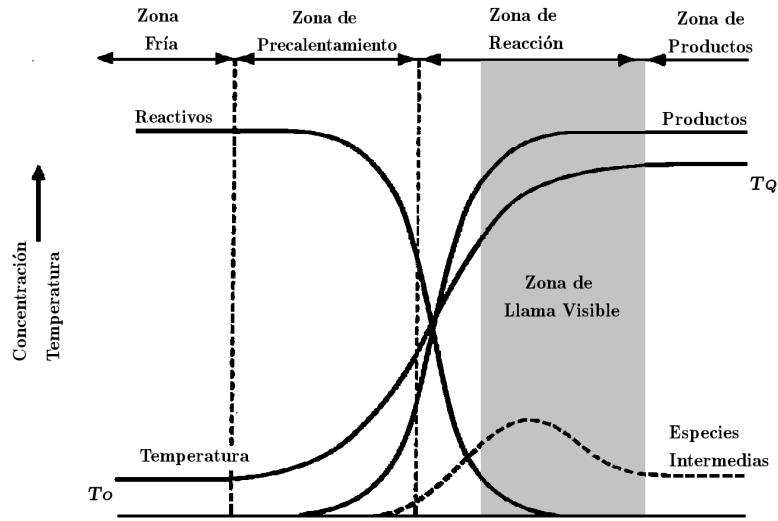


Figura 2.7: Frente de llama laminar [18]

En la figura 2.7 se puede observar cómo desde la zona de reactivos, la mezcla fresca, se absorbe parte del calor emitido por la reacción química que tiene lugar en la zona de reacción (o frente de llama). Este calor hace aumentar la temperatura de la mezcla dando lugar a la zona de pre calentamiento, donde las prerreacciones tienen lugar y se comienzan a formar las especies intermedias. En la zona de reacción es donde tiene lugar el proceso exotérmico de la combustión, aunque no toda esta reacción emite luz. Las zonas de pre calentamiento y de reacción juntas forman lo que se conoce como la zona de difusión. Tras el paso del frente de llama quedan los productos de la combustión, que al encontrarse a alta temperatura pueden comenzar a recombinarse por mecanismos de disociación de las especies.

La propagación de la zona de reacción (el frente de llama) a los consiguientes volúmenes diferenciales de la mezcla tiene lugar a una velocidad que se conoce como u_{CL} (*Velocidad de Combustión Laminar*), y que depende de la reacción que tenga lugar, la capacidad de la mezcla fresca para absorber el calor emitido por la reacción y las condiciones termodinámicas de la mezcla. Según la *Teoría Híbrida* de la combustión, la velocidad u_{CL} se escala con estos parámetros de la siguiente forma:

$$u_{CL} \propto \sqrt{\alpha_0 R T_q T_{sq}^2 P^{n-2}} \quad (2.17)$$

Donde:

α_0 : Coeficiente de difusividad térmica en condiciones de referencia.

RR : Velocidad de la reacción química.
 T_q : Temperatura de la mezcla quemada (productos).
 T_{sq} : Temperatura de la mezcla sin quemar (reactivos).
 P : Presión de la mezcla.
 n : Orden de la reacción.

Con esta información se puede definir un espesor del frente de llama como una velocidad entre un tiempo característico, que según la *Teoría Híbrida*, quedaría como:

$$\delta_r \approx \frac{u_{CL}}{RR} \approx \frac{\alpha}{u_{CL}} = \frac{\alpha_0}{u_{CL}} \frac{(T/T_0)^{3/2}}{p/p_0} \quad (2.18)$$

Donde:

T se estima como un promedio entre T_{sq} y T_q .

Estos conceptos de combustión laminar solo son aplicables en ensayos controlados donde realmente si hay un campo convectivo uniforme. En la realidad la turbulencia juega un papel muy importante, especialmente en los MCIA donde se busca una gran turbulencia que ayude a acelerar el proceso de combustión. Por lo general, las velocidades de combustión laminar son relativamente lentas en comparación con la velocidad lineal media del pistón. No es factible que el proceso de combustión tome más tiempo que el que tarda el motor en completar una revolución completa, ni siquiera que sea similar. La combustión debe tener lugar en el menor tiempo posible, de forma que se pueda aproximar a una combustión instantánea lo máximo posible.

La turbulencia colabora en el proceso de combustión aumentando la difusividad térmica y másica efectivas, que ayuda a la propagación del frente de llama al aumentar la capacidad de transmisión de calor y por la formación de torbellinos que distorsionan el frente de llama aumentando la sección efectiva de combustión. De esto se puede deducir que la mezcla fresca se consumirá más rápido, o lo que es lo mismo, la u_{CT} (*Velocidad de Combustión Turbulenta*) será mayor que la u_{CL} .

Dependiendo de la intensidad turbulenta (I) y el tamaño característico de los torbellinos, la influencia de la turbulencia sobre el frente de llama puede variar. Para turbulencia de L_T (*Macroescala de Taylor*) pequeñas, el frente de llama no se ve especialmente modificado a primera vista, pero los fenómenos de transporte de calor y masa toman gran peso. Este tipo de llama turbulenta se conoce como *llama distribuida*. En el caso de que la escala L_T

(*Macroescala de Taylor*) de los torbellinos sí sea suficientemente grande, el frente de llama comienza a distorsionarse formando pliegues que aumentan considerablemente la sección efectiva de combustión, formando lo que se conoce como *llamas plisadas o arrugadas*.

Durante el proceso de diseño se puede predecir que tipo de llama se obtendrá en función de la composición de la mezcla (fija u_{CL}), el tamaño del motor (determina L_T) y la capacidad de generar turbulencia del sistema (I), utilizando como criterio el número adimensional Da (*Número de Damköhler*) o su contra parte, Ka (*Número de Karlovitz*), que se establecen una relación entre un tiempo característico físico, normalmente el tiempo característico de mezcla, y un tiempo característico químico, como podría ser el tiempo característico de combustión:

$$Da = \frac{\tau_{mL}}{\tau_r} = \frac{L_T/I}{\delta_r/u_{CL}} \quad (2.19) \quad Ka = \frac{\tau_r}{\tau_{m\lambda_k}} = \frac{\delta_r/u_{CL}}{\lambda_k/I} \quad (2.20)$$

Donde:

τ_{mL} , $\tau_{m\lambda_k}$ y τ_r son tiempos característicos de mezcla referidos a la macroescala de Taylor y la microescala de Kolmogorov, y el tiempo característico de reacción.

λ_k : microescala de Kolmogorov.

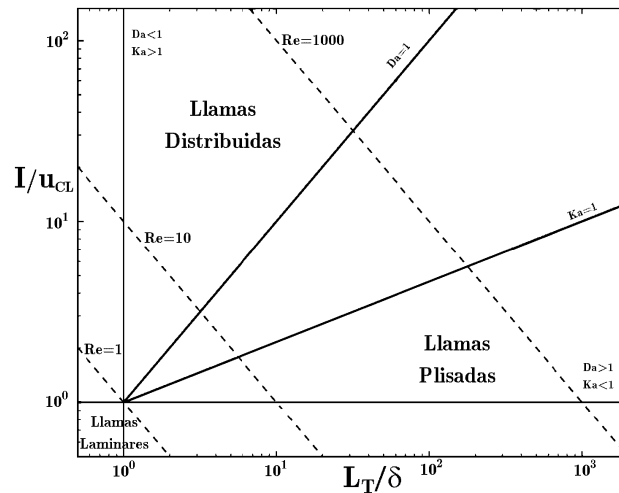


Figura 2.8: Diagrama de Borghi [19]

Para valores de Da mucho mayores que 1 se obtendrían llamas distribuidas, mientras que para valores mucho menores de la unidad se hablaría de llamas plisadas.

De acuerdo a lo explicado, si las llamas distribuidas modifican la difusividad, y las llamas plisadas la sección efectiva de combustión (A_{eff}), la u_{CT} se escala en función de estos parámetros, y en ambos casos aparece una proporcionalidad con Re . Para caracterizar la velocidad de combustión turbulenta se suele emplear el parámetro FSR (*Flame Speed Ratio*, Relación de Velocidades de Combustión):

$$\text{Llamas distribuidas:} \quad \frac{u_{CT}}{u_{cL}} \propto \sqrt{\frac{\alpha_T}{\alpha}} \propto \sqrt{\frac{\nu_T}{\nu}} \approx \sqrt{Re} \quad (2.21)$$

$$\text{Llama plisada:} \quad \frac{u_{CT}}{u_{cL}} = \frac{A_{F,eff}}{A_F} \propto Re \quad (2.22)$$

Deflagración por Difusión

La combustión por difusión se diferencia con la combustión premezclada en que en este caso el combustible y el comburente se encuentran inicialmente separados, o incluso en estados diferentes. Poniendo como ejemplo la inyección de un chorro líquido de combustible en una cámara muy caliente, el combustible debe atomizarse, absorber calor hasta evaporarse, mezclarse con el comburente (dicho proceso de mezcla lo provoca la transmisión de cantidad de movimiento del chorro inyectado, el combustible, al fluido en reposo, el comburente), alcanzar la concentración de mezcla dentro de los límites de inflamabilidad, y entonces comenzar el proceso de combustión. Obviamente, todo el proceso físico (evaporación cuando la haya y mezcla) es mucho más lento que el proceso de reacción química, por lo que la velocidad de combustión no viene dominada por la reacción química, sino por la velocidad de mezcla. En este caso, el número Da , que establece la relación entre tiempos característicos del proceso físico y del proceso químico, tenderá a infinito ($Da = \frac{\tau_m}{\tau_r} \rightarrow \text{inf}$).

Las llamas por difusión tienen la particularidad de que la combustión tiene lugar cuando la mezcla ha alcanzado condiciones estequiométricas o cercanas, lo que implica que las temperaturas resultantes de la combustión serán máximas, con la consiguiente formación de productos de partículas (hollín) y NO_x , que solo se forman a muy altas temperaturas.

El estudio de este tipo de combustión está bastante profundizado en cuanto a la termofluidodinámica, y existen modelos capaces de modelar la mezcla de combustible y comburente en casos específicos, como la inyección de un fluido en otro, y es válido para chorros tanto gaseosos como líquidos, aunque en este último el proceso de atomización debe ser muy bueno para que el modelo sea aplicable. También existe la posibilidad de recurrir a simulaciones en CFD más precisas y costosas.

La problemática de este tipo de combustión es que el chorro puede resultar ser muy largo para conseguir las condiciones de mezcla necesarias para la combustión, por lo que se debe diseñar correctamente la velocidad de salida del chorro y el proceso de atomización. En cualquier caso, las conclusiones que se deben extraer del estudio de la inyección de un chorro en un fluido en reposo bajo condiciones similares a las de un MCIA o un quemador industrial son que en condiciones de inyección laminar (Re menor a 100) la L_{LL} (*Longitud de Llama*) (longitud necesaria para alcanzar condiciones estequiométricas en el eje del chorro) crece conforme aumenta la velocidad de inyección y el ángulo de apertura del chorro disminuye, por lo que para obtener una longitud de llama confinable, la tasa de inyección debería ser excesivamente baja, y la obtención de energía sería insuficiente.

$$\tan \alpha \propto \frac{1}{Re_0} \quad (2.23)$$

$$\frac{L_{LL}}{d_0} \propto \frac{Re_0}{F_{est}} \quad (2.24)$$

Donde:

d_0 : diámetro de la tobera de inyección.

Re_0 : Re a la salida de la tobera.

F_{est} : relación estequiométrica combustible-aire.

Conforme se aumenta el número de Reynolds y se alcanzan condiciones completamente turbulentas ($Re > 10^4$), la difusividad turbulenta aumenta, y se comprueba empíricamente que la L_{LL} tiene a un valor únicamente dependiente del diámetro de tobera, perdiendo la influencia con la velocidad de inyección, pues

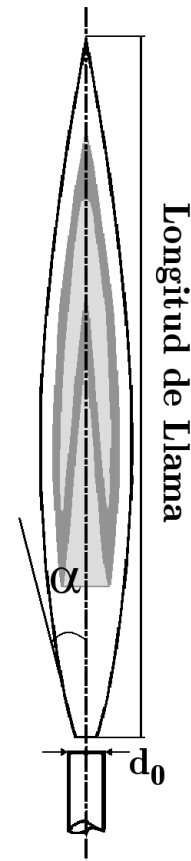


Figura 2.9: Llama de Difusión Laminar

cuanto mayor sea esta velocidad, mayor será la difusividad turbulenta. De forma experimental se puede llegar a la siguiente aproximación para combustibles de hidrocarburos:

$$L_{LL} \approx \frac{25}{f_{est}} d_{eq} \quad (2.25)$$

Donde:

d_{eq} es el diámetro de la tobera corregido con la relación de densidades del combustible y el aire de la siguiente forma: $d_{eq} = d_0 \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_a}}$

2.1.4. Combustión en MCIA

Dependiendo del proceso de combustión que tenga lugar en cada ciclo de trabajo, los motores de combustión interna (MCIA) se pueden dividir en dos grupos, MEP cuando el encendido es provocado, generalmente por una chispa eléctrica a través de la bujía, o MEC cuando el encendido es por autoinflamación de la mezcla debido a las altas temperaturas y presiones alcanzadas durante la compresión.

2.1.4.1. Combustión en MEP

El funcionamiento de los motores MEP consiste esencialmente en producir una mezcla de aire-combustible durante las primeras etapas del ciclo del motor (durante la admisión en motores de inyección indirecta y al final de la admisión/principio de la compresión en motores GDi). De esta forma se asegura que desde que se inyecta el combustible hasta que se inicia la combustión ha habido tiempo suficiente para obtener un grado de mezcla bastante homogéneo. Bajo esta condición de carga homogénea, una vez el pistón alcanza el TDC se fuerza el inicio de la combustión con sistema externo, normalmente una bujía que produce un arco eléctrico para el aporte de energía inicial, y a partir de ese punto se propaga un frente de llama. Con todas estas cualidades, el proceso de combustión resultante es una deflagración premezclada, que se intenta que sea lo más turbulenta posible para que la combustión sea tan rápida como se pueda. Las altas velocidades de combustión obtenidas permiten asemejar el proceso de combustión como un proceso instantáneo a volumen constante, aunque a altos regímenes de giro del motor o con las nuevas tecnologías de carga estratificada esto no tiene por que ser así, ya que parte de la combustión puede prolongarse hasta la carrera de expansión.

En este apartado se va a explicar el proceso de combustión convencional y después se hará alusión a algún fenómeno anómalo que se debe tener en cuenta.

Combustión MEP convencional

Como ya se ha dicho, la combustión convencional en un motor MEP consiste en la propagación de un frente de llama desde donde se encuentre la bujía hasta el resto de la mezcla, resultando en una evolución temporal y espacial de las propiedades de la carga (aunque el proceso de combustión en sí se modele como quasi-instantáneo, un estudio fenomenológico no permite tomar esa hipótesis).

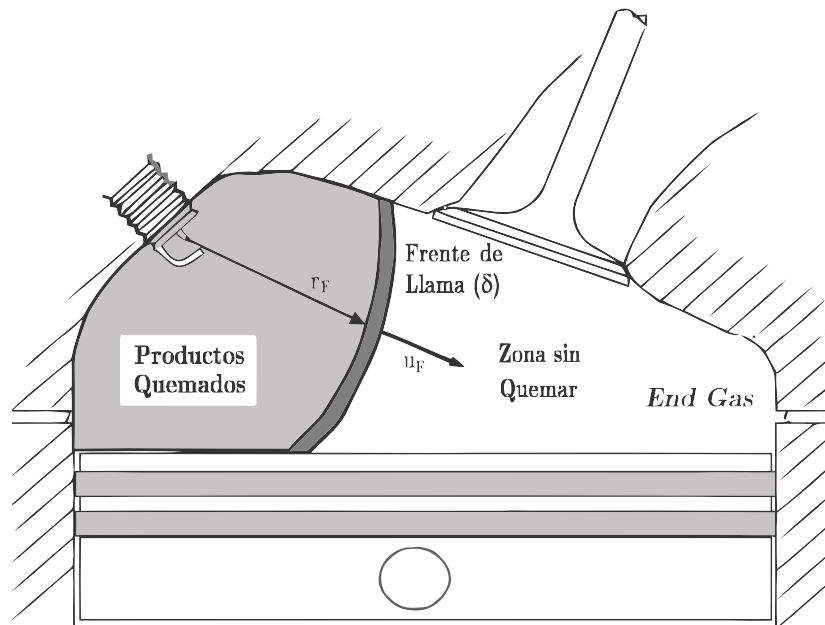


Figura 2.10: Combustión en MEP [15]

Como se puede apreciar en la imagen 2.10, el avance del frente de llama divide el volumen de la cámara de combustión en dos zonas principales, una zona que aun no se ha oxidado, donde solo hay mezcla fresca, y otra donde la combustión ya ha sucedido y quedan los productos de la combustión a altas temperaturas. La velocidad del frente de llama, u_F , es algo mayor la velocidad de combustión, ya sea laminar o turbulenta. Esto se debe a que los gases quemados que se encuentran a una alta temperatura en comparación con la mezcla sin quemar y a una presión algo superior, tratan de expandirse para alcanzar el equilibrio térmico en el volumen, lo que induce una velocidad

adicional sobre el frente de llama que se denomina u_A (*Velocidad de Arrastre*). Esta velocidad de arrastre se añade directamente sobre la velocidad de combustión (que se supone turbulenta, u_{CT}), y se puede llegar a obtener con la siguiente expresión si se conocen los parámetros adecuados:

$$u_F = u_{CT} + u_A \quad (2.26)$$

$$u_A = \frac{V_{sq}}{\gamma p A_F} \frac{dp}{dt} \quad (2.27)$$

Donde:

V_{sq} : Volumen de mezcla sin quemar.

A_F : Área del frente de llama.

Este fenómeno de expansión de los gases calientes implica que la zona sin quemar sufrirá el efecto contrario, se comprime, y cuando mayor sea la fracción de gases quemados, mayor será el efecto de compresión sobre los gases frescos, de los cuales, los últimos en quemarse, y por tanto, los que mayor aumento de presión inducido perciben, se llaman *End Gas*, y por lo general se encuentran en la zona de la cámara de combustión más alejada de la bujía.

Actualmente el estudio de la evolución de la combustión en motores MEP convencionales, con geometrías sencillas, está bastante avanzado, existiendo modelos que permiten el estudio de la evolución de las dos zonas de la mezcla modelando la propagación de la combustión como una llama esférica con bastante precisión.

Combustión MEP anormal

En los motores de encendido provocado puede aparecer un fenómeno poco deseable debido a esa presión inducida por la expansión de los gases calientes. Si la presión y temperatura de los *End Gas* supera un cierto valor crítico puede aparecer un autoencendido de parte de la mezcla sin quemar y propagando otro frente de llama. La aparición del autoencendido hace que aparezcan grandes gradientes de presión, haciendo que las ondas de presión sean excesivamente altas e irregulares. Además hace que el resto de la mezcla sin quemar sea más susceptible de autoencenderse, creando así un proceso que se retroalimenta y que aumenta el consumo de combustible rápidamente, produciendo una liberación de energía repentina. Este fenómeno se conoce como *knock* o *knocking*, y los grandes gradientes de presiones asociados a él tienen un carácter muy destructivo para el motor por el aumento de los esfuerzos

mecánicos de forma violenta. Otra consecuencia catastrófica del *knock* es que los gradientes de presión pueden romper la capa límite térmica, deshaciendo así uno de los principales mecanismos de protección térmica del cilindro. Si esto sucede, la transmisión de calor por conducción hacia la paredes puede ser excesiva y llegar a fundir el material.

La aparición de *knock* supone la destrucción inmediata del motor, por lo que se debe evitar a toda costa. Para ello se emplean combustibles de alto ON (*Octane Number*, Número de Octano u Octanaje), un parámetro que mide la resistencia del combustible al autoencendido. Es por eso que en los motores MEP solo se usa gasolina como combustible, y en ocasiones se alude a este tipo de motores como motores de gasolina. Aun así puede seguir apareciendo, y se requiere de otras técnicas como reducir la relación de compresión o retrasar el punto de encendido con respecto al punto óptimo para evitarlo.

Otro fenómeno anómalo que puede aparecer en los MEP es el encendido superficial. Por la presencia de puntos calientes como podrían ser los electrodos de la bujía o residuos sólidos por una mala combustión (hollín), se puede desencadenar una combustión con un frente de llama. Este fenómeno puede aparecer en cualquier momento, pero se clasifica según si aparece antes o después de la combustión principal, conociéndose como *preencendido* y *postencendido* respectivamente. Ambos son dañinos y producen variaciones erráticas de la presión, pero de los dos casos, el más peligroso es siempre el preencendido, ya que produce combustión antes de lo que debería, llevando a un mal funcionamiento del motor, y puede desencadenar un proceso de autoencendido con *knock* asociado.

2.1.4.2. Combustión en MEC

La combustión en el motor de encendido por compresión opera de la siguiente manera. Tras la admisión de aire, durante la carrera de compresión y cerca del TDC, comienza la inyección de combustible. La mezcla heterogénea de la masa de combustible inicial y aire se mezcla, con los procesos de atomización, evaporación y englobamiento pertinentes, y debido a la alta presión y temperatura, la mezcla autoenciende, lo que produce un fuerte gradiente de presión y una gran liberación de calor. Pero solo una parte del combustible inyectado autoenciende, ya que el resto de combustible aun se está inyectando y no ha alcanzado el punto de mezcla óptimo para la autoinflamación. Gracias a la liberación de energía de la autoignición inicial, el resto del combustible comienza a oxidarse conforme alcanza el grado de mezcla óptimo, resultando en una fase de combustión por difusión controlada por el proceso

de inyección y mezcla. Esta última fase carece de la rápida liberación de energía y tiene una menor temperatura de llama, pero al prolongarse a la carrera de expansión, permite obtener grandes potencias.

En este tipo de motores, parámetros como la ley de inyección, la calidad de los chorros, las condiciones de presión y temperatura y el movimiento del aire juegan un papel esencial en el desarrollo de la combustión, pues la evaporación y mezcla han de ocurrir dentro del cilindro en un corto período de tiempo, cerca del TDC.

La forma de controlar estos parámetros se basa en optimizar otros factores, tanto operativos como geométricos, tales como el régimen de giro, el punto de inyección, la tasa de inyección, el dosado, usando EGR o mediante el diseño de las cámaras de combustión. El diseño de las cámaras de combustión es el parámetro geométrico determinante para mejorar la calidad de la mezcla: Existen principalmente dos tipos de cámara de combustión, en función del tipo de inyección: Si es un motor IDi (*Indirect Diesel Injection*, Inyección Indirecta de Diésel), se utilizan cámaras divididas, donde se generan altas turbulencias. Si el tipo de inyección es Di (*Direct Injection*, Inyección Directa en Diésel), se utilizan las llamadas cámaras abiertas, donde se genera poca turbulencia siendo los chorros los que determinan la calidad de la misma.

Otra forma de controlar la ley de liberación de calor y poder optimizar el trabajo obtenido es por medio de varias inyecciones durante el ciclo. La primera inyección, la inyección piloto, es la encargada de precalentar el interior del cilindro, y debido a la poca cantidad de combustible, el tiempo de retraso en el autoencendido es casi nulo. También se evita gran parte del ruido producido por el autoencendido. Después viene una inyección principal, con la que se quema el grueso del combustible y se obtiene el pico de liberación de calor. Por último puede haber una post-inyección que ayude a aumentar de nuevo la turbulencia en la cámara para tratar de consumir los posibles restos sin quemar y reducir las emisiones contaminantes, además de prolongar la obtención de trabajo.

2.1.5. Sistema de Inyección

Se ha hablado de la importancia que tiene el conseguir una buena mezcla air-combustible para el correcto desarrollo de la combustión. El sistema encargado de producir esa mezcla debe asegurar el grado de atomización suficiente para que el tiempo de evaporación sea lo suficientemente pequeño, y

debe distribuir la mezcla de forma homogénea. En este apartado se exponen los principales aspectos a tener en cuenta sobre dicho sistema.

Uno de los primeros sistemas mecánicos para la formación de la mezcla aire-combustible fue el carburador. Este elemento es capaz de mezclar combustible en fase líquida con el aire utilizando el *efecto venturi*, creando una depresión haciendo pasar el flujo de aire por un estrechamiento que absorbe una cierta cantidad de combustible en función del flujo másico de aire [20].

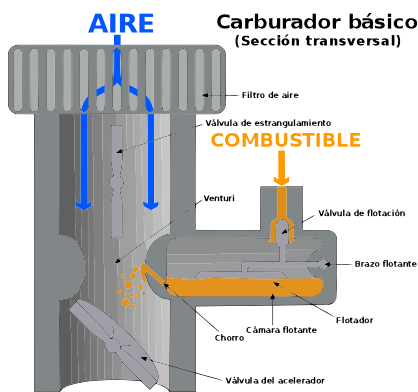


Figura 2.11: Carburador [20]

Con la correcta calibración y control del sistema se pueden obtener relaciones cercanas a la estequiométrica, pero el sistema en sí es bastante ineficiente en la gestión del combustible. Por eso este sistema está en desuso actualmente y ha sido sustituido por los sistemas de inyección. Los sistemas de inyección con control electrónico permiten inyecciones a presiones mucho mayores que las que se puedan encontrar en el resto del motor, a mayores velocidades, utilizando orificios mucho menores y en mucho menor tiempo, lo que permite una atomización y mezcla mucho más eficiente y control del gasto de

combustible que permite adaptar el grado de mezcla según los requisitos del punto de operación. Esta combinación superior de propiedades con respecto a otros sistemas tradicionales que le permiten cumplir los requisitos de operación y contribuir al cumplimiento de la normativa de control de emisiones es lo que ha hecho que este sistema se haya vuelto tan popular.

Los sistemas de inyección se pueden clasificar de dos formas a grosso modo:

- Si la inyección es monopunto o multipunto. La inyección monopunto es el sistema más sencillo en cuanto a elementos constructivos del sistema, ya que solo necesita de un inyector para alimentar todos los cilindros del motor. Es una técnica muy poco eficiente en el control de la mezcla en cada cilindro, por lo que su alternativa, la inyección multipunto, es la que más ventajas ofrece a pesar de la complejidad, ya que utilizando un inyector para cada cilindro se puede conseguir una mayor uniformidad en la mezcla de cada cilindro.

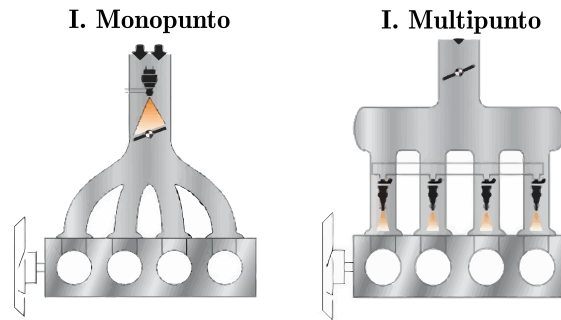


Figura 2.12: Tipos de Inyección. Monopunto y Multipunto [21]

- Si la inyección se realiza en el exterior del cilindro (inyección indirecta), o si se realiza directamente en el interior del cilindro (inyección directa). La inyección indirecta permite obtener mezclas más uniformes y los requisitos de operación del sistema de inyección no son tan exigentes como en el caso de inyección directa en lo que a presiones, temperaturas y tiempo de inyección se refiere. Por otra parte, la inyección directa permite, además, obtener mezclas estratificadas pobres que permiten reducir el consumo de combustible, que gracias a las menores temperaturas permiten reducir la emisiones contaminantes [15].

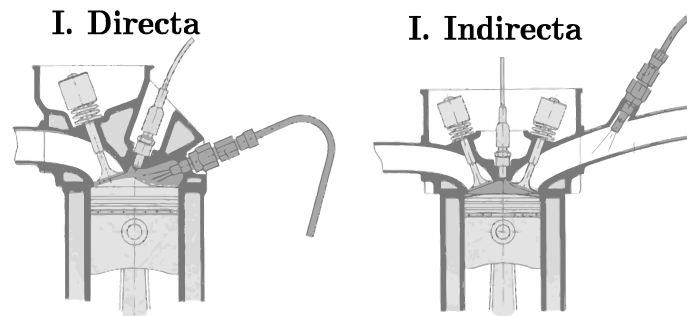


Figura 2.13: Tipos de Inyección. Directa e Indirecta [22]

En esta última categoría también cabe mencionar que dependiendo de dónde se realice la inyección, los elementos necesarios en el sistema de inyección pueden variar. Independientemente del tipo, algunos de los elementos comunes son: medidor de gasto de aire para determinar la cantidad de combustible necesaria, la bomba de combustible, el filtro de combustible para retener impurezas que puedan obstruir los inyectores, la ramba de inyectores, reguladores de presión e inyectores. Mediante la ramba de distribución, el combustible

líquido llega hasta los inyectores. Con ayuda de los reguladores de presión es posible gestionar la presión a la que se encuentra el combustible en el conducto de admisión antes de la cámara de combustión.

En el caso de inyección directa con gasolina, el esquema que se utiliza es muy similar al de inyección directa de motores diésel, disponiendo de una bomba de baja y otra de alta para lograr altas presiones de inyección (en gasolina son algo menores que en diésel para evitar problemas de autoencendido) y, en el caso de motores multicilíndricos, un sistema *common rail*, que permite controlar las altas presiones de inyección de forma uniforme para todos los inyectores. Otros componentes necesarios en el caso de trabajar con gasolina son: sensores lambda, catalizadores y sensores de temperatura. También es importante la geometría de la cámara de combustión (culata y pistón) para conseguir condiciones óptimas de la mezcla antes de empezar la combustión.

Por último solo queda ver brevemente el funcionamiento de un inyector de accionamiento electromagnético, los más utilizados por su fácil control, su robustez y buena respuesta. Se utiliza un solenoide por el que se hace circular una determinada cantidad de corriente durante un tiempo controlado en función de los parámetros que recibe la ECU, como presión, temperatura, grado de EGR (*Exhaust Gas Recirculating*, Recirculación de Gases de Escape) o régimen de giro. El solenoide genera un campo magnético que eleva la aguja del inyector, permitiendo el paso del combustible a los orificios de salida del inyector. Cuando la corriente cesa y el solenoide ya no genera el campo magnético, la aguja se vuelve a cerrar gracias a la fuerza de un muelle.

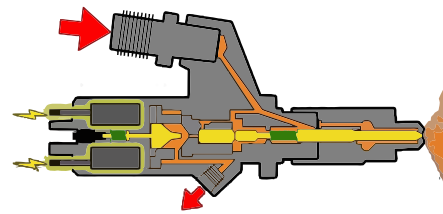


Figura 2.14: Inyector [23]

2.1.6. Sistema de Ignición

En los motores MEP, la combustión se inicia por medio de un elemento auxiliar que se encarga de aportar la energía necesaria para que pueda iniciarse y mantenerse la combustión. Existen diversos sistemas para realizar esta tarea, pero el que más ventajas presenta es el encendido por arco eléctrico, que permite realizar el encendido de forma sencilla, precisa y eficaz.

Para poder determinar la energía necesaria para dicho inicio de la combustión se emplea la *Teoría del Encendido* [24]. Esta teoría trata el problema

mencionado, qué cantidad de energía se necesita aportar para iniciar una combustión autosustentada. Se empieza con un volumen y masa iniciales (V_1 y m_1), y al quemarse la liberación de calor debe ser suficiente para calentar un volumen contiguo (V_2 y m_2) de espesor mínimo igual al espesor del frente de llama δ_r hasta una temperatura igual o superior a T_q . Aproximando con geometrías sencillas el volumen inicial que se podría encontrar entre los electrodos de una bujía y por tanto el área de contacto entre los volúmenes, se puede llegar a criterios de tamaño mínimo de volumen inicial para que la combustión sea autosustentada [15]. Algunos de estos criterios son:

$$\text{Volumen esférico:} \quad r_{esf} \geq 2,4\delta_r \quad (2.28)$$

$$\text{Volumen cilíndrico:} \quad r_{cil} \geq \delta_r \quad (2.29)$$

Estas geometrías sencillas pueden ser más o menos válidas dependiendo de la disposición de los electrodos, y pueden llegar a no ser suficientemente precisas.

Sabiendo la masa y volumen que se necesita encender, la composición de la mezcla y las condiciones de presión y temperatura de partida, se puede obtener por balance energético la energía que hay que aportar al volumen 1 para que este supere la temperatura de quemados T_q y pueda encenderse. Para geometrías sencillas como las anteriores es posible obtener una expresión analítica de la energía mínima necesaria:

$$\text{Volumen esférico:} \quad E_{esf} \geq \frac{4}{3}\pi r_{esf}^3 \rho_{sq} C_p (T_q - T_{sq}) \quad (2.30)$$

$$\text{Volumen cilíndrico:} \quad E_{cil} \geq \pi r_{cil}^2 L \rho_{sq} C_p (T_q - T_{sq}) \quad (2.31)$$

En cualquier caso, hay una clara dependencia con el volumen y la densidad de la mezcla, que se traduce en que la energía mínima necesaria para la inflamación de la mezcla es directamente proporcional a la distancia entre los electrodos, lo cual puede resultar ser obvio, a mayor masa encerrada en el volumen, mayor energía se necesita, e inversamente proporcional a la presión de forma no lineal, tal y como se aprecia en la figura 2.15 [24]. El aumento de presión aumenta el estado energético de la mezcla, por lo que el aporte de energía necesario es menor pa-

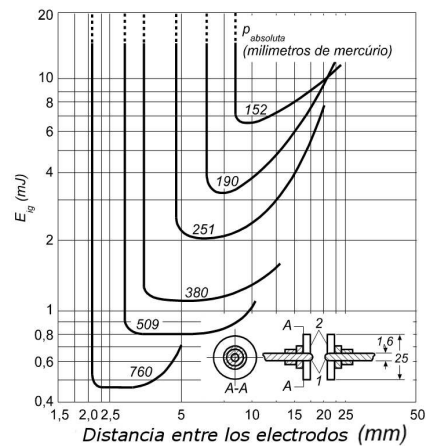


Figura 2.15: Energía mínima de Ignición [25]

ra alcanzar las condiciones de encendido.

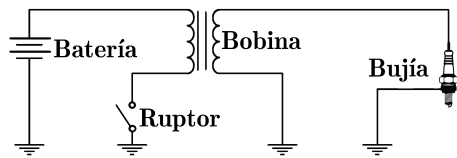


Figura 2.16: Esquema básico de un Sistema de Ignición [15]

El sistema de encendido debe asegurar que la energía de ignición se aporta lo más rápido posible, ya que la presencia de campos convectivos turbulentos hace que la masa que debe encenderse no permanezca dentro del volumen de energización, dificultando mucho la tarea. Las bujías actuales aseguran el encendido por medio de un arco eléctrico de forma rápida y eficaz de la siguiente

forma. Desde una batería se va cargando el circuito primario de una bobina, que actúa como un condensador almacenando esa energía. En un momento determinado, el raptor abre el circuito primario interrumpiendo el paso de corriente, haciendo que en el circuito secundario se produzca una subida súbita de tensión por inducción magnética que produce la corriente eléctrica necesaria para generar el arco eléctrico entre los electrodos de la bujía.

2.2. Combustión TJI

En el capítulo 1 se hacía mención de la importancia de los sistemas capaces de trabajar con mezclas pobres (exceso de aire), que permiten obtener temperaturas de combustión menores, lo que aumenta la eficiencia térmica del motor y reduce las emisiones, y contribuye a reducir el consumo de combustible. Para poder quemar de forma eficiente una mezcla en la que hay poco combustible se debe aumentar la energía de ignición, que equivale a aumentar el volumen de mezcla que se enciende inicialmente. De la misma forma, y debido a las bajas velocidades laminares de combustión de las mezclas pobres, para asegurar que la llama no se apaga por falta de combustible y que el proceso es suficientemente rápido se debe asegurar una propagación de llama muy extendida (mayor superficie de llama) para que la combustión se de en varios puntos simultáneamente y una turbulencia capaz de asegurar la correcta mezcla y aceleración del frente de llama, lo que asegura una liberación de potencia mayor y capaz de mantener las prestaciones del motor. En la literatura se puede encontrar una revisión completa de los sistemas potenciadores del proceso de combustión [26] y revisiones más específicas centradas en el uso de pre-cámaras de combustión [27]. En estos documentos se puede estudiar la evolución y progreso de estas técnicas hasta llegar al actual TJI.

En esta sección se presentan los conceptos detrás de la tecnología TJI y su modo de funcionamiento.

2.2.1. Concepto TJI

El TJI actual trata de utilizar los chorros eyectados desde una pre-cámara como sistema de ignición de la carga en la cámara principal del cilindro. Para comprender el funcionamiento de esta tecnología, partiremos de la siguiente situación: en el cilindro se dispone de dos volúmenes, el volumen de la cámara principal encerrado por el cilindro, el pistón y la culata, y un volumen mucho menor correspondiente a la pre-cámara. Ambos volúmenes se comunican a través de unos orificios en la pared de la pre-cámara. Asumamos que inicialmente disponemos de una mezcla muy pobre en la cámara principal y una mezcla próxima a condiciones estequiométricas en la pre-cámara. El cómo y cuándo se consiguen estas mezclas se verá en el siguiente apartado.

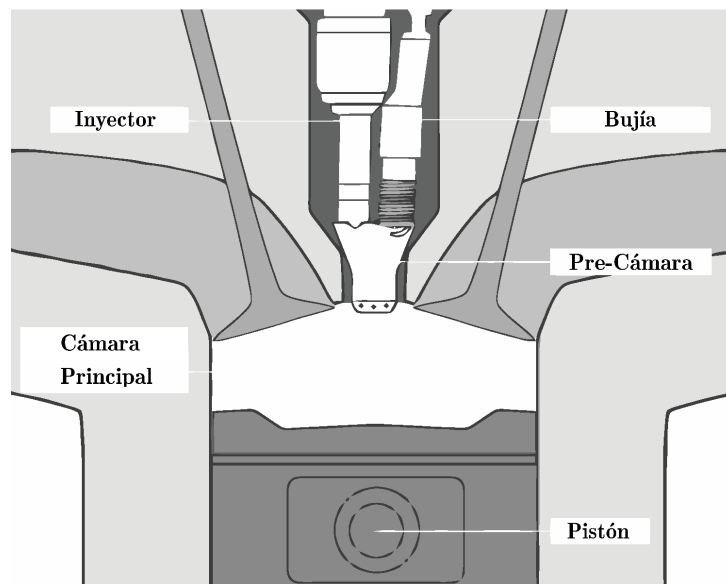


Figura 2.17: Esquema básico de TJI [28]

En un determinado momento, la mezcla en la pre-cámara se enciende de forma provocada. Actualmente el sistema más común es emplear una bujía convencional para ello, aunque otras técnicas como el encendido por láser o el uso de microondas se siguen investigando. Esta combustión en condiciones próximas a la relación estequiométrica y de encendido provocado da lugar a

una combustión premezclada convencional, con el consiguiente desarrollo de un frente de llama. La combustión de estos gases provoca la rápida expansión de la mezcla encerrada en la pre-cámara, que se ve obligada a salir por los orificios debido a la diferencia de presiones. Los estudios han concluido que el tamaño de los orificios no deben ser excesivamente pequeños ya que podrían apagar la llama y hacer que el chorro alcanzara condiciones sónicas, haciendo que se bloquee el flujo y reduciendo la capacidad de descarga de la mezcla hacia la cámara principal. De la misma forma, no deben ser excesivamente grandes, lo que haría que las velocidades de descarga fueran muy bajas y la penetración del chorro en la cámara principal no sería suficiente para propagar la llama a toda la mezcla del volumen principal. En los estudios previos se ha alcanzado la conclusión de que el tamaño apropiado para los orificios se encuentra entre 1 y 4 mm [29], de forma que el diámetro siempre sea mayor a la distancia de apagado de llama.

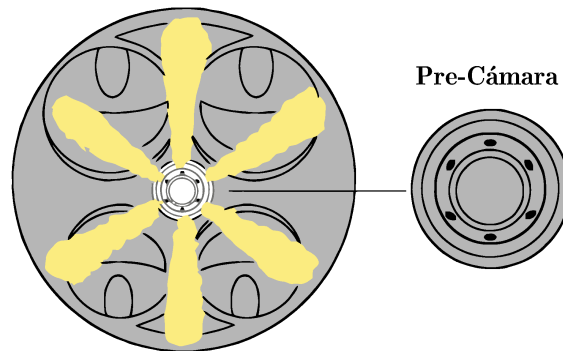


Figura 2.18: *Jets* del TJI [28]

La mezcla en combustión procedente de la pre-cámara inyecta una serie de radicales precursores de la combustión en la mezcla sin quemar presente en la cámara principal, actuando de iniciador de la combustión. Gracias a las altas velocidades de descarga, el chorro induce suficiente turbulencia para aumentar la tasa de mezcla entre los chorros y la carga principal (la mezcla pobre), así como la transferencia de masa y energía. De esta forma se consigue favorecer la ignición de la mezcla diluida con una tasa de combustión mucho mayor a la que habría en caso de no haber turbulencia.

La combustión en la cámara principal se caracteriza entonces por estar dominada por la tasa de mezcla entre los chorros y la carga principal, que se asemeja a una combustión por difusión convencional, y a partir de esta se propaga rápidamente al resto de la mezcla. Gracias a la alta turbulencia, la

velocidad de mezcla es muy grande, lo que evita problemas de duración de la combustión o de inhomogeneidades de la mezcla que puedan dificultar la progresión de la combustión.

Las ventajas de este método de ignición se centran especialmente en el hecho de trabajar con mezclas pobres, que permiten bajas temperaturas y alejan la mezcla de las condiciones de autoencendido, previniendo así la aparición del fenómeno del *knock*, y la alta tasa de mezcla favorece que la combustión sea muy eficiente. También la influencia de esa misma turbulencia ayuda a que la liberación de energía sea muy rápida y un poco después del TDC, cuando la eyección de la mezcla de la pre-cámara ya es estable. Esta rápida liberación de energía produce una subida de la presión en el cilindro, que se traduce en una mayor obtención de trabajo en el motor, y junto con el hecho de independizar el proceso de encendido del campo de velocidades de la cámara principal, resulta en una disminución de la dispersión cíclica en comparación con un motor convencional.

En resumen, el TJI permite obtener un mayor trabajo del motor, con una eficiencia de consumo mejor, una eficiencia térmica mayor, y reduciendo la posibilidad de aparición del *knock*.

2.2.2. Modos de Funcionamiento

En función de la secuencia de obtención de las mezclas en la cámara principal y la pre-cámara, se pueden distinguir dos formas de operar el TJI: modo pasivo y modo activo.

2.2.2.1. TJI Pasivo

Se entiende por configuración pasiva aquella en la que no hay una inyección auxiliar directamente en el interior de la pre-cámara. Todo el aporte de combustible a quemar se realiza directamente en el volumen principal del cilindro.

La inyección de combustible se realiza durante la carrera de admisión de forma que la carga se unifique casi por completo, y durante la carrera de compresión parte de esta mezcla homogénea se introduce en el interior de la pre-cámara a través de los orificios. Esta pequeña parte de la mezcla es la que se enciende en el interior del volumen secundario y se encarga de crear los precursores de la combustión que deben propagarse a la cámara principal. La idea de esta técnica es realizar el encendido de la mezcla en un volumen

reducido. De este modo cualquier propagación del frente de llama, aunque sea lenta y poco estable debido a la pobreza de la mezcla, puede permitir generar suficiente presión de parada en la pre-cámara como para que haya eyección de la mezcla en el interior de esta. La propagación de los radicales activos formados en el encendido son los encargados de actuar de precursores de la combustión en la mezcla de la cámara principal. Con ayuda de la mezcla forzada por los chorros de gas que salen por los orificios de la pre-cámara, la mezcla de los precursores de la combustión con la carga sin quemar debería ser suficientemente buena como para que la combustión inicie de forma eficaz y se autosustente un frente de llama turbulento.

La ventaja principal de esta metodología es la sencillez constructiva del motor, ya que solo se necesita un inyector y una bujía como en cualquier motor GDi convencional, con la particularidad de que la bujía se encuentra en el interior de la pre-cámara. De hecho, la inyección no tiene ni por qué ser directamente en el interior del cilindro, pero en este caso interesa disponer de las ventajas que eso conlleva. Otra ventaja en comparación con un motor convencional es que la propagación lenta y poco estable del frente de llama que tiene lugar en la pre-cámara en un motor sin pre-cámara se acabaría apagando como consecuencia de la expansión en el cilindro y se vería prácticamente como un ciclo sin encendido o *missfire*, o al menos como un ciclo con rendimiento de la combustión muy bajo.

Más allá de la sencillez constructiva, esta configuración no ha mostrado especiales ventajas en las investigaciones previas [30]. La mezcla en el interior de la pre-cámara tiene el mismo grado de mezcla que la carga del volumen principal, y por tanto la capacidad de encendido sigue siendo la misma. En definitiva, presenta la misma capacidad de encendido que un MEP convencional. La problemática del intercambio de fluido entre los dos volúmenes y la presencia de una fuerte turbulencia hacen que las eficiencias de combustión y térmica del motor disminuyan ligeramente en comparación con el GDi, y además presenta problemas de encendido ya que una mezcla pobre puede perder su capacidad de propagación más fácilmente al pasar por los orificios.

2.2.2.2. TJI Activo

La configuración activa, por su parte, dispone de una inyección auxiliar de combustible directamente en el interior de la pre-cámara.

Inicialmente, como en cualquier TJI, se realiza una inyección de combustible en la cámara principal con suficiente tiempo de antelación para que cerca

del momento del encendido la carga sea prácticamente homogénea. Durante la compresión, parte de la mezcla con dosado pobre se introduce en la pre-cámara, y poco antes del momento del encendido se realiza la inyección auxiliar, que corrige la relación aire-combustible en el interior de la pre-cámara para asegurar mezcla estequiométrica o rica. Esta mezcla rica es la que se enciende, encargándose de producir los chorros que propagarán la llama al volumen principal. En este caso, la combustión rica en la pre-cámara asegura que no habrá dificultades añadidas en el encendido siempre que no se excedan los límites de encendido (el encendido en mezclas de dosado cercano al estequiométrico es mucho más sencillo) y la propagación del frente de llama es mucho más estable desde el inicio. También habrá una mayor presencia de precursores de la combustión que favorezcan el encendido de la carga en la cámara principal.

En comparación con el TJI en pasivo, este método requiere de un inyector adicional, que en ocasiones puede ser todo un reto constructivo el ser capaz de introducirlo en la culata. Además, la optimización y sincronización de todos los procesos se complica enormemente al aumentar el número de variables a controlar. Por el contrario, en la pre-cámara siempre se tiene una mezcla rica con un dosado bastante regular de ciclo a ciclo, por lo que la ignición de la mezcla no supone un problema o una limitación del sistema. En este caso la limitación de operación la pone la capacidad de propagar la llama al resto de la mezcla pobre presente en la cámara principal, lo cual no supone un problema realmente hasta mezclas excesivamente pobres gracias a la turbulencia de los chorros. De esta forma se consigue extender el rango de dosados globales en los que el motor es capaz de operar, llegando a relaciones aire-combustible realmente pobres [31].

Salvo la pre-cámara, el resto de la mezcla se encuentra en condiciones pobres, por lo que las temperaturas alcanzadas no son muy altas en comparación con una combustión estequiométrica. Las bajas temperaturas, el alto contenido en aire (que aumenta la relación de calores específicos de la mezcla) y la alta relación de compresión aumentan enormemente la eficiencia térmica del motor (2.2) y reduce las emisiones de NO_x .

Otro aspecto positivo en este caso es que al tener una carga bastante homogénea tanto en la cámara principal como en la pre-cámara, al ser la combustión inicial tan repetitiva, y que los chorros por lo general se distribuyen y queman de forma bastante homogénea gracias a la turbulencia, los ciclos del motor son muy similares, reduciendo en gran medida la dispersión cíclica y

los problemas derivados, y como la combustión es tan rápida y turbulenta, la presión en el cilindro es bastante uniforme, por lo que el *knock* no supone una limitación seria, así que se puede aumentar el dosado global (manteniendolo por debajo del estequiométrico) y obtener un gran aumento en la potencia obtenida y aun así mantener un buen ahorro de consumo. Obviamente, en este asunto de potencia y consumo, siempre habrá que llegar a un compromiso en función de qué interés obtener.

Como se puede ver, el TJI en activo presenta muchas ventajas con respecto a su otra opción, permitiendo aumentar la eficiencia de combustión, el rendimiento del motor y la potencia obtenida. Pero no todo son ventajas, la dificultad añadida de la complejidad constructiva y de la difícil sincronización de todos los eventos que tienen lugar se encuentran aun en investigación y hacen muy difícil la implementación de esta técnica en los motores comerciales. Al tratarse de una técnica aún en desarrollo gran parte de los fenómenos que tienen lugar siguen siendo desconocidos, y por eso se dedican tantos esfuerzos en estudiar la fenomenología, las posibilidades y las capacidades de esta tecnología.

Parte II

Instrumentación y Metodología

Capítulo 3

Equipos necesarios para los ensayos

Para la realización de los ensayos pertinentes necesarios para el estudio del fenómeno de la combustión en motores TJI se ha hecho uso de una RCEM que permite el estudio repetitivo de la combustión bajo condiciones controladas y configurables junto a una serie de instrumentación necesaria para el correcto desarrollo de la combustión. En este capítulo se describen con detalle toda la maquinaria empleada y su funcionamiento.

3.1. Máquina de Compresión y Expansión Rápida

La RCEM es un instrumento diseñado para la reproducción de ciclos simples similares a los de un motor de combustión interna. En este tipo de máquina se pueden recrear condiciones controladas en las cuales llevar a cabo estudios diversos relacionados con la automoción, desde análisis de las composiciones de aire y combustible más favorables o la influencia del EGR sobre diferentes combustibles hasta el estudio del fenómeno de la combustión y los residuos que genera o el estudio detallado del proceso de ignición.

Algunos de estos estudios también se pueden realizar directamente en un motor maqueta, pero el uso de una RCEM presenta ciertas ventajas que permiten un estudio más detallado que el posible estudio cualitativo en motor. Las principales ventajas de esta máquina se pueden resumir en:

- Permite un amplio rango de condiciones de operación que son fácilmente modificables. El movimiento del pistón controlado por un sistema

neumático permite la configuración de parámetros como la carrera o el régimen de giro equivalente.

- Algunos fenómenos incontrolables en un motor se pueden minimizar o incluso eliminar permitiendo una mejor repetitividad de los ensayos. Entre estos fenómenos se incluyen el posible efecto del *swirl* o *tumble* provocado por los conductos de admisión y escape, que en un principio no está presente, la pérdida de masa en el cilindro por *blow-by*, que se reduce hasta tal punto que se puede despreciar, o la presencia de residuos producidos en el ciclo anterior, que son fáciles de eliminar.
- La temperatura de la pared del cilindro, la cabeza del pistón o la culata se pueden controlar de forma sencilla.
- La mayor accesibilidad a la culata y las configuraciones de pistón disponible permiten el uso de la instrumentación necesaria sin problemas de espacio.
- La composición inicial de la mezcla fresca se puede controlar y modificar, pudiendo experimentar, por ejemplo, con la influencia del EGR.

Para tratar de conseguir estas propiedades en la máquina existen diferentes diseños dependiendo del fabricante y del estudio a realizar. En este caso se dispone de una RCEM modelo TeRCM-K84 diseñada por la empresa alemana TESTEM, y a continuación se explica el principio de operación de esta máquina y sus cualidades.

3.1.1. Principio de Operación

La RCEM se puede dividir en dos zonas principales, la zona del ensayo, en la que tiene lugar el fenómeno a estudiar (todo lo relacionado con la evolución termodinámica del fluido dentro del cilindro) y que se compone principalmente de la cámara de combustión, las paredes del cilindro y la culata. Y la zona de accionamiento, donde se encuentran todos los sistemas necesarios para el funcionamiento de la máquina.

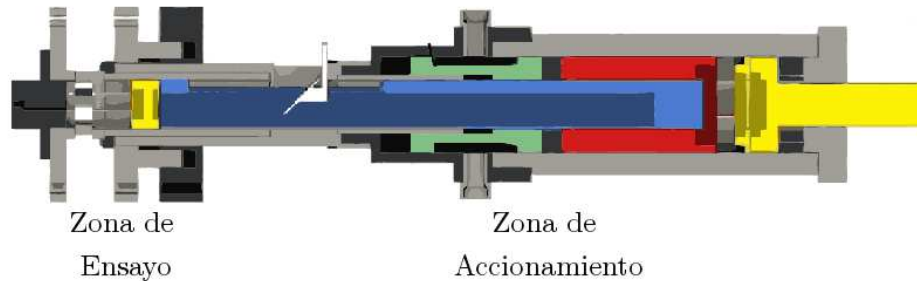


Figura 3.1: Partes de la RCEM

En la zona de accionamiento se pueden distinguir tres sistemas principales. Un sistema hidráulico y un sistema neumático que se comunican a través de un juego de pistones móviles, y un sistema electrónico que se encarga del control y sincronización de los otros dos sistemas mencionados por medio de una serie de válvulas presentes en estos.

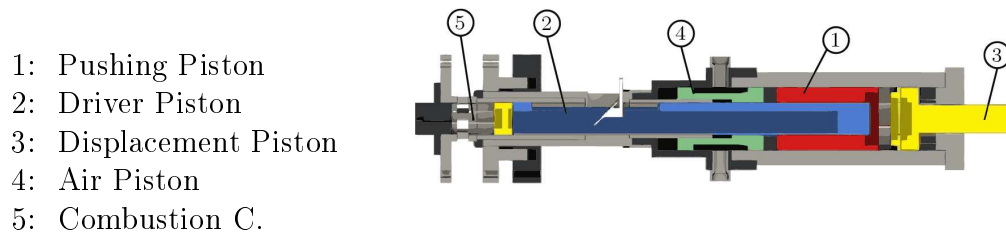


Figura 3.2: Elementos de la RCEM

El principio de funcionamiento de la RCEM se puede describir con la siguiente secuencia de sucesos: el sistema neumático inicia la compresión del volumen inicial de aire, que es contenido por el pistón (4). Esta presión inicial se conoce como DGP (*Driving Gas Pressure*, Presión de Accionamiento) y determina de forma indirecta la relación de compresión y el régimen de giro equivalente que se obtendrá. Una vez alcanzada la DGP deseada, se abre la válvula de *bypass* iniciando el movimiento del pistón (1) a través del sistema hidráulico. Simultáneamente se inicia el movimiento en sentido contrario del pistón (2) debido al acoplamiento hidráulico existente entre el pistón (1) y (2) a través del volumen de aceite atrapado entre ellos y el pistón (3). La posición del pistón(3) se puede ajustar para configurar la carrera máxima que se puede obtener en el ensayo. El movimiento del pistón (2), el cual se comunica directamente con la cámara de combustión (la zona de ensayo) y en cuyo

extremo se sitúa la cabeza del pistón motor, es el encargado de simular el movimiento de un pistón de un motor real [32]. En la figura 3.3 se muestra como el movimiento de los pistones es opuesto. Este diseño del movimiento de los pistones ayuda en gran medida a reducir las vibraciones en la máquina durante el lanzamiento del ensayo. En la zona de ensayo, tras la obtención de la DGP y antes de la liberación del pistón (4), se obtiene una presión inicial en la cámara de combustión a través del sistema neumático y se realiza la mezcla homogénea que se desee. Una vez lanzado el pistón (2), comienza la carrera de compresión, y al reducirse el volumen de la cámara de combustión (y con el efecto añadido de la combustión si la hay), aumenta la presión en la cámara de combustión, haciendo que el pistón (2) retroceda, siguiendo un movimiento similar al del pistón de un motor, pero el lugar de haber un mecanismo biela-manivela, se obtiene por balance de presiones. Una vez acabado el movimiento del pistón (2) al alcanzar el equilibrio de fuerzas, se liberan las presiones del circuito hidráulico y neumático para devolver los pistones a sus posiciones iniciales. Los circuitos completos del sistema hidráulico y neumático se pueden encontrar en el manual de la máquina [32].

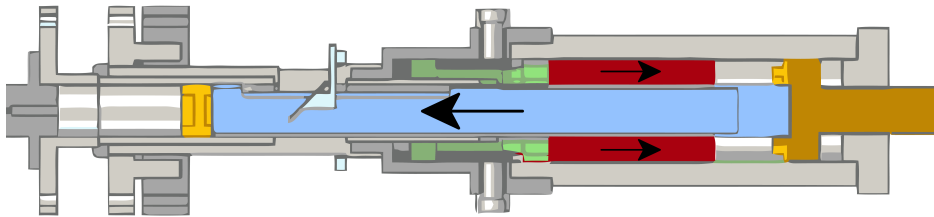


Figura 3.3: Movimiento de los pistones

Como se puede deducir, ajustando dos parámetros, la carrera máxima y el DGP, se pueden fijar las condiciones de operación del ensayo: relación de compresión y régimen de giro equivalente. Pero estas no son las únicas configuraciones que permite la RCEM. Algunas de las posibilidades incluyen el uso del circuito neumático para implementar la opción de forzar un movimiento de *swirl* durante la carrera de compresión, la cabeza del pistón es extraíble y se puede cambiar por otras geometrías, por lo que cabe la posibilidad de utilizar pistones con *bowl* e introducir el movimiento de *squish*, y la temperatura de la culata y la cabeza del pistón son modificables por medio de unas resistencias internas.

En la siguiente tabla se resumen las cualidades y rangos de variación de ciertos parámetros que definen los límites de las posibilidades operacionales

que ofrece esta RCEM.

Tabla 3.1: Datos de la RCEM modelo TeRCM-K84 [32]

Diámetro del pistón (D_p)	84 [mm]
Carrera (S)	120-249 [mm]
Régimen de Giro Equivalente(N)	600-3000 [rpm]
Relación de Compresión (r)	5-25
Presión Máxima en cámara de combustión	200 [bar]
Presión de accionamiento (DGP)	15-50 [bar]
Temperatura Máxima en Culata	170 [°C]
Temperatura Máxima en Pistón	100 [°C]
Presión Máxima Inicial	20 [bar]
Presión Máxima en conductos de <i>Swirl</i>	25 [bar]
Tipo de Inyección	Directa

Todos estos parámetros se pueden configurar desde el software propio de la máquina llamado CAMAS, que permite controlar todo el sistema electrónico (válvulas, sensores de adquisición,...) permitiendo ejecutar rutinas de calibración y otras operaciones básicas de forma sencilla. Desde este programa también se puede realizar una motorización completa del estado de los elementos durante la rutina de ensayo y comprobar parámetros de funcionamiento de los sistemas auxiliares, como la presión disponible en el sistema neumático o el nivel de aceite del sistema hidráulico, entre otros. El sistema de control de la RCEM permite generar señales (*triggers*) en función de los datos que recibe a través de los sensores propios de la máquina, como por ejemplo, la posición instantánea del pistón (2) durante el ensayo. Esta posibilidad permite controlar los procesos de inyección y activación de la bujía de forma precisa, lo que abre todo un abanico de posibilidades de configuraciones para la optimización del ensayo, de ahí uno de los principales intereses de este tipo de máquina en los trabajos de investigación.

3.1.2. Acceso visual

Como se puede apreciar en la figura 3.2, el pistón (2) resulta ser hueco en su interior, e incorpora un acceso lateral equipado con un espejo que proporciona acceso visual hacia la cámara de combustión tal y como se puede apreciar en el esquema de la figura 3.4.

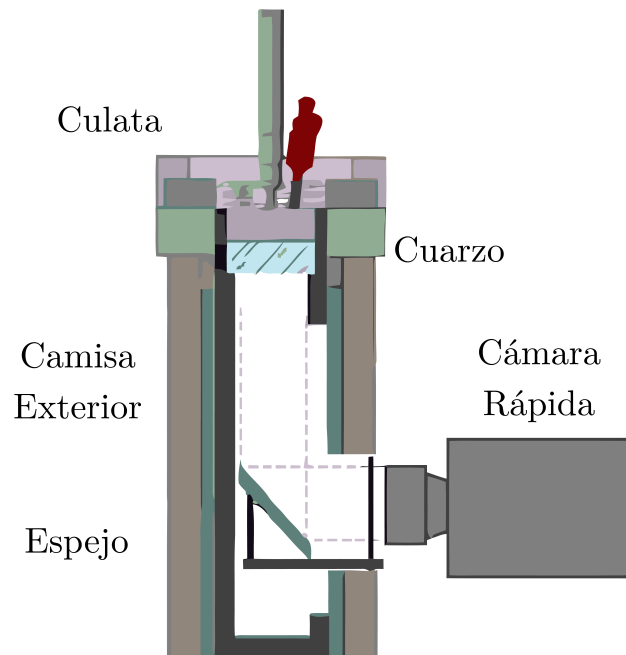


Figura 3.4: Croquis del Acceso Visual

Este acceso solo es de interés si se emplea un pistón transparente, con lo que realmente si se tiene acceso visual al interior de la cámara de combustión. Este pistón transparente tiene las siguientes propiedades:

Tabla 3.2: Datos del pistón transparente

Diámetro externo del pistón	84 [mm]
Diámetro del acceso visual	46 [mm]
Espesor del acceso visual	47 [mm]
Material	Cuarzo
Geometría	Pistón Plano

El uso del acceso óptico limita en cierta medida las prestaciones máximas de la RCEM, ya que el cuarzo, aunque resiste esfuerzos a compresión o tracción iguales que un pistón de acero y que permite una visibilidad buena y con poca aberración en la imagen (por eso se pueden utilizar espesores considerables en el acceso óptico), es un material frágil y que en presencia de fuertes vibraciones puede fracturarse fácilmente, lo que junto a las altas presiones en la cámara de combustión puede resultar peligroso. Por eso se recomienda no trabajar en condiciones cercanas a los límites del material o condiciones

en las que aparezcan fenómenos como el *knock*.

Una vez se tiene montado el acceso óptico solo queda montar una cámara enfocada hacia el espejo como se muestra en el croquis de la figura 3.4. En procesos de combustión es interesante el uso de cámaras rápidas que permitan captar el rápido fenómeno de la combustión, y para un buen análisis de la estructura de la llama se necesita un intensificador junto con un filtro que permita identificar la especie en cuestión que se quiera rastrear. Normalmente se utilizan filtros de 310 nm, que permiten la visualización de la especie OH^* (Hidróxido excitado), considerado precursor de la combustión.

3.2. Sistema de Inyección

Para el sistema de inyección encargado de la alimentación de combustible a la cámara de combustión de la RCEM se dispone de un conjunto fabricado por el equipo del CMT (Centro de Motores Térmicos) al que a partir de ahora se referirá como *carro de inyección*. Dicho sistema permite trabajar con inyección directa durante los ensayos bajo condiciones de presión de inyección controladas.

El carro de inyección cuenta con los siguientes elementos: un motor de velocidad variable, encargado de accionar la bomba de combustible. La bomba de combustible succiona el combustible del depósito y la introduce a presión al circuito de combustible. Tras la bomba se encuentra un intercambiador de calor por refrigeración líquida encargado de mantener la temperatura del combustible entre los 20 y los 30 °C. Tras el proceso de refrigeración el combustible pasa por un filtro para evitar impurezas en los inyectores. Dado que el combustible que se va a utilizar en los ensayos es iso-octano (2,2,4-Trimetilpentano), combustible sustitutivo de la gasolina, el filtro instalado es un filtro en línea para gasolina. Por último, el carro de inyección cuenta con un sistema *common rail* para asegurar presiones de inyección mayores y más estables. Desde el *common rail* se alimentan los dos inyectores, el de la cámara principal y el de la pre-cámara. Desde los inyectores se cuenta con un sistema de retorno directo al depósito de combustible para el combustible sin utilizar. En el circuito de combustible se cuenta con una válvula reguladora encargada de regular la presión de inyección en el *common rail*. Para controlar el sistema se cuenta con un PID encargado de ajustar la válvula reguladora en función de la presión en el *common rail* que se monitorea con un sensor piezo-eléctrico. El circuito completo del montaje se puede ver en la figura 3.5.

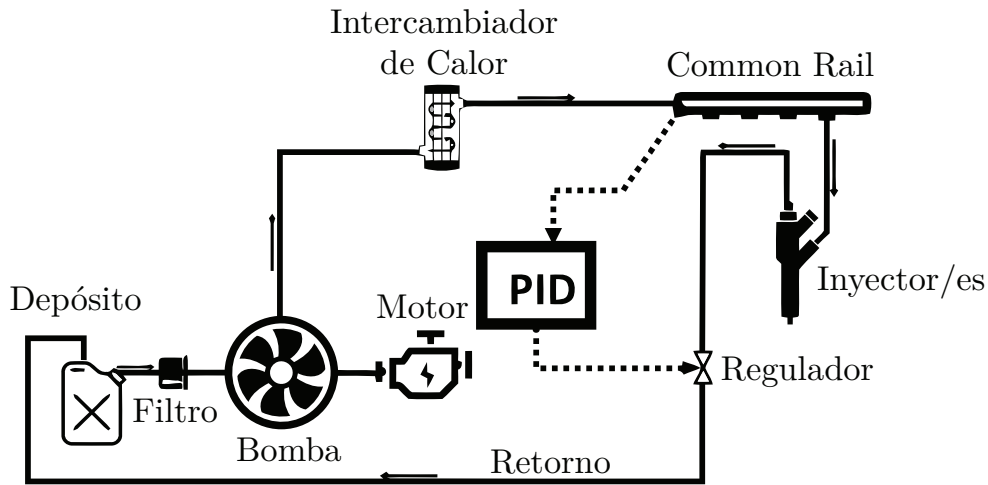


Figura 3.5: Esquema del Sistema de Inyección

El completo ajuste del sistema de inyección se asegura manteniendo la posición del regulador de caudal de la bomba de combustible se mantiene en una posición fija determinada previamente a través de una serie de mediciones a diferentes configuraciones. Con el regulador de la bomba establecido, el PID recibe información a través del sensor piezo-eléctrico y ajusta en consecuencia el regulador de presión instalado en el circuito de combustible. De esta manera, con tan solo darle una presión objetivo al PID se consigue una presión de inyección estable en el *common rail* configurable en un amplio rango de presiones, alcanzando los 2200 bar como máximo.

Las especificaciones técnicas específicas de cada elemento se recogen en las siguientes tablas. Todos los datos mostrados se han obtenido de la página web del fabricante en cuestión a menos que se especifique.

Tabla 3.3: Datos del filtro de combustible [33]

Fabricante y Modelo	PURFLUX	EP-185
Altura	114 [mm]	
Diámetro Exterior	55 [mm]	
Entrada	M14 x 1.5 [mm]	
Salida	M14 x 1.5 [mm]	
Peso	0.16 [Kg]	

Tabla 3.4: Datos del motor del sistema de inyección [34]

Fabricante y Modelo	ABB	3GAA102002-ASA
Material	Aluminio	
Peso Neto	24.65 [Kg]	
Dirección de Rotación	Ambas	
Conexión	Y	D
Frecuencia	50/60 [Hz]	50/60 [Hz]
Voltaje	380-420/440-480 [V]	220-240/250-280 [V]
Potencia	3/3.5 [kW]	3/3.5 [kW]
Velocidad	1430/1720 [rpm]	1430/1720 [rpm]
Par	20.03/19.43 [N m]	20.03/19.43 [N m]

Tabla 3.5: Datos de la bomba de combustible [35]

Fabricante y Modelo	GRUNDFOS	UPS 32-60F
Material	Hierro fundido y Acero Inox.	
Peso Neto	17.5 [Kg]	
Presión Máxima	10 [bar]	
Temp. Ambiente Máx.	40 [°C]	
Temperatura del Fluido	-10 / 120 [°C]	
Potencia Máxima	185 [W]	
Caudal Máximo	12 [m ³ /h]	

Tabla 3.6: Datos del intercambiador de calor [36]

Fabricante	FUNKE
Tipo	BCF
Modelo	304-4weg Typ 300-8 bis 605
Area de Transmisión	1.36 [m ²]
Presión Máxima en carcasa	16 [bar]
Presión Máxima en tubos	10 [bar]
Sobrepresión Máxima en carcasa	24 [bar]
Sobrepresión Máxima en tubos	15 [bar]
Temperatura Máxima	150 [°C]

Tabla 3.7: Datos de los inyectores

Fabricante	BOSCH
Tipo	Solenoide 2.2
Modelo	B445116 756 -01
Numero de Orificios	1

*Los datos técnicos del modelo están protegidos por el fabricante

En el montaje se cuenta con dos inyectores idénticos, uno para la cámara principal y otro para la pre-cámara, pero se han montado diferentes toberas en cada uno para adaptarse a los tamaños característicos de cada una de las cavidades, de forma que la carga obtenida sea lo más homogénea posible. En la siguiente tabla se muestran los datos de cada una de las toberas empleadas.

Tabla 3.8: Datos de las toberas de los inyectores

	C. Principal	Pre-Cámara
Tipo	Cónica	Cónica
Diámetro de Entrada	0.195 [mm]	0.089 [mm]
Diámetro de Salia	0.156 [mm]	0.087 [mm]
Relación de Aspecto	36 [%]	4.5 [%]
Radio de Acuerdo a la Entrada	0.049 [mm]	0.012 [mm]

3.3. Sistema de Encendido

Dado que los ensayos se realizan con iso-octano como combustible, el cual tiene un alto octanaje y por tanto mayor resistencia al autoencendido que otros combustibles, además de por el modo de funcionamiento del motor TJI, se necesita un sistema de encendido provocado, que esencialmente consiste en una bujía capaz de crear un punto caliente al generar un arco eléctrico entre sus electrodos, tal y como se explica en el apartado 2.1.6.

En el circuito necesario para el sistema de ignición se requiere de dos elementos esenciales además de la fuente de energía, que en este caso es una batería convencional de automóvil, como se puede apreciar en la figura 3.6. Dichos elementos son la bujía en sí y la bobina que genera la carga eléctrica. El otro elemento crucial es el ruptor, pero, por lo general, va integrado en el circuito de la bobina. Las características más importantes de estos elementos se muestran en las siguientes tablas.

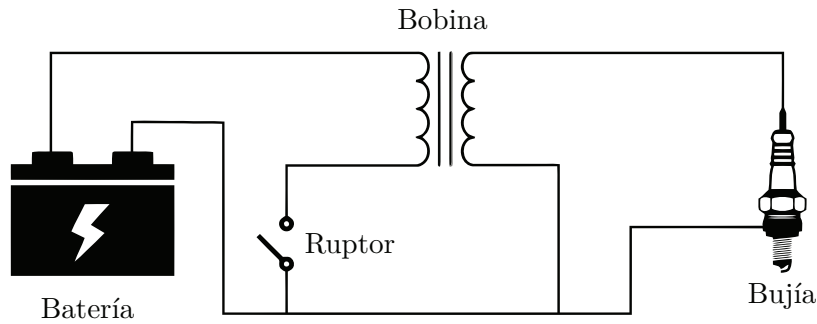


Figura 3.6: Esquema del Sistema de Ignición

Tabla 3.9: Datos de la bujía [37]

Fabricante	AVL
Modelo	ZI 33
Tipo	Instrumentada
Distancia entre electodos	0.8 [mm]
Rosca	M12x1.25 [mm]
Longitud de Rosca	25 [mm]
Peso	44 [g]
Par de apriete	15-25 [N m]

Tabla 3.10: Datos de la bobina de encendido [38]

Fabricante	Delphi
Modelo	SB 61223
Voltaje Nominal	14 [V]
Intensidad Nominal	19 / 21 [A]
Peso	235 [g]
Tiempo de Carga	610 / 690 [μ s]

3.4. Bomba de Vacío

Tras realizar un ensayo en la RCEM, la carga introducida previamente en la cámara de combustión debe ser expulsada de la cavidad. La máquina en si permite la evacuación aprovechando la sobrepresión existente en el interior

de la zona de ensayo, pero la evacuación por ese medio resulta, en ocasiones, ineficiente. En este caso, en el que los productos restantes de la combustión pueden afectar severamente al comportamiento del siguiente ensayo, es vital asegurar la completa evacuación de la carga. Para ello se hace uso de una bomba de vacío, o de succión, que se encarga de extraer los gases de la cámara de combustión una vez acabado el ensayo. Las características de dicha bomba de succión son las siguientes.

Tabla 3.11: Datos de la bomba de vacío [39]

Fabricante	KNF Laboratories
Modelo	N 035.3 AN.18
Material de la Cabeza	Aluminio
Material del Diafragma	CR
Material de las Válvulas	Acero Inox.
Caudal	30 [l/min]
Temperatura ambiente	5 / 40 [°C]
Peso	11.5 [Kg]

3.5. Sistemas Auxiliares

Además de todos los elementos mencionados hasta ahora, también se dispone de un tanque de aire externo para alimentar el sistema neumático de la RCEM, y este tanque presurizado se mantiene con un compresor auxiliar.

Para el acondicionamiento de las señales emitidas por la ECU de la RCEM para el control de los distintos elementos, como la bujía y los inyectores, se cuenta con una etapa de potencia en la que la señal pasa por unos amplificadores con el fin de asegurar que los *trigger* se reciben correctamente en todos los elementos.

Debido al tamaño de la cámara de combustión principal, dependiendo de la carga deseada, puede que no se pueda conseguir con una sola inyección. Dado que el software de la RCEM no permite realizar varias inyecciones con el mismo *trigger*, el equipo del CMT ha creado un generador de ondas que se utiliza de forma manual para configurar y generar la señal necesaria con el número de impulsos necesarios en función del grado de carga que se dese.

Capítulo 4

Sistema de Adquisición

Tanto para la adquisición de datos como para el control continuo de toda la instalación se necesita de un sistema de adquisición encargado de la lectura de variables relevantes en el sistema como presiones o temperaturas o la captura del estado instantáneo del sistema. En este capítulo se detallan los instrumentos utilizados para dicha función.

4.1. Sensores

En toda la instalación se pueden encontrar tres tipos de sensores como tal. Sensor de posición para monitorear la posición del pistón en cada momento, sensores piezoeléctricos para la medida de la presión, y termopares para la medida de la temperatura.

4.1.1. Termopar

El termopar es un tipo de sensor capaz de medir la temperatura de un volumen a través de la diferencia de temperatura entre sus dos extremos. Debido a la diferencia de temperatura aparece una diferencia de potencial entre los extremos, que se traduce en una corriente eléctrica. Calibrando la corriente eléctrica producida a determinadas diferencias de temperatura entre los extremos se obtiene la función que permite medir la temperatura como función de la diferencia de potencial.

En el montaje se dispone de tres termopares que controlan la temperatura del combustible en el depósito y en el conducto de retorno para asegurar que no se superan los límites de volatilidad del combustible y la temperatura en la culata.

Para la lectura de los termopares se utiliza un *rack* que realiza la conversión del voltaje de la señal generada por el termopar a grados centígrados.

4.1.2. Sensor de Presión

El sensor piezoeléctrico es un tipo de sensor que aprovecha el fenómeno piezoeléctrico de algunos cristales para la medida de fuerzas o presiones. El fenómeno piezoeléctrico ocurre en determinados cristales, como es el caso del cuarzo, que al ser sometidos a cargas de deformación estos se polarizan, generando una diferencia de potencial dependiente de la deformación.

En la instalación utilizada para los ensayos podemos encontrar este tipo de sensor tanto en la cámara principal como en la pre-cámara, lo que permite el seguimiento termodinámico de la carga en el cilindro, y otro en el raíl para obtener la presión de inyección. Esta última señal es la que se envía al PID del sistema de inyección para actuar sobre el regulador.

El sensor de presión de la pre-cámara es el sensor de la bujía instrumentada, y el de la cámara de combustión principal es un sensor externo. Las características de ambos son:

Tabla 4.1: Datos de los sensores de presión [37], [40]

	C. Principal	Pre-C.
Fabricante	KISTLER	AVL
Modelo	6045A	ZI33
Rango de Medida [bar]	0-200	0-250
Presión Máxima [bar]	250	300
Sensibilidad [pC/bar]	45	11
Sensibilidad de aceleración [$mbar/g$]	0.8	0.1
Rango de Temperaturas [K]	253-623	233-623
Par de Apriete [Nm]	6	15-25

4.1.3. Regla Magnética

La regla magnética es un instrumento utilizado para medir la posición o la velocidad de un elemento móvil. En este caso contamos con una regla magnética montada en el interior del pistón (2) de la siguiente manera:

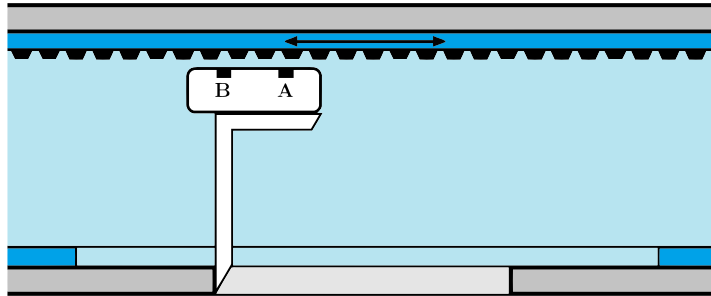


Figura 4.1: Instalación de la Regla Magnética

En la pared interior del pistón (2) se encuentra fijada una banda magnética, y en el mismo soporte en el que se monta el espejo para el acceso visual (figura 3.4) se fija una vaina con dos sensores, A y B [32]. La vaina se encuentra fija, mientras que la banda magnética se mueve junto con el pistón. Al haber un movimiento relativo entre ambos elementos y haciendo uso del efecto *Hall* por el cual se induce una corriente eléctrica en presencia de un campo magnético con movimiento relativo, en los sensores A y B se induce una señal cuadrada cada vez que pasan junto a uno de los elementos de la banda magnética.

Los sensores A y B se encuentran separados una distancia fija tal que, dependiendo del sentido del movimiento del pistón, las señales de ambos sensores se encuentren desfasadas de una u otra manera, haciendo parecer que una de las señales va más adelantada que la otra cuando el pistón se mueve en un sentido, y retrasada cuando se mueve en el sentido contrario, tal como se aprecia en la figura 4.2.

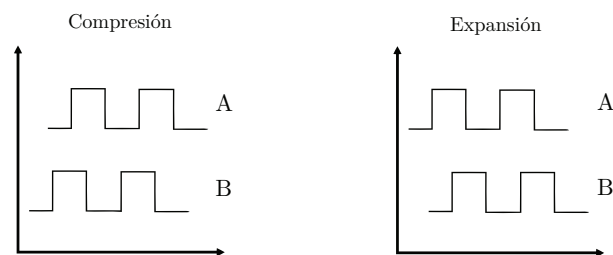


Figura 4.2: Señales durante la Compresión y la Expansión en el sensor de posición

Una vez obtenidas ambas señales cuadradas bien se puede obtener la posición relativa con respecto a la posición original por medio de conteo de señales, o se puede obtener la velocidad a partir del tiempo transcurrido entre señales cuadradas y obtener la posición por medio de la integración de la velocidad. Más adelante se discutirá la metodología empleada en este caso.

4.2. Osciloscopio

Para la lectura de todas las señales, tanto las procedentes de los sensores mencionados anteriormente, como voltajes relevantes o *triggers* importantes, se dispone de un osciloscopio en el que se recogen todas las señales que se desee (o se pueda, ya que el número de puertos es limitado), se etiquetan, y se guardan juntas como elementos del mismo ensayo.

El osciloscopio utilizado es un Yokogawa modelo DL850V con módulos suficientes para la lectura simultánea en tiempo real de 8 señales. Dichas señales elegidas son:

- Presión de la cámara principal
- Presión de la pre-cámara
- Señal A y señal B del sensor de posición
- Señal del voltaje de la bujía (medida con una pinza amperimétrica)
- Pulsos generados por el generador de ondas que controla en inyector de la cámara principal
- *Trigger* de activación de la bujía
- Presión de inyección

De entre estas variables, solo las señales de presión en el interior del cilindro, las de posición, y la descarga de la bujía son utilizadas para el post-procesado.

4.3. Adquisición de imágenes

Para la adquisición de imagen de los fenómenos que tienen lugar en el interior de la cámara de combustión se cuenta con dos equipos, una cámara de alta velocidad con la que observar los cambios de las macro-estructuras del frente de llama principalmente, y una cámara intensificada en la que se monta un filtro para el seguimiento de una especie en concreto.

4.3.1. Cámara de Alta Velocidad

La cámara de alta velocidad con la que se cuenta es una cámara Phantom V12 con la que se realiza visualización directa del interior de la cámara de combustión, con lo que se realiza una adquisición de radiación en todo el rango visible. Con esto se consigue visualizar la evolución del frente de llama en su macro-escala. Para la gestión y configuración de la cámara se hace uso del software propio del fabricante, así como para la visualización de los resultados. En la siguiente tabla se muestran todas las especificaciones de la cámara.

Tabla 4.2: Datos de la cámara rápida [41]

Fabricante	VISION Research
Modelo	Phantom V12
Sensor	CMOS
Resolución	1280x800 [px]
Resolución Adaptativa	Sí (128x8 [px])
FPS a máxima resolución	6315 [fps]
FPS máximos	680000 [fps] (standard) 1000000 [fps] (opcional)
Tiempo de Exposición	1 [μ s] (standard) 300 [ns] (opcional)
Capacidad de almacenamiento	8 [GB]
Memoria	Phantom CineMag
Profundidad del pixel	8 / 12 [bit]
Señales	Trigger, Aux, Ready, FSync, IRIG-in, Video
Señal de salida	PAL, NTSC y HD-Component
HD-SDI	720p
Peso	5.08 [Kg]
Potencia	60 [W]
Temperatura de operación	10 / 40 [°C]
Software de control	Phantom Camera Control (PCC)
Software de visualización	CineViewer (CV)

Al utilizar esta cámara, la técnica de visualización empleada se conoce como visualización directa, ya que se está registrando toda emisión de radiación en el rango visible. Es la técnica de visualización más simple de todas, pero también es la más difícil de analizar, ya que al tener la información de todo el

espectro superpuesta es difícil discernir que radiación es proveniente del frente de llama, cual de los gases quemados, o cual es simplemente luz ambiente.

4.3.2. Cámara Intensificada

Para realizar un estudio más profundo de la combustión a nivel de reacción y productos hace falta hacer un seguimiento de las especies, para lo cual se necesita utilizar un filtro cuya frecuencia sea la frecuencia característica de la especie que se quiere rastrear, y un intensificador que permita captar la poca luz emitida en esa frecuencia. Al no contar con el intensificador específico de la Phantom V12, se hace uso de una cámara intensificada, que al incorporar el intensificador integrado, tan solo necesita el filtro en concreto. Para los ensayos se ha utilizado la siguiente cámara intensificada:

Tabla 4.3: Datos de la cámara intensificada [42]

Fabricante	ANDOR Technologies
Modelo	iStar 734
Sensor	CCD
Resolución	1024x1024 [px]
Resolución espacial del intensificador	25 [μm]
Tiempo de exposición	<2 [ns]
Profundidad del pixel	16 [bit]
Refrigeración	Sí (líquida)
Temperatura de funcionamiento	0 / -20 [$^{\circ}\text{C}$]
FPS	0.9 [fps]
Software específico	Andor Solis

Como se puede apreciar, la resolución temporal de captura de esta cámara es insuficiente como para estudiar la evolución temporal del fenómeno. Este tipo de cámara está pensada para realizar una única captura. Durante los ensayos experimentales, en esta cámara se ha colocado un filtro de 310 nm para observar la presencia de los OH^* , que se consideran precursores de la combustión. De esta manera se puede observar la presencia del frente de llama. Para solucionar el problema de la resolución temporal se ha realizado el mismo ensayo repetidas veces, obteniendo capturas de diferentes instantes del ensayo, obteniendo así una secuencia de imágenes que recogen los estados momentáneos del sistema.

La observación del OH^* es posible a sus propiedades quimioluminiscentes,

por eso la técnica de visualización se conoce como visualización por quimioluminiscencia del OH^* . Este fenómeno de la quimioluminiscencia se debe a que el OH^* es una especie intermedia en la reacción química de la combustión, y se forma en un estado excitado de alta energía. Cuando este compuesto se desexcita, parte de la energía se libera en forma de fotones, cuya frecuencia, en este caso, es siempre la misma porque el salto en la caída de estado energético es siempre el mismo. Dicha frecuencia, expresada como longitud de onda, es de 310 [nm]. Al rastrear esta especie, que se produce mayoritariamente en las zonas donde el dosado es cercano al estequiométrico y las temperaturas son mayores, se puede seguir la evolución del frente de llama, o al menos de la combustión en dosados relativamente altos [43].

Capítulo 5

Instalación y Metodología de los Ensayos

En este capítulo se describe la distribución e interacción de toda la instrumentación y maquinaria utilizada entre sí, así como la geometría de la pre-cámara utilizada, de la cual no se ha hablado en los capítulos anteriores ya que no es un elemento indispensable para realizar un ensayo en la RCEM, pero sí lo es para realizar el estudio objetivo de este trabajo, entender la fenomenología detrás de los motores TJI.

También se describe el procedimiento seguido para la realización de los ensayos. De esta forma se establece una secuencia de ensayo que permite la reproducción del ensayo de forma repetitiva y sin que haya influencia del resultado de un ensayo con el del siguiente. Este aspecto es muy importante cuando hay combustión de por medio, ya que la liberación de calor puede ser muy diferente en función de los gases inertes presentes en la mezcla.

5.1. Instalación

En los capítulos anteriores se han detallado las características de los componentes por separado, pero todos ellos se comunican entre sí, ya sea por conexión directa o por consecuencia de otra señal que haga disparar un *trigger*. La instalación completa, que incluye la RCEM, el sistema de inyección, el sistema de encendido, el sistema de adquisición, tanto de las señales como visual, y el sistema de gestión y control, se puede ver esquematizada en la figura 5.1.

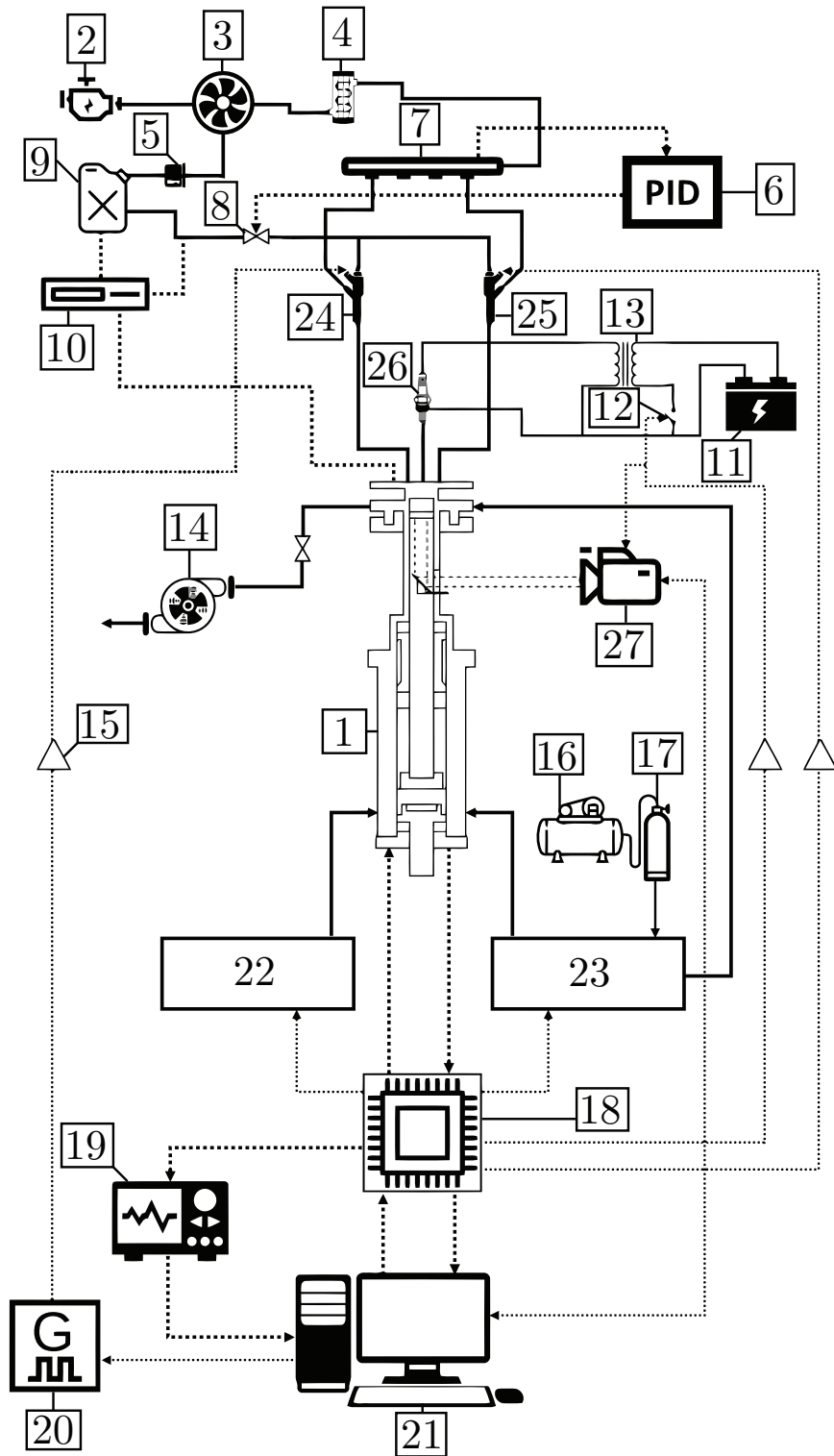


Figura 5.1: Esquema de la Instalación Completa

- | | |
|--|--|
| 1. Máquina de Compresión y Expansión Rápida (RCEM) | 16. Compresor para alimentar el tanque de aire presurizado |
| 2. Motor del sistema de Inyección | 17. Tanque de aire presurizado |
| 3. Bomba de combustible | 18. ECU propia de la RCEM |
| 4. Intercambiador de calor para el combustible | 19. Osciloscopio |
| 5. Filtro de combustible | 20. Generador de ondas diseñado en el CMT para la gestión del inyector de la cámara principal |
| 6. PID para el control de la presión de inyección | 21. Ordenador provisto del siguiente software: CAMAS, PCC, Andor Solis, software propio para la configuración del generador de ondas |
| 7. <i>Common Rail</i> | |
| 8. Regulador de presión | |
| 9. Depósito de combustible | |
| 10. <i>Rack</i> de temperaturas para el combustible en el depósito y en la línea de retorno. | 22. Circuito hidráulico de la RCEM |
| 11. Batería | 23. Circuito neumático de la RCEM |
| 12. Ruptor del sistema de encendido | 24. Inyector de la cámara principal |
| 13. Bobina de encendido | 25. Inyector de la pre-cámara |
| 14. Bomba de vacío | 26. Bujía |
| 15. Amplificado. Encontramos tres, uno para cada <i>trigger</i> | 27. Cámara (de alta velocidad o intensificada) |

En la figura 5.1, las líneas continuas del diagrama de flujo representan conexiones directas por las que puede pasar combustible, aire o corriente eléctrica dependiendo del sistema, y las líneas discontinuas representan comunicación de ajustes, información o *triggers*.

El último elemento que queda por definir es la geometría de la pre-cámara, elemento indispensable en un motor TJI, aunque su presencia no es necesaria para poder lanzar un ensayo en la RCEM. Por ese motivo se ha diseñado una culata labrada para la RCEM en la que poder colocar toda la instrumenta-

ción y utilizar una pre-cámara desmontable, permitiendo así la realización de ensayos de TJI y GDi en la misma máquina con una simple modificación.

En la figura 5.2 se muestra la geometría utilizada y como se monta. En dicha imagen solo se muestran las cavidades del inyector de la pre-cámara y la bujía, aunque también está labrado el orificio para el inyector de la cámara principal. Las medidas detalladas de todo el bloque se puede consultar en el anexo B.

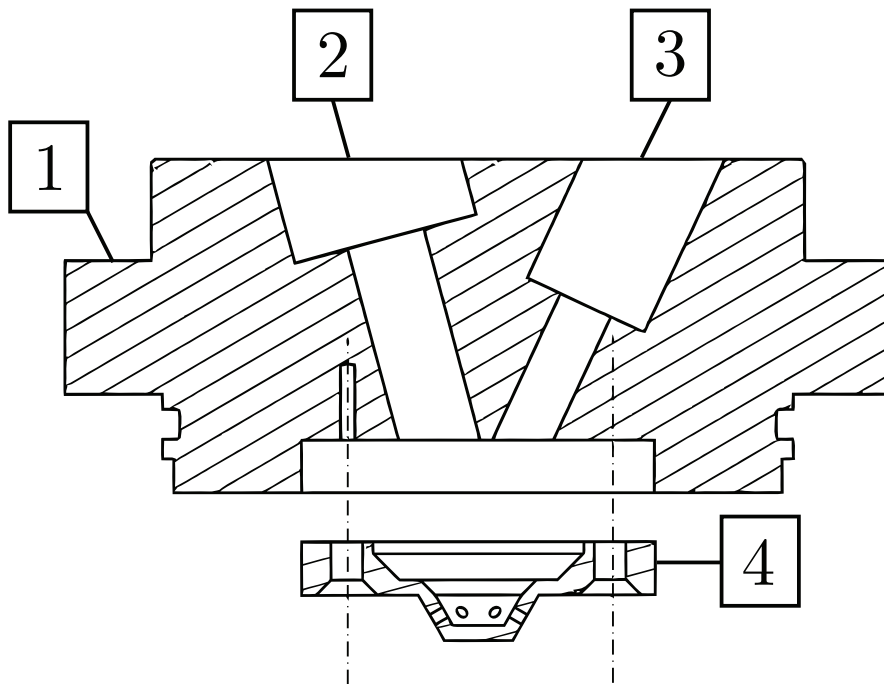


Figura 5.2: Instalación de la Pre-Cámara

1. Culata
2. Cavidad de la bujía
3. Cavidad del inyector de la pre-cámara
4. Pre-cámara desmontable

En diseño de la pre-cámara se ha basado en la información disponible en la literatura en gran parte, escalando las dimensiones en función de la cilindrada de la RCEM. En resumen, las dimensiones más relevantes de la pre-cámara se encuentran en la tabla 5.1

Tabla 5.1: Datos de la pre-cámara

Número de orificios	6
Diámetro de los orificios	1.5 [mm]
Disposición de los Orificios	Radial
Ángulo con la horizontal	30 [°]
Geomtría del volumen	Cilíndrica
Altura del volumen	11 [mm]
Diámetro medio del volumen	17.4 [mm]

5.2. Rutina de Ensayo

Partiendo desde el estado en el que la culata y la pre-cámara ya se encuentran instaladas, así como el resto de los instrumentos necesarios, la metodología empleada para llevar a cabo una tanda de ensayo es la siguiente:

El primer paso es acondicionar la RCEM. Con acondicionamiento se entiende pre calentar la culata y el pistón haciendo uso de las resistencias que incorpora. Para ello se encienden las resistencias desde el panel del control y se establece la temperatura objetivo. Para los ensayos realizado se ha tomado como temperatura inicial de 94 °C en la culata y 62 °C en la cabeza del pistón. El proceso de calentamiento puede tomar varias horas hasta alcanzar unas condiciones estables y homogéneas, por lo que se puede aprovechar este tiempo para rellenar el tanque de aire presurizado poniendo a funcionar el compresor que lo alimenta.

Una vez alcanzada la temperatura deseada se procede a encender el resto de los equipos. Para encender el carro de inyección se pone a funcionar el motor que mueve la bomba, se configura el regulador de caudal de la bomba a la posición deseada y se conecta el PID. Para los ensayos realizados se trabaja con una presión de inyección en el *common rail* de 1400 bar. Para poner en marcha el sistema de encendido basta con conectar los extremos del circuito que llevan a la batería. Solo quedan por encender el osciloscopio y el ordenador en caso de que no lo estuvieran ya. Desde el osciloscopio se puede observar la presión de inyección y asegurar que dicha presión ha alcanzado un estado estacionario.

Desde el ordenador, a través del software CAMAS, se introduce la configuración deseada para el funcionamiento de la RCEM. En esta configuración

se establecen los parámetros geométricos de funcionamiento, como la carrera máxima, las condiciones iniciales, como la presión inicial en el cilindro, y la configuración de las señales de los *triggers*, cuándo deben enviarse y con qué características. El momento en el que se envían los *triggers* se introduce como longitud de carrera, y en el momento el que el pistón ha recorrido dicha longitud, se envía la señal correspondiente. Por lo general, todas las señales enviadas desde la ECU de la RCEM se envían a 5V, y el ancho de la señal, la TTL, se especifica en función del equipo al que se envíe.

Tabla 5.2: Configuración de la RCEM

Carrera total	120 [mm]
Presión inicial en el interior del cilindro	1.5 [bar]
Presión del <i>Driving Gas</i>	22 [bar]
Punto de encendido de la bujía	105 [mm]
Punto de inyección en la pre-cámara	65 [mm]

Se ha escogido utilizar la carrera más corta posible para que los resultados obtenidos sean tan representativos de un motor real como se pueda. Cuando se establece la carrera máxima y las presiones de *Driving Gas* y del interior del cilindro se obtiene la posición máxima del pistón y la velocidad del pistón (que sería equivalente a las revoluciones por minuto de un motor). El software CAMAS es capaz de dar el aviso de configuraciones en las que es seguro que el pistón colisionará con la culata cuando la cámara en el cilindro es muy baja (aunque no impide lanzar el ensayo), pero al introducir modificaciones en la geometría de fábrica, como es el caso en el que se añade la pre-cámara, la cual sobresale de la culata, se aconseja establecer la presión inicial en el interior del cilindro que se desee, e ir aumentando la presión del *Driving Gas* poco a poco hasta alcanzar la configuración en la que la carrera efectiva obtenida sea la deseada y en la que no se produzca ninguna colisión con los elementos de la culata. Así es como se ha llegado a la configuración mencionada. Las configuraciones de los *triggers* mencionados se han conseguido a base de prueba y error en un barrido de dichos puntos de actuación buscando el punto óptimo en el que el grado de mezcla sea suficientemente bueno como para considerar mezcla homogénea y el encendido se produzca en el mayor número de ensayos posible.

Otra función que es interesante conocer es la de poder aplicar un movimiento de *swirl*. Esta función permite inducir un movimiento de *swirl* en el interior del cilindro por medio de la inyección de aire por unos conductos situados de forma lateral y excéntrica. Esta función requiere de una presión en los con-

ductos y un punto de inyección. Para los ensayos de TJI no se ha utilizado esta función, por lo que la señal de activación se desactiva desde CAMAS y la presión de los conductos se deja a 0.

El único *trigger* que no se envía desde la ECU de la RCEM es el del inyector de la cámara principal. Esta señal se envía desde el generador de ondas, que debe ser configurado. Para configurar el generador de ondas se abre su programa específico y se especifica el voltaje y la duración de la TTL que el generador de ondas debe enviar. El ancho de la señal se obtiene en función de la cantidad de combustible que se quiera inyectar y la capacidad de inyección del inyector, que tiene una duración máxima de inyección. En función de estos dos parámetros se puede calcular de forma sencilla la duración de la inyección de forma que en un número finito de inyecciones iguales se obtenga la masa de combustible deseada.

Antes de comenzar con los ensayos se recomienda realizar una secuencia de limpieza para tratar de eliminar posibles residuos de ensayos anteriores. Dicha secuencia comienza con la ejecución de un arrastre. El arrastre consiste en lanzar un ensayo sin ningún elemento activo, es decir, se desactivan las señales de activación de la bujía y del inyector de la pre-cámara y no se realiza ninguna inyección de combustible. De esta forma, al comprimir el aire del interior del cilindro se hace aumentar la temperatura, haciendo que posibles restos líquidos de combustible que hayan podido condensar se evaporen nuevamente, y los restos de otras partículas que se hayan podido depositar en la superficie del cilindro se agitan y se ponen en suspensión de nuevo. Tras esto, se espera a que se cierren las válvulas del circuito hidráulico y neumático, que se pueden consultar en la pantalla del CAMAS, y se abre manualmente la válvula que conecta el interior del cilindro con a bomba de vacío. Se enciende la bomba de succión, y se deja funcionando durante unos minutos para que pueda sustraer toda la carga del interior del cilindro. Una vez acabado, se apaga la bomba de vacío y se cierra la llave de paso.

Una vez limpiado el interior del cilindro hace falta recalibrar los sensores de presión. Debido a la depresión producida por la bomba de vacío, el estado de referencia de los sensores ha cambiado, por eso se debe volver a llenar el volumen con aire fresco hasta presión ambiente y tomar este nuevo estado de los sensores piezoeléctricos como punto de referencia. Si este paso no se lleva a cabo, la lectura de los sensores será errónea y no se podrá llevar a cabo el siguiente ensayo correctamente. Normalmente este fallo es fácil de detectar porque durante el llenado del volumen para alcanzar las condiciones iniciales

establecidas, al no llegar el sensor a la presión indicada, el llenado no termina o toma más tiempo del habitual.

Ahora que el interior del cilindro se puede considerar limpio, se puede proceder a lanzar un ensayo con combustión. Hay que volver a activar las señales desactivadas en la ejecución del arrastre. Para registrar todos los datos, se debe poner a grabar el osciloscopio. Se lanza el ensayo desde el CAMAS. La RCEM comienza preparando la presión del *Driving Gas*, y una vez alcanzada la presión impuesta, comienza con el llenado de cámara de combustión. Durante este proceso que toma un tiempo considerable, se utiliza el generador de ondas para mandar el número de señales deseado para obtener la carga inicial en la cámara principal. La señal enviada pasa por la etapa de potencia y de ahí se envía por un lado al osciloscopio y por otro al inyector, llega al circuito electrónico del inyector, que levanta la aguja e inyecta combustible. Dado que la carga de la cámara principal tiene un tiempo más que suficiente para mezclarse, esta mezcla puede considerarse homogénea.

Una vez completada la preparación del *Driving Gas*, el pistón se lleva hasta la posición de carrera lenta, y ahí se lanza con la fuerza del *Driving Gas*, durante el lanzamiento, la ECU de la RCEM lee los sensores de posición y calcula en todo instante la posición del pistón. Cuando este pasa por el punto de activación de la inyección en la pre-cámara, se envía la señal pertinente, que pasa por un amplificador al igual que en el caso del inyector de la cámara principal. En este caso, dado que la masa a inyectar es muy inferior a la del volumen principal, con una única inyección es suficiente, por lo que solo hace falta configurar la duración de la TTL desde CAMAS. La cantidad de combustible a inyectar en la pre-cámara se determina de tal forma que el dosado relativo en la pre-cámara en el momento de la combustión sea estequiométrico o muy próximo, asegurando que la combustión será eficiente y la liberación de calor máxima en este volumen, así la propagación de la combustión hacia la cámara principal está prácticamente asegurada. Lo mismo sucede con la activación de la bujía, al pasar por el punto de activación, se envía una señal TTL que pasa por otro amplificador hasta el circuito de la bobina de encendido, se abre el ruptor, y se produce la diferencia de potencial que hace saltar el arco eléctrico.

Una vez finalizado el ensayo, cuando el pistón ha completado el movimiento de expansión, se ha llegado a un equilibrio entre la presión en el interior del cilindro a la presión restante del *Driving Gas*, y el pistón ya no se mueve, la RCEM procede a devolver el pistón a su posición de BDC (*Bottom Dead*

Center, Punto Muerto Inferior) y descargar la presiones del circuito hidráulico y neumático. Cuando este proceso ha acabado, se vuelve a abrir la válvula de paso hasta la bomba de vacío y se vacía el interior del cilindro. Se deja funcionar la máquina de succión unos minutos, y se cierra la llave de paso de nuevo. Por último, antes de realizar un nuevo ensayo se ejecuta el arrastre tal y como se ha explicado anteriormente.

Durante la ejecución del ensayo el osciloscopio ha estado recabando datos tanto de la ECU de la RCEM como de las señales que tuviera conectadas directamente. El lapso de tiempo durante el que graba comienza cuando se abre la válvula de *bypass*, y realiza un periodo de grabación de un segundo completo. Con todos los datos recabados, el osciloscopio genera un archivo *.hdr* y otro *.wvf* que contienen los datos de las señales grabadas. Estos archivos se transfieren al ordenador por el puerto *ethernet* del osciloscopio y se utilizan como punto de partida para el post-procesado. Mencionar que los datos se obtienen a una frecuencia de 10^6 [Hz], o lo que es lo mismo, los datos se obtienen a intervalos de 1 [ms].

5.2.1. Adquisición de imagen

En los ensayos en los que se vaya a realizar adquisición de imagen hay que tener algunas consideraciones en cuenta.

En primer lugar, cuando se vaya a realizar adquisición de imagen, la cabeza del pistón debe sustituirse por la que incluye la ventana de cuarzo. Para ello hay que abrir la RCEM, que necesita de un protocolo que se ejecuta de forma automática desde CAMAS. Una vez abierta la máquina y sustituida la cabeza del pistón, se procede a cerrar la máquina, que tiene otro protocolo para asegurar el completo sellado de la máquina por medio de un cierre hidráulico.

Cuando se va a utilizar la cámara de alta velocidad, se debe encender la cámara y abrir el programa de gestión antes del ensayo, así como realizar la configuración de la cámara. Entre las configuraciones hay parámetros como la ganancia y los filtros de imagen que se desea utilizar, que se ajustan en función de la luminosidad existente tanto en el interior del cilindro donde se está grabando como la luminosidad ambiente, que puede introducir ruido o estado de luminosidad mínimo en la imagen, cosa nada deseable ya que puede hacer que se pierda información. Otro parámetro a introducir es la velocidad de captura, que en los ensayos se ha configurado a 10000 [fps], es decir, una

imagen cada 100 $[\mu s]$. De esos 100 $[\mu s]$, 99.5 $[\mu s]$ es el tiempo de exposición, y el resto es lo que tarda el sensor en guardar la información de las celdas. Para que la cámara comience a grabar se utiliza el flanco de subida de la señal enviada a la bujía, y se establece un tiempo de grabación.

En el caso de que se utilice la cámara intensificada, las opciones de configuración cambian de forma considerable. En este caso también hay que ajustar una ganancia y un filtro (en caso de que haga falta), pero al tratarse de una cámara intensificada, el receptor es realmente sensible, y puede quemarse si se expone a una gran intensidad de luz, por eso la ganancia debe establecerse a 0, e ir aumentandola poco a poco hasta que logremos ver el fenómeno. En este caso no se establece una velocidad de captura, sino un tiempo de exposición, ya que solo se realiza una única captura. Si el tiempo de exposición es demasiado bajo, la intensidad lumínica captada será insuficiente para obtener una buena imagen de todo el fenómeno, y si es demasiado largo, los pixels del receptor pueden saturarse, resultando en un exceso de información inexistente resultado de la superposición de la información de diferentes instantes consecutivos. Esto se vería como una huella difuminada del fenómeno. Igual que en el caso anterior, es un parámetro que debe ajustarse poco a poco hasta que la imagen obtenida sea adecuada, aunque en este caso no se daña el sensor si se excede el tiempo necesario. Una vez más, se requiere de un *trigger* que informe a la cámara de en que momento debe tomar la captura.

5.2.2. Consideraciones

Todas las configuraciones mencionadas hasta ahora no son definitivas, ya que algunas dependen de factores externos como la temperatura o la humedad ambiente. Uno de estos parámetros es la presión del *Driving Gas*, que dependiendo de la presión y temperatura ambiente, resulte en una carrera demasiado corta, o lo que es más peligroso, una carrera demasiado larga, que puede producir una colisión con la culata. Por eso se recomienda que todos los días se realice una configuración paulatina de este parámetro, a pesar de que su sensibilidad no sea excesiva. Esta medida de seguridad es especialmente importante cuando se utiliza el pistón con la ventana de cuarzo, ya que un choque supone la rotura de la ventana al instante.

Otra consideración muy importante al utilizar la ventana de cuarzo es la posibilidad de la aparición de un *knocking* de intensidad importante, ya que las vibraciones asociadas pueden hacer que se rompa el cristal de cuarzo. Haciendo un barrido de cargas de combustible se ha determinado que en

mezclas de dosado relativo superior a 0.7 hay una gran posibilidad de que aparezca el *knock*, por lo que no se recomienda en absoluto utilizar técnicas de visualización bajo estas condiciones.

Como se ha explicado en apartados anteriores, la secuencia de ensayo es larga y compleja, y es fácil saltarse algún paso sin querer. Cuando suceda esto se pueden hacer dos cosas en función del tipo de fallo. Si se ha introducido combustible durante un arrastre, o simplemente ha habido un *missfire* durante un ensayo, lo que hace que queden restos de combustible sin quemar en el interior del volumen, se recomienda realizar uno o varios arrastres, prolongando el tiempo de funcionamiento de la bomba de vacío. En caso de que el error implique la necesidad de detener el ensayo por el motivo que fuera, desde CAMAS se puede ejecutar el aborto del ensayo directamente. Si es un fallo que no afecta al funcionamiento de la máquina y su seguridad, así como la del resto del equipo y el personal, no hace falta detener el ensayo, tan solo realizar una buena limpieza tras el ensayo.

5.3. Condiciones de los Ensayos realizados

La realización de los ensayos experimentales se puede dividir en dos partes. Una primera en la que se busca una configuración óptima, y la segunda en la que se realiza un barrido de diferentes dosados bajo la configuración óptima elegida.

La configuración elegida ya se ha mencionado antes, pero para alcanzar dichos valores de temperatura en culata y pistón, punto de inyección y punto de activación de la bujía se ha realizado un barrido de dichos parámetros en los siguientes rangos:

Tabla 5.3: Rangos de barrido

Temperatura en culata	80 - 120 [°C]
Temperatura en el pistón	50 - 90 [°C]
Posición de inyección en la pre-cámara	50 - 85 [mm]
Punto de encendido de la bujía	85 - 110 [mm]

De todo este espectro se ha elegido la configuración que permite de comparar las condiciones de trabajo con las de un motor real y de forma que la repetitividad y efectividad de los ensayos sea lo mejor posible. Algunos parámetros como la carrera máxima o la presión inicial en el cilindro se han decidido

desde un principio por ser las más próximas a las condiciones reales de un motor. Dicha configuración final es la siguiente:

Tabla 5.4: Configuración final de la RCEM

Carrera máxima	120 [mm]
Presión inicial	1.5 [bar]
Presión del <i>Driving Gas</i>	22 ± 1.5 [bar]
Temperatura en culata	90 [°C]
Temperatura en el pistón	60 [°C]
Posición de inyección en la pre-cámara	65 [mm]
Punto de encendido de la bujía	105 [mm]

Una vez establecida la configuración que se va a utilizar para el resto de ensayos, se procede a realizar una serie de repeticiones a diferentes cantidades de combustible inyectado de forma global. Se realizan un mínimo de 20 repeticiones por cada dosado, a relaciones de relativas de combustible/aire desde dosado 0 (lo que sería un arrastre) hasta dosado estequiométrico (dosado 1), aumentando 0.1 entre cada punto. Con esto se obtiene una batería de ensayos lista para el post-procesado.

Durante la tanda de ensayos se ha probado a realizar ensayos en modo pasivo (explicado en la sección 2.2.2.1) en primera instancia para ver su viabilidad, pero debido a la geometría de la pre-cámara escogida, la efectividad de encendido ha resultado ser muy baja, y que los orificios apuntan al eje central del cilindro y la bujía que debe encender dicha mezcla tiene una cierta excentricidad. Por este motivo no se logra una mezcla homogénea de aire-combustible en el interior de la pre-cámara, y los únicos ensayos viables para su análisis son aquellos realizados en modo activo (explicado en la sección 2.2.2.2) al introducir la inyección de combustible directamente en la pre-cámara para obtener dicha mezcla aire-combustible. Se plantea como trabajo futuro probar nuevas geometrías de pre-cámara que puedan permitir el funcionamiento en modo pasivo.

Parte III

Procesado y Análisis de los datos

Capítulo 6

Tratamiento de la señal

Ya se ha explicado cómo se realizan los ensayos y cómo se recaban los datos, pero las señales guardadas necesitan acondicionarse antes del procesamiento de los datos. Con acondicionamiento se entiende principalmente, acotar el inicio y final del ensayo, transformar las señales del sensor de posición en una señal de posición como tal, y realizar un filtrado de las señales para eliminar el ruido a los sensores de presión.

6.1. Señal de Posición

Tal y como se muestra en la figura 4.2, del sensor de posición se obtienen dos señales cuadradas, A y B. Cada vez que una de las TTL se encuentra en estado alto significa que el receptor ha pasado por uno de los elementos magnéticos de la regla magnética. A partir de este funcionamiento es fácil describir el movimiento del pistón. Cada vez que ambas señales pasen por el estado superior se considera que el pistón se ha desplazado una unidad (distancia entre los elementos de la regla magnética, que es conocida). Si la señal A es la primera en completar el ciclo de pasar al estado superior y después bajar, se entiende que el pistón ha avanzado, y si es la señal B la primera, el pistón ha retrocedido. Desde el comienzo del fichero se construye de esta forma toda la señal de posición, que resulta en una señal escalonada.

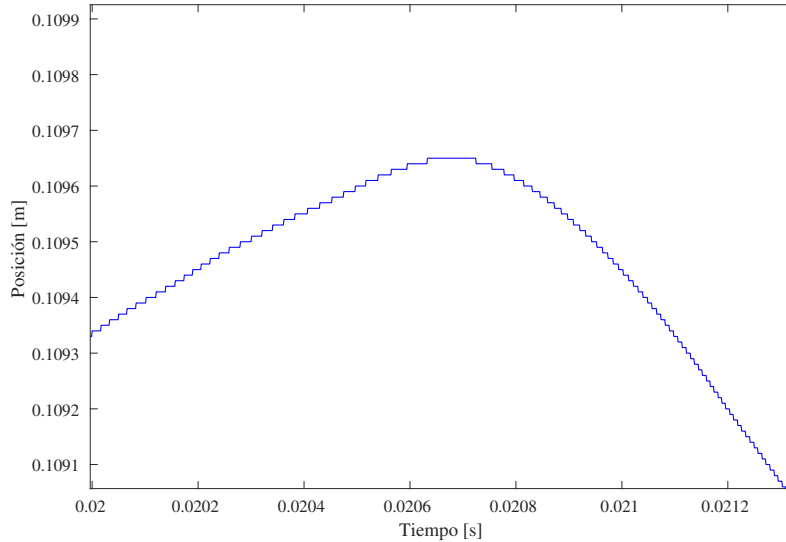


Figura 6.1: Ejemplo de señal de posición construida cerca del TDC

A partir de esta señal escalonada se determina el principio del ensayo cuando ésta llega a los 29 [mm] (es una estimación del momento de inicio de la carrera rápida), se recaba un segundo completo de todas las señales por medio del osciloscopio, y el final del ensayo se establece cuando la presión del volumen principal alcanza un mínimo tras el punto muerto superior. A partir de aquí solo se trabaja con el tramo de las señales perteneciente al intervalo del ensayo, fijando el origen temporal en dicho inicio.

6.2. Filtrado

De las seis señales de partida (Señales A y B del sensor de posición, presión en la cámara principal, presión en la pre-cámara, voltaje de la bujía y tiempo), se debe realizar todo el análisis cinemático, dinámico y termodinámico de los fenómenos que tienen lugar. Ya se ha construido una señal escalonada de la posición del pistón, pero las señales actuales no son adecuadas para llevar a cabo el análisis. Hace falta llevar a cabo un filtrado de las señales con el fin de eliminar comportamientos no naturales, como la señal escalonada, y ruido que captan los sensores de presión. La señal de voltaje de la bujía no hace falta tratarla, ya que solo interesa el punto de máximo voltaje, y la

señal de tiempo es un vector lineal construido por el osciloscopio, por lo que tampoco necesita ningún ajuste. Solo quedan las señales de presión y la de posición, y para diseñar el tratamiento de dichas señales hace falta tener en cuenta las siguientes consideraciones.

- Al pasar de la señal escalonada de posición a una señal continua, no se debe perder información ni de los gradientes, que indican la velocidad y aceleración instantánea del pistón, ni los detalles cerca del punto muerto superior, donde el volumen encerrado alcanza su mínimo y es muy sensible a la posición máxima del pistón.
- Las señales de presión, incluso sin la presencia de combustión, deben filtrarse con el fin de obtener una señal de presión continua, eliminando el ruido inherente a los sensores, para poder obtener derivadas correctamente, las cuales son muy importantes para el análisis termodinámico del ensayo. En estos casos basta con realizar un promediado o un filtrado para eliminar frecuencias muy altas.
- Cuando hay presencia de combustión se añaden dos fuentes de posibles oscilaciones de la presión. Oscilaciones de alta frecuencia de la propia combustión, y oscilaciones debidas a la aparición de *knock*. Es importante poder eliminarlas sin afectar a la información del fenómeno físico.

Para realizar el tratamiento de las señales se pueden encontrar varios métodos en la literatura, desde promediado móvil de un cierto número de valores hasta la interpolación por *splines*.

En este caso se ha decidido emplear el método del filtrado digital por medio de filtros de paso bajo. Este tipo de acondicionamiento de la señal transforma toda la señal en un sumatorio de ondas de diferentes frecuencias y amplitudes. Una vez obtenida la función en el dominio de la frecuencia, se eliminan las frecuencias que queden fuera del ancho de banda del filtro. Una vez eliminados los términos pertinentes, con el resto de términos se vuelve a reconstruir la señal original, pasando al dominio temporal de nuevo.

Con las sugerencias encontradas en la bibliografía [44], el filtrado final que se ha decidido emplear es el siguiente:

Tabla 6.1: Filtros aplicados

Señal	Frecuencia de Corte [Hz]
Posición	800
Presión sin combustión	100
Presión con combustión	2000

Se entiende por presión sin combustión la parte de la señal de presión anterior al inicio de la combustión, y en el caso de los arrastres, la señal de presión completa.

Una vez filtradas las señales se realizan las derivadas temporales pertinentes y se vuelven a filtrar con los mismos filtros con el fin de eliminar posibles discontinuidades.

Capítulo 7

Fundamentos Teóricos

En este capítulo se explican todos los principios teóricos y empíricos empleados en el post-procesado de los datos experimentales obtenidos en los ensayos para la obtención de un análisis termodinámico 0-dimensional de los procesos que tienen lugar, así como una serie de parámetros indicativos de la eficiencia del proceso y que permitan realizar comparaciones con la tecnología actual.

7.1. Evolución Cinético-Dinámica

El primer tipo de datos a obtener cuando se realiza un análisis termodinámico en un proceso a volumen y presión variable son las derivadas temporales. Las principales variables de interés para conocer las propiedades del fluido encerrado son la presión y el volumen y sus derivadas temporales.

$$P'_{main} = \frac{dP_{main}}{dt} \qquad P'_{main,i} = \frac{P_{main,i} - P_{main,i-1}}{\Delta t} \qquad (7.1)$$

$$P'_{prec} = \frac{dP_{prec}}{dt} \qquad P'_{prec,i} = \frac{P_{prec,i} - P_{prec,i-1}}{\Delta t} \qquad (7.2)$$

Donde Δt es el intervalo de tiempo de 1 $[\mu s]$ entre cada dato.

Para caracterizar el movimiento del pistón y para su uso en otros modelos, la velocidad y aceleración del pistón también son necesarias.

$$v = \frac{X}{dt} \qquad v_i = \frac{X_i - X_{i-1}}{\Delta t} \qquad (7.3)$$

$$a = \frac{v}{dt} \qquad a_i = \frac{v_i - v_{i-1}}{\Delta t} \qquad (7.4)$$

7.2. Transferencia de Masa

En el caso de la tecnología TJI, al haber dos volúmenes de control, uno a volumen constante (la pre-cámara) y otro a volumen variable (la cámara principal), y que están comunicados por una serie de orificios, existe una transferencia de masa debido a la existencia de una mayor presión en uno de los dos volúmenes. Dicha transferencia de masa se obtiene a través de las ecuaciones de flujo compresible [45].

$$\frac{\dot{m}}{C_D A_{noz} n_{noz}} = u_{noz} = \sqrt{2\rho^+ P^+ \left(\frac{\gamma^+}{\gamma^+ - 1}\right) \left[\left(\frac{P^-}{P^+}\right)^{\frac{2}{\gamma^+}} - \left(\frac{P^-}{P^+}\right)^{\frac{\gamma^++1}{\gamma^+}} \right]} \qquad (7.5)$$

Si la velocidad del flujo en el orificio alcanza velocidades sónicas, el orificio pasa a estar *chocado*. Para saber cuando sucede esto, se utiliza el criterio $P^-/P^+ \leq \eta_{crit}$. y el flujo másico pasa a expresarse como:

$$\eta_{crit} = 0,78 - 0,18\gamma^+ \qquad (7.6)$$

$$\frac{\dot{m}}{C_D A_{noz} n_{noz}} = u_{noz} = \sqrt{\gamma^+ \rho^+ P^+ \left(\frac{2}{\gamma^+ + 1}\right)^{\frac{\gamma^++1}{\gamma^+-1}}} \qquad (7.7)$$

Donde el superíndice + se refiere a las condiciones del volumen en el que la presión es mayor y el superíndice - se refiere a las condiciones del volumen de menor presión. Obviamente, el flujo másico siempre va desde el lado con mayor presión hacia el lado con menor presión, y su signo se debe asignar según el criterio elegido.

En la ecuación anterior, A_{noz} representa el área de paso de un orificio, y n_{noz} el número total de orificios, ρ se refiere a la densidad, y γ al exponente politrópico.

Una vez obtenido el flujo másico, se obtiene la cantidad de masa transferida en cada intervalo, y se realiza la correspondiente adición o sustracción a cada volumen, así como la modificación de las propiedades de la mezcla, para lo que se asume que la proporción de gases frescos y gases quemados que se transfiere en cada momento se puede modelar como.

$$dm = a_g dm_{quemado} + (1 - a_g) dm_{fresco} \quad (7.8)$$

Siendo a_g la fracción másica de productos quemados transferida, que se modela con una función de distribución normal acumulada en función del volumen de quemados.

Se puede considerar una fuente adicional de transferencia de masa, que sería la pérdida de masa del volumen principal hacia el exterior a través de los segmentos del cilindro. Esta pérdida de masa, que se conoce como *blow-by*, es despreciable en la absoluta mayoría de los casos, por lo que no se ha tratado de incluir en el análisis.

Antes de continuar, y para poder realizar un buen seguimiento de la masa encerrada en cada volumen, hace falta calcular la masa inicial en cada uno de los volúmenes. Para ello se asume que la hipótesis de gases ideales es válida, con el volumen inicial, la presión inicial, y asumiendo que la temperatura en la pre-cámara es igual a la temperatura configurada para la culata, y que en el caso de la cámara principal se puede asumir que la temperatura es igual a la media entre la temperatura en la culata y la temperatura en el pistón, se puede aplicar la ecuación de los gases ideales para obtener la masa inicial.

7.3. Modelado de la Combustión

Para modelar la combustión se ha decidido modelar la reacción química en un solo paso de reactivos a productos en cada instante de tiempo. De esta forma se puede realizar un seguimiento de la evolución de las especies y obtener un cálculo más preciso de la evolución de las propiedades termodinámicas de la carga en cada momento. No se debe olvidar en ningún momento que este es un análisis 0-dimensional, y que por tanto su precisión con la realidad puede no ser muy acertado. En todo caso, al tratarse de un promediado en todo el volumen, la producción de algunas sustancias se infravalorará, y no lo contrario, por lo que el cálculo es más que aceptable.

Tal y como se explicaba en la sección 2.1.3, durante la combustión puede suceder que algunos de los productos de la combustión se disocien y recombinen entre sí. Para tener en cuenta este fenómeno de disociación se ha optado por aplicar el siguiente criterio: si la temperatura en la cámara es inferior a 1200 [K], la reacción se modela como una reacción de un solo paso sin disociación con un total de 4 especies en los productos de la reacción, y cuando la temperatura supera dicho valor, se tiene en cuenta el proceso de disociación con un total de 11 especies en los productos. No se tienen en cuenta reacciones y recombinaciones de segundo orden, ya que el aporte térmico es despreciable y el efecto en las propiedades de la mezcla es imperceptible.

7.3.1. Límites de la combustión y tasa de quemado

Es muy importante conocer el momento en el comienza y termina la combustión, así como la velocidad a la que se consume la mezcla fresca, ya que eso determina la velocidad de la liberación de calor y cuanto combustible se consume en ese tiempo.

Para el criterio de inicio de la combustión, se pueden determinar algunos criterios a partir de la curva de presión. Generalmente se asume que la combustión sensible comienza cuando el gradiente de presiones supera un cierto umbral. Este método necesita de una gran calibración y una condiciones extremadamente repetitivas, y no es apto para crear un modelo genérico que funcione bajo diferentes grados de carga. Por eso el inicio de la combustión se ha determinado a partir de otros factores. En el caso de la combustión en la pre-cámara, se ha supuesto que el retraso entre el arco eléctrico de la bujía y el inicio de la combustión es despreciable, y se ha tomado el punto en el que la corriente de la bujía alcanza su máximo como el punto de inicio de la combustión en la pre-cámara. En el caso de la cámara principal, es la mezcla de la pre-cámara la actúa como iniciador de la combustión en la cámara principal, y por tanto se ha asumido que el momento en el que la descarga de masa hacia la cámara principal comienza, es cuando comienza a quemarse la mezcla del volumen principal. Esto puede no ser del todo cierto ya que la combustión en la pre-cámara comienza en un punto y se propaga de forma más o menos esférica, así que hay un corto periodo de tiempo en el que solo se expulsa mezcla fresca y no productos de la combustión. Aun así se ha decidido usar dicho criterio por su simpleza y el poco error que introduce, ya que el periodo en el que solo se expulsa mezcla fresca es realmente corto e intentar introducir un modelo de dos zonas en la pre-cámara hace imposible aplicar la hipótesis de condiciones homogéneas, complicando mucho más el

análisis.

Para determinar el final de la combustión se ha utilizado el criterio termodinámico propuesto por Krzysztof et al. [46]. Dicho criterio parte del primer principio de la termodinámica, y establece que el final de la combustión se corresponde con el mínimo alcanzado en la función de variación de la energía interna sensible.

$$\left(\frac{dU}{dt}\right)_{min} = \left(mC_v \frac{dT}{dt}\right)_{min} \approx \left(\frac{C_v}{R} \frac{d(pV)}{dt}\right)_{min} \approx \left(\frac{d(pV)}{dt}\right)_{min} \quad (7.9)$$

Este criterio se aplica a ambos volúmenes de control.

Por último, la tasa de consumo de combustible. En el trabajo [47] se realiza un estudio para el control de un motor a partir de las señales de presión, y se realiza un seguimiento de la fracción de mezcla consumida a través de la relación de presiones entre el ensayo en cuestión y su equivalente en arrastre. La expresión con la que se obtiene la fracción de masa consumida en cada momento es:

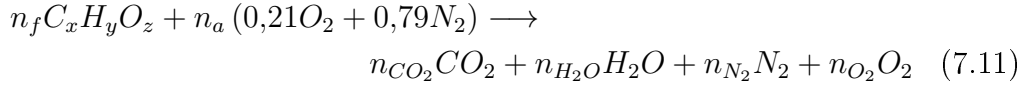
$$MFB(t) = Y_b(t) \frac{m_b(t)}{m_b(total)} \approx MPR(t) = \left(\frac{P(t)}{P_{mot}(t)} - 1\right)_{norm} \quad (7.10)$$

Donde P_{mot} hace referencia a la presión del ensayo equivalente en arrastre y el subíndice *norm* indica que la función MPR está normalizada con respecto a su máximo, de forma que cuando alcanza la unidad, se asume que todo el combustible que se debe quemar ya se ha quemado. Con esto se aclara que $m_b(total)$ no es la masa de mezcla fresca total, sino la masa de mezcla fresca que se va a quemar.

Con estos criterios mencionados se puede establecer el inicio y final de la combustión y la velocidad de consume de combustible, y por tanto, en caso de que no se consuma todo el combustible, también se puede estimar la cantidad de combustible sin quemar.

7.3.2. Reacción sin disociación

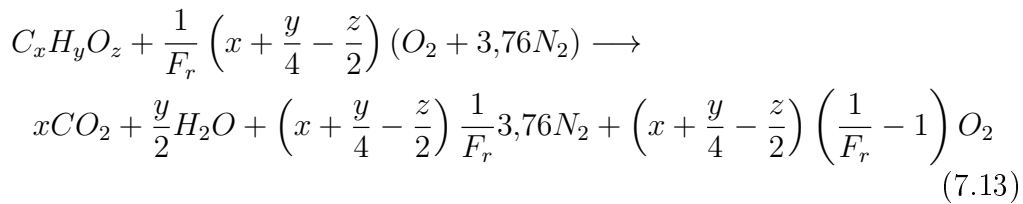
La reacción de oxidación sin disociación de un hidrocarburo es de las más sencillas de calcular, y para obtener la cantidad de los productos, basta con resolver un sistema lineal de 4 incógnitas. En este caso se resuelven las ecuaciones asumiendo que el dosado es estequiométrico o pobre.



Introduciendo el concepto de dosado $F = \frac{m_f}{m_a}$ y dosado relativo $F_r = \frac{F}{F_{est}}$, donde el dosado estequiométrico F_{est} es la relación combustible-aire para la cual no aparece nada de oxígeno en los productos, se resuelven las incógnitas del número de moles a partir de las ecuaciones de conservación de la masa y las especies.

$$\begin{cases} C : & xn_f = n_{CO_2} \\ H : & yn_f = 2n_{H_2O} \\ O : & zn_f + 2 \cdot 0,21n_a = 2n_{O_2} + 2n_{CO_2} \\ N : & 2 \cdot 0,79n_a = 2n_{N_2} \end{cases} \quad (7.12)$$

Una vez resuelto el sistema de ecuaciones, la reacción final se puede expresar de forma genérica como:



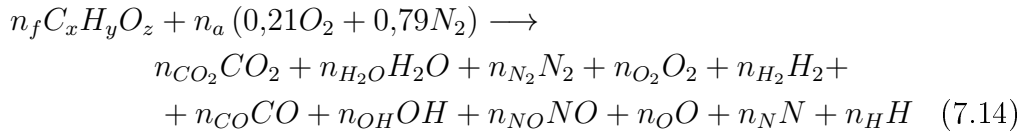
Por tanto, tan solo sabiendo la cantidad de combustible y aire que van a reaccionar se puede obtener de forma directa la composición de los productos, claro está, si se sabe la composición del combustible. En los casos en los que el dosado relativo sea mayor a uno, se realiza la reacción en dosado estequiométrico, y el combustible restante se deja sin consumir como parte de los productos.

7.3.3. Reacción con disociación

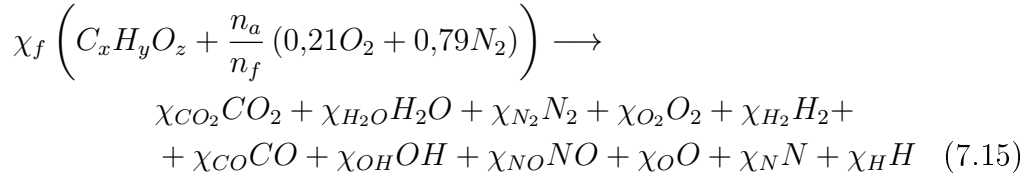
A partir de que se alcance una temperatura de 1200 [K] en la cámara de combustión en cuestión, las reacciones de disociación comienzan a tomar relevancia y las cantidades de productos derivados son significativas como para alterar tanto la liberación de calor como las propiedades termodinámicas de la mezcla. Para tener en cuenta el proceso de disociación se han tenido en cuenta un total de 11 especies en los productos, y en cada instante se considera que se alcanza el equilibrio químico. Como ahora se expondrá, teniendo

en cuenta las ecuaciones de conservación de las especies, continuidad, y los equilibrios de disociación, forman un sistema de 12 incógnitas y 12 ecuaciones no lineales. Para resolver dicho sistema de ecuaciones no lineales se emplea el método expuesto en [48].

En primer lugar, el planteamiento de la reacción completa es el siguiente:



Para simplificar las ecuaciones es preferible trabajar con fracciones molares, con lo que la reacción queda como:



Donde χ_f es el número de moles de combustible a quemar para obtener un mol de productos y χ_* representa la fracción molar de cada sustancia en la mezcla total de productos.

La conservación de las especies ahora se expresa como

$$\begin{cases} C : & x\chi_f = \chi_{CO_2} + \chi_{CO} \\ H : & y\chi_f = 2\chi_{H_2O} + 2\chi_{H_2} + \chi_H + \chi_{OH} \\ O : & z\chi_f + 2 \cdot 0,21\chi_f \frac{n_a}{n_f} = 2\chi_{O_2} + 2\chi_{CO_2} + \chi_{CO} + \chi_{H_2O} + \chi_{NO} + \chi_{OH} + \chi_O \\ N : & 2 \cdot 0,79\chi_f \frac{n_a}{n_f} = 2\chi_{N_2} + \chi_N + \chi_{NO} \end{cases} \quad (7.16)$$

Y la ecuación de la conservación de la masa se expresa como:

$$\begin{aligned} 1 = \sum \chi_{prod} = \chi_{CO_2} + \chi_{H_2O} + \chi_{H_2} + \chi_{N_2} + \chi_{O_2} + \\ + \chi_{CO} + \chi_{NO} + \chi_{OH} + \chi_O + \chi_H + \chi_N \quad (7.17) \end{aligned}$$

Por último, queda obtener las ecuaciones que gobiernan los procesos de disociación al alcanzar el equilibrio químico. Partiendo de lo explicado en la sección 2.1.3, se establecen las siguientes relaciones.

$$\frac{K_{p1}}{P^0} = \frac{\chi_{NO}}{\chi_{N_2}^{0,5} \chi_{O_2}^{0,5}} \quad (7.18)$$

$$\frac{K_{p2}}{P^{0,25}} = \frac{\chi_{OH}}{\chi_{H_2O}^{0,5} \chi_{O_2}^{0,25}} \quad (7.19)$$

$$\frac{K_{p3}}{P^{-0,5}} = \frac{\chi_{CO_2}}{\chi_{CO} \chi_{O_2}^{0,5}} \quad (7.20)$$

$$\frac{K_{p4}}{P^{-0,5}} = \frac{\chi_{H_2O}}{\chi_{H_2} \chi_{O_2}^{0,5}} \quad (7.21)$$

$$\frac{K_{p5}}{P^{0,5}} = \frac{\chi_N}{\chi_{N_2}^{0,5}} \quad (7.22)$$

$$\frac{K_{p6}}{P^{0,5}} = \frac{\chi_H}{\chi_{H_2}^{0,5}} \quad (7.23)$$

$$\frac{K_{p7}}{P^{0,5}} = \frac{\chi_O}{\chi_{O_2}^{0,5}} \quad (7.24)$$

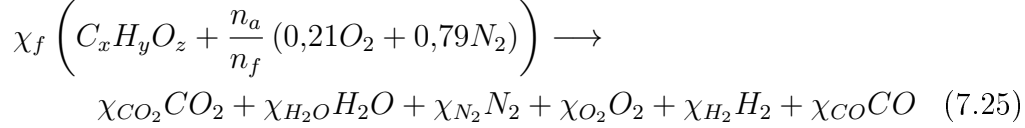
El sistema a resolver es fácil que diverja si se trata de resolver directamente con algún método numérico. Para asegurar la convergencia del cálculo se simplifican las ecuaciones hasta un sistema de 5 incógnitas y 5 ecuaciones, y se adaptan los valores iniciales para el método numérico de forma que se asegure la convergencia del resultado, tal y como se explica en [48].

La metodología propuesta consiste en tratar como incógnitas las fracciones molares χ_f , χ_{H_2} , χ_{O_2} , χ_{CO} y χ_{N_2} . De las relaciones del proceso de disociación se obtienen el resto de fracciones molares como funciones de las 5 incógnitas. Estas relaciones se sustituyen en las ecuaciones de conservación de la masa y de las especies, con lo que se obtiene el sistema de 5 incógnitas y 5 ecuaciones no lineales.

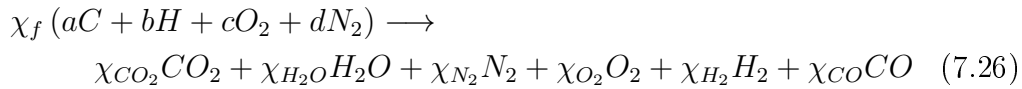
Para resolver dicho sistema se utiliza el método de mínimos cuadrados para ecuaciones no lineales, aplicando el algoritmo *trust-region-reflective*, que permite imponer límites de contorno a la solución. De esta forma se asegura que el resultado de las fracciones molares obtenidas se encuentra entre 0 y 1 y el *solver* no devuelve soluciones imaginarias. Además, se configura para resolver las ecuaciones con una precisión de 10^{-18} , ya que algunas de las especies pueden comenzar con una producción casi despreciable, pero que hay que tener en cuenta para la correcta solución del sistema.

Por último, hace falta imponer unas condiciones iniciales cercanas a la solución final que aseguren que no diverge la solución. Para ello se propone resolver una reacción sin disociación en la que aparezcan las incógnitas como

productos:



Que se puede expresar como:



Se parte con un valor inicial aproximado de χ_f . Esta expresión es válida únicamente para dosados menores o iguales al estequiométrico.

$$\chi_{f,0} = \frac{1}{\frac{b}{4} + c + 2d} \quad (7.27)$$

Y a partir de este valor se obtienen el resto de valores iniciales.

$$\chi_{O_2,0} = \frac{\frac{0,21}{F_r} - a - \frac{b}{4}}{\frac{1}{F_r} + \frac{b}{4}} \quad (7.28)$$

$$\chi_{CO,0} = \frac{a\chi_{f,0}}{1 + K_{p3} P^{0,5} \chi_{O_2}^{0,5}} \quad (7.29)$$

$$\chi_{H_2O,0} = \frac{0,5b\chi_{f,0}}{1 + K_{p4} P^{0,5} \chi_{O_2,0}^{0,5}} \quad (7.30)$$

$$\chi_{N_2,0} = \chi_{f,0} \frac{0,79}{F_r} \quad (7.31)$$

Con estos valores iniciales de las incógnitas a resolver se inicializa el *solver* para obtener la solución real. Una vez obtenida solo hay que obtener el resto de las fracciones molares a partir de las relaciones de disociación, en las que las constantes de disociación K_p se obtienen de las tablas JANAF tal y como se expone en la sección A.5.1. Por último, una vez se tienen las fracciones molares, y el número de moles de combustible necesarios para obtener un mol de productos, se puede obtener el número de moles totales de cada especie en los productos producida al quemar n_f moles de combustible con una simple multiplicación.

7.3.4. Liberación de calor

El objetivo principal de calcular toda la reacción química ya no es solo controlar las misiones de ciertas especies, sino obtener la liberación de calor

producida en la reacción, ya que es una reacción exotérmica y libera calor hacia el resto de la mezcla, haciendo que aumente la temperatura.

La obtención del calor total liberado se obtiene como un balance entre las entalpías de formación de las especies en productos y en reactivos, es decir, cuanto calor se libera al formar los productos (j) menos el calor necesario para deshacer los enlaces de los reactivos (i):

$$Q_{ch} = \sum_j n_j h_j^0 - \sum_i n_i h_i^0 \quad (7.32)$$

Las entalpías de formación de las especies dependen de la temperatura y presión del medio, y se han obtenido de diferentes fuentes. En la sección A.5.1 se pueden encontrar dichas fuentes y correcciones aplicadas.

7.4. Pérdidas de Calor

La transmisión de calor es uno de los principales problemas a tratar en un MCIA. Parte de la energía del fluido en el interior del cilindro se transmite por la camisa del cilindro, haciendo que aumente la temperatura de los componentes del motor, y en ocasiones llevándolo hasta el fallo mecánico por estrés térmico. En este caso ese no es el problema que se debe tratar, ya que solo sea ejecuta un ciclo y no da tiempo a que se genere ni se transmita tanta energía. Aun así, la transmisión de calor está presente de forma significativa, haciendo que la hipótesis de volumen adiabático quede lejos de la realidad. Esta transmisión de calor hace que la temperatura del fluido sea mucho menor de lo que se esperaría asumiendo una expansión o compresión adiabática asumiendo gas ideal. Esto implica que la energía disponible para realizar trabajo sobre el pistón es menor, y por tanto la transmisión de calor afecta de forma directa a la eficiencia y potencia del proceso.

Durante el ensayo, así como en un motor real, se pueden encontrar varias fuentes de transmisión de calor. En este trabajo solo se les da importancia a la transmisión por convección con las paredes del cilindro, la evaporación del combustible líquido durante la inyección y el efecto del *knock*, que cuando aparece altera la capa límite térmica y hace que la transmisión de calor hacia las paredes aumente considerablemente.

7.4.1. Pérdidas de calor en la cámara principal

El problema de la transmisión de calor en el cilindro es complejo, no solo por la termofluidodinámica detrás del proceso, sino por la gran variabilidad temporal y espacial que presenta, pasando de valores prácticamente nulos cuando el pistón se encuentra en el BDC, hasta decenas de [MW/m²] alrededor del TDC en unos pocos milisegundos.

De los tres mecanismos de transmisión de calor, conducción, convección y radiación, el de radiación es despreciable por las relativamente bajas temperaturas y la poca eficiencia del proceso, y el mecanismo de conducción pierde relevancia en comparación con el de convección conforme aumentan las velocidades del flujo en el interior del cilindro. Por eso, desde los años 60 las investigaciones en este campo se centran en modelar de forma cada vez más precisa el mecanismo de la convección, concretamente el coeficiente de película (h).

$$\dot{Q}_{cond} = k_{th}\Delta T A \quad (7.33)$$

$$\dot{Q}_{conv} = h\Delta T A \quad (7.34)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma\Delta(T^4)A \quad (7.35)$$

Los modelos desarrollados para calcular el coeficiente de película se pueden clasificar en tres grupos: promediados globales, instantáneos globales, unizonal/multi-zonal y uno-dimensional/multi-dimensional. En este análisis 0D el campo de mayor interés y viabilidad es el de los modelos globales instantáneos.

Los modelos más utilizados suelen ser modelos empíricos desarrollados a partir de la fórmula 7.36 basándose en el análisis dimensional de la ecuación de la energía [49].

$$Nu = aRe^m \quad (7.36)$$

Al sustituir Nu y Re por las propiedades físicas que los definen, se obtiene una expresión genérica para el coeficiente de película.

$$h(t) = \alpha L(t)^{m-1} \frac{k_{th}}{\mu^m} P(t)^m T(t)^{-m} v(t)^m \quad (7.37)$$

Donde:

α : parámetro a ajustar en función de la geometría.

L : dimensión característica.
 k_{th} : conductividad del cilindro.
 μ : viscosidad del fluido.
 P : presión en el interior del cilindro.
 T : temperatura del fluido.
 v : velocidad característica.

A partir de esta expresión, diversos autores han ajustado y modificado esta expresión bajo diferentes condiciones, geometrías y rangos de operación. Entre los modelos más extendidos se encuentran las correlaciones de Nusselt (1923), Briling (1935), Eichelberg (1939), Sitkei (1962), Annand (1963) o Hohennberg (1979) entre muchos otros [50]. De entre todos ellos se destacan la correlación de Woschni (1967) para motores diésel y la correlación de Bargende (1991) para motores gasolina.

En este trabajo, en el caso de la cámara principal se aplica la correlación de Woschni [51], que aunque se desarrollara para motores diésel, también presenta resultados más que aceptables al aplicarse en motores gasolina, y en el caso del motor TJI, la combustión en la cámara principal, como se comentará mas adelante, al realizarse de forma más distribuida en la cámara de combustión se asemeja mucho a la combustión de un motor diésel. Por ese motivo se ha decidido aplicar dicho modelo, que expresa el coeficiente de película como:

$$h_W(t) = \alpha_W D_p^{-0,2} P(t)^{0,8} T(t)^{-0,53} w(t)^{0,8} \quad (7.38)$$

Donde el factor de escala α_W toma el valor de 0.013, y la velocidad característica se expresa de forma que contemple tanto el efecto del pistón en movimiento como el efecto de la turbulencia generada por la combustión:

$$w(t) = C_1 c_m + C_2 \frac{V_D T(0)}{P(0) V(0)} (P(t) - P_{mot}(t)) \quad (7.39)$$

Donde V_D es el volumen total desplazado y las constantes C_1 y C_2 toman los siguientes valores:

Tabla 7.1: Constantes del modelo de Woschni

	C_1	C_2
Admisión / Escape	$6,18 + 0,417 \frac{v(t)}{c_m}$	0
Compresión	$2,28 + 0,308 \frac{v(t)}{c_m}$	0
Combustión / Expansión	$2,28 + 0,308 \frac{v(t)}{c_m}$	$3,24 \cdot 10^{-3}$

Donde v es la velocidad instantánea del pistón y c_m la velocidad media del pistón.

Por tanto, el flujo de calor transmitido se expresa como:

$$\dot{Q}_{conv}(t) = h_W(t)(T(t) - T_p)A \quad (7.40)$$

Siendo A el área de transmisión de calor, calculada como el área instantánea de la camisa del cilindro y las superficies de la culata y el pistón, y T_p la temperatura de la pared del cilindro, estimada como la media entre la temperatura de la culata y la del pistón.

7.4.2. Pérdidas de calor en la pre-cámara

En la pre-cámara la situación es algo distinta en comparación con la cámara principal. La combustión tiene lugar cerca de la bujía, en un entorno a volumen constante, y en el que la velocidad característica está gobernada por la turbulencia generada durante la transferencia de masa. Por este motivo se ha decidido utilizar la correlación de Bargende [52], modificada y alimentada por un modelo de turbulencia 0D [53]. Dicho modelo solo se ha desarrollado en el artículo para la fase de compresión. En este trabajo se ha desarrollado y completado para tener en cuenta la inyección de combustible y la fase combustión.

Comenzando con la correlación de Bargende, esta expresa el coeficiente de película de forma similar a la expresión de Woschni, pero en presencia de combustión requiere de un modelo de dos zonas para utilizar la temperatura de quemados y la temperatura de mezcla sin quemar. Para no desarrollar un modelo de dos zona exclusivamente para la pre-cámara, se utilizan las condiciones del ensayo equivalente en arrastre tal y como se explica a conti-

nuación:

$$h_B(t) = \alpha_B V(t)^{-0,073} P(t)^{0,78} T(t)^{-0,477} w(t)^{0,78} \Delta \quad (7.41)$$

Donde la constante geométrica α_B toma el valor de 0.02535 y velocidad característica incluye el efecto de la turbulencia con la siguiente expresión:

$$w(t) = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{8}{3} k + u_p^2} \quad (7.42)$$

Y el término de combustión se expresa como:

$$\Delta = ([A] + [B])^2 \quad (7.43)$$

$$[A] = Y_b(t) \frac{T_b(t) T_b(t) - T_w}{T_g(t) T_g(t) - T_w} \quad (7.44)$$

$$[B] = (1 - Y_b(t)) \frac{T_u(t) T_u(t) - T_w}{T_g(t) T_g(t) - T_w} \quad (7.45)$$

Siendo T_b la temperatura de la mezcla quemada y T_u la temperatura de la mezcla sin quemar, T_g la temperatura media entre ambas y T_w la temperatura de la pared del cilindro.

Esta correlación se modifica de la siguiente manera para no tener que desarrollar un modelo de dos zonas utilizando las condiciones en arrastre:

$$T_u = T_{mot} \quad (7.46)$$

$$T_g = \frac{T + T_{mot}}{2} \quad (7.47)$$

Para incluir el efecto de todos los orificios en la velocidad característica, así como la influencia de la turbulencia media, se corrige la velocidad característica con dos constantes a ajustar, y el aporte del flujo a través de los orificios solo se tiene en cuenta cuando es entrante en la pre-cámara.

$$w(t) = \frac{1}{2} \sqrt{C_k \frac{8}{3} k + C_u u_{noz,in}^2} \quad (7.48)$$

La expresión del flujo de calor a través de las paredes de la pre-cámara tomaría la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{conv,prec}(t) = h_B(t) (T_{prec}(t) - T_i) A_{prec} \quad (7.49)$$

Donde T_i es la temperatura de la culata

7.4.2.1. Modelo de Turbulencia

El modelo de turbulencia que alimenta la correlación de Bargende es una versión 0D del clásico modelo $k - \varepsilon$, modificado para convertirlo en un modelo $K - k - \varepsilon$ y en el que se tenga en cuenta la formación de torbellinos [54]. Como primera hipótesis, sin tener información de simulaciones CFD que aporten más información sobre la estructura del flujo en el interior de la pre-cámara, se asume que se forma un pequeño vórtice axial en el centro de la pre-cámara y un segundo vórtice de forma toroidal que lo rodea inducido por la velocidad y ángulo de entrada de los orificios. Bajo estas hipótesis, el modelo de turbulencia se desarrolla de la siguiente manera:

Se comienza definiendo una serie de parámetros que definen la disipación y generación de la turbulencia por fricción con las paredes y viscosidad, de forma que se obtienen una serie de parámetros en equilibrio en las proximidades de la pared. Recordar que los orificios de entrada tienen un cierto ángulo con respecto a la horizontal (ϕ), y que por tanto existe una componente horizontal y otra vertical en la velocidad de entrada del flujo.

$$u_{sw} = u_{noz} \cos(\phi) \quad (7.50)$$

$$u_{cv} = u_{noz} \sin(\phi) \quad (7.51)$$

Para obtener la velocidad de fricción en la pared se hace de a partir del coeficiente de fricción de la siguiente manera:

$$Re_{noz} = \frac{u_{noz,in} D_{noz}}{\nu} \quad (7.52)$$

$$C_f = 0,055 Re_{noz}^{-0,2} \quad (7.53)$$

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho_{prec} u_{sw}^2 \quad (7.54)$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_{prec}}} \quad (7.55)$$

Y los valores de la energía cinética turbulenta (k_{eq}), el grosor de la capa límite (y_{eq}), la difusividad turbulenta (ε_{eq}) y la viscosidad turbulenta ($\nu_{T,eq}$),

todas ellas en equilibrio en la región cercana a la pared, se obtienen con las siguientes expresiones:

$$k_{eq} = u_\tau^2 0,09^{-0,5} \quad (7.56)$$

$$y_{eq} = \frac{\nu}{u_\tau e^{0,41 \frac{u_{sw}}{u_\tau} - 5}} \quad (7.57)$$

$$\varepsilon_{eq} = \frac{u_\tau}{0,41 y_{eq}} \quad (7.58)$$

$$\nu_{T,eq} = C_\mu \frac{k_{eq}^2}{\varepsilon_{eq}} \quad (7.59)$$

Donde C_μ es un parámetro propio del modelo $k - \varepsilon$, y toma el valor de 0.09.

Estos parámetros de turbulencia en la región cercana a la pared son relevantes ya que la relación volumen/área de la pre-cámara es bastante bajo, y por tanto el flujo de turbulencia hacia la pared no es despreciable.

El siguiente paso es modelar el o los torbellinos existentes en la pre-cámara. Estos torbellinos se caracterizan con su momento angular (L), gobernado por la siguiente ecuación.

$$\frac{dL}{dt} = L_{in} - D_L = C_T \sum_i \dot{m}_{in,i} u_{in,i} r_t - L \left(t - \frac{r_{prec}}{u_{cv}} \right) \left(\frac{\sqrt{k}}{r_t} \right) \quad (7.60)$$

En la que r_t representa la macro-escala de los vórtices, que se asume igual al radio de la pre-cámara r_{prec} . El parámetro C_T es un coeficiente de torbellino que se debe ajustar a los datos. El subíndice i hace referencia a cada uno de los orificios de entrada a la pre-cámara. Se ha expresado de esta forma para contemplar el caso en el que haya orificios diferentes.

A partir del momento angular, obtener la velocidad angular es trivial:

$$\omega = \frac{L}{m_{prec} r_t^2} \quad (7.61)$$

También se aprovecha para definir la escala de la pre-cámara como una fracción del diámetro de la pre-cámara. Dicha fracción es un parámetro más del modelo que se debe ajustar.

$$L_{prec} = C_{len} D_{prec} \quad (7.62)$$

Una vez caracterizado el flujo de turbulencia hacia la pared y el momento angular de los torbellinos, se definen los términos fuente de turbulencia y los términos disipativos por fricción.

En los términos fuente se tienen en cuenta la tasa de producción de turbulencia debido al campo de velocidades medio (P_{kl}), la tasa de producción de turbulencia debida a los torbellinos (P_{sw}) y la tasa de producción de disipación debido al campo medio de velocidades (P_ε).

$$P_{kl} = C_\beta \nu_T \frac{2m_{prec}K}{L_{prec}^2} - \frac{2}{3} m_{prec} k \left(\frac{\dot{\rho}_{prec}}{\rho_{prec}} \right) - \frac{2}{3} m_{prec} \nu_T \left(\frac{\dot{\rho}_{prec}}{\rho_{prec}} \right)^2 \quad (7.63)$$

$$P_{sw} = C_{sw} L \left(t - \frac{r_{prec}}{u_{cv}} \right)^2 \frac{\omega}{2} \left(\frac{\sqrt{k}}{r_t} \right) \quad (7.64)$$

$$P_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{k} \left(5,76 C_\beta \nu_T \frac{m_{prec}K}{L_{prec}^2} - 2m_{prec}k \left(\frac{\dot{\rho}_{prec}}{\rho_{prec}} \right) - \frac{2,64}{3} m_{prec} \nu_T \left(\frac{\dot{\rho}_{prec}}{\rho_{prec}} \right)^2 \right) \quad (7.65)$$

Y en los términos de disipación se tiene por un lado el flujo de energía cinética turbulenta hacia la pared ($F_{w,k}$), y por otro, el flujo de disipación turbulenta hacia la pared ($F_{w,\varepsilon}$).

$$F_{w,k} = \rho_{prec} \nu_{T,eq} A_{prec} \frac{k - k_{eq}}{y_{eq}} \quad (7.66)$$

$$F_{w,\varepsilon} = \rho_{prec} \nu_{T,eq} A_{prec} \frac{\varepsilon - \varepsilon_{eq}}{y_{eq}} \quad (7.67)$$

Por último, las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de las variables del modelo, K , k y ε . En estas ecuaciones, además de las modificaciones realizadas en [53], se añaden también los efectos de la inyección de combustible

y el efecto del frente de llama durante la combustión.

$$\frac{d(m_{prec}k)}{dt} = (1 - C_T) \frac{1}{2} \left(a_{in} \sum_i \dot{m}_{in,i} u_{in,i}^2 + C_{inj} \dot{m}_{inj} u_{inj}^2 + C_{comb} \dot{m}_b u_A^2 \right) + k \dot{m}_{out} + P_{sw} + P_{kl} - m_{prec} \varepsilon - F_{w,k} \quad (7.68)$$

$$\frac{d(m_{prec}\varepsilon)}{dt} = (1 - C_T) C_\varepsilon \frac{1}{2} \left(a_{in} \sum_i \frac{\dot{m}_{in,i}}{D_{noz}} u_{in,i}^3 + C_{inj} \frac{\dot{m}_{inj}}{D_{inj}} u_{inj}^3 + C_{comb} \frac{\dot{m}_b}{\delta_L} u_A^3 \right) + \varepsilon \dot{m}_{out} + P_{sw} \frac{\sqrt{k}}{L_{prec}} + P_\varepsilon - 1,92 m_{prec} \frac{\varepsilon^2}{k} - F_{w,\varepsilon} \quad (7.69)$$

$$\frac{d(m_{prec}K)}{dt} = (1 - C_T) \frac{1}{2} \left((1 - a_{in}) \sum_i \dot{m}_{in,i} u_{in,i}^2 + (1 - C_{inj}) \dot{m}_{inj} u_{inj}^2 + (1 - C_{comb}) \dot{m}_b u_A^2 \right) + K \dot{m}_{out} - P_{kl} \quad (7.70)$$

Donde u_A se corresponde con la velocidad de arrastre del frente de llama y δ_L con el espesor del frente de llama, obtenidos según lo expuesto en el apartado A.3.

La inicialización del modelo se debe realizar con valores empíricos de K , k , ε , pero al no disponer con dichos datos, se ha optado por inicializar con valores muy bajo e introducir un bucle de inicialización. Dichos valores iniciales son para todos los casos:

$$k_0 = 0,00055 \quad (7.71) \quad \varepsilon_0 = C_\mu^{4/3} \frac{k_0^{3/2}}{L_{prec}} \quad (7.72) \quad K_0 = 10k_0 \quad (7.73)$$

Al final, en todo el modelo hay un total de 10 parámetros a ajustar en función de los datos experimentales disponibles. En el documento original [53] se indica que el método para ajustar las constantes es alimentar inicialmente el modelo con una simulación CFD que el aporte los datos de las variables turbulentas, ajustar con esos datos las constantes en la correlación del coeficiente de película, y después ajustar el resto de constantes con los datos experimentales.

En este caso, al no contar con una simulación CFD se ha optado por determinar los valores haciendo un barrido en un cierto rango de todos los parámetros hasta alcanzar un óptimo tratando de obtener una liberación de calor

en la pre-cámara simétrica. También se ha propuesto una expresión para el parámetro C_u . Los valores finales obtenidos se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 7.2: Constantes del modelo de Turbulencia

a_{in}	0.43
C_T	0.7
C_{sw}	0.05
C_β	0.8
C_{len}	0.2
C_ε	0.06
C_{inj}	0.5
C_k	1
C_{comb}	0.25
C_u	$\min\left[\left \frac{u_p}{u_{noz}}\right , 0,6\right]$

a_{in} : Fracción de energía cinética entrante que se convierte en turbulencia.

C_T : Coeficiente de torbellino (toroide).

C_{sw} : Coeficiente de torbellino (axial).

C_β : Fracción de turbulencia producida por el campo medio de energía cinética.

C_{len} : Relación de escala.

C_ε : Fracción de energía entrante que se convierte en disipación.

C_{inj} : Fracción de energía cinética de la inyección que se convierte en turbulencia.

C_{comb} : Fracción de energía cinética del frente de llama que se convierte en turbulencia.

C_k : Parámetro de ajuste de la ecuación de Bargende para ajustar la relevancia de la energía cinética turbulenta en la velocidad característica.

C_u : Parámetro de ajuste de la ecuación de Bargende para ajustar la relevancia de la velocidad del flujo entrante en la velocidad característica.

Para terminar, recordar que se puede obtener la velocidad media de la pre-cámara a partir de las energías cinéticas:

$$K = \frac{1}{2}u^2 \quad (7.74)$$

$$k = \frac{3}{2}u'^2 \quad (7.75)$$

7.4.3. Pérdidas de calor por *Knock*

El efecto del *knock* en las pérdidas de calor es muy importante. La interacción que tienen las fuertes oscilaciones de presión con la capa límite térmica hacen que ese mecanismo de protección térmica sea perturbado, haciendo que la transmisión de calor hacia las paredes aumente drásticamente en función de la intensidad de las oscilaciones. El primer paso al tratar este tema es analizar las oscilaciones de presión y discernir cuando son oscilaciones propias de la combustión y cuando se trata de *knock*. Dicho análisis es algo muy difícil debido al carácter complejo y aleatorio el fenómeno en sí, pero la mayoría de autores se ponen de acuerdo en seguir los siguientes pasos [55]:

En primer lugar se filtra la señal bruta de presión con un filtro paso-banda a altas frecuencias, normalmente entre 4 y 20 [kHz] de acuerdo a la literatura. De esta forma se elimina la señal de presión media y solo se analizan las oscilaciones en sí. En este trabajo se ha decidido utilizar la estimación de Parks-McClellan para diseñar el filtro paso-banda más adecuado para cada caso.

El siguiente paso es calcular alguno de los parámetros característicos de las oscilaciones: MAPO (*Maximum Amplitude of Pressure Oscillations*), IMPO (*Integral of Modulus of Pressure Oscillations*), IMPG (*Integral of Modulus of Pressure Gradient*), DKI (*Dimensionless Knock Indicator*), KI20 o KIM (*Knock Intensity of MAHLE*).

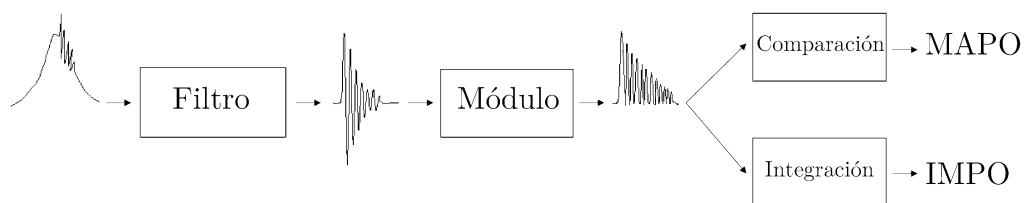


Figura 7.1: Análisis del *Knock*

De todos ellos, los más comunes y más evaluados son MAPO, IMPO y IMPG debido a que permiten comparaciones y evaluaciones de diferentes ensayos de forma más sencilla e intuitiva. En este trabajo solo se utiliza el MAPO como indicador de la intensidad de las oscilaciones, ya que muestra una clara

relación con el dosado. La expresión de dicho parámetro es:

$$MAPO = \max \left(|\hat{P}| \right) \quad (7.76)$$

Este mismo parámetro se utiliza como criterio para aplicar una corrección sobre el coeficiente de película para tener en cuenta el efecto del *knock* en la transmisión de calor. Esta corrección solo se aplica en la cámara principal, donde realmente pueden aparecer unos *End Gas* que se autoenciendan y produzcan este fenómeno. En el caso de la pre-cámara, al haber un frente de llama que se propaga desde un punto en la cara de la culata hacia los orificios, en caso de que hubiera posibilidad de que apareciera el *knock*, al ir saliendo masa por los orificios nunca se podría dar el caso en el que realmente apareciera el fenómeno del *knock*.

El criterio seleccionado ha sido que a partir de un $MAPO \geq 2$, las oscilaciones de presión son suficientemente intensas como para comenzar a interactuar con la capa límite.

La corrección del coeficiente de película propuesta por T. Tsurushima et al. [56] consiste en corregir el coeficiente de película obtenido a partir de otra correlación por un factor que incluye la derivada temporal de la presión bruta sin filtrar. De esta manera se incluye el efecto de los gradientes de presión de forma directa. En su artículo exponen que la metodología pasa por tomar solo los valores positivos de las oscilaciones. En resumidas cuentas, eso es lo mismo que multiplicar por la derivada temporal de \hat{p} . La corrección completa del coeficiente de película queda como:

$$h^* = h \left(1 + \frac{1}{C_{knock}} \left| \frac{d\hat{P}}{dt} \right| \right) \quad (7.77)$$

En este trabajo se ha modificado ligeramente esta corrección. En lugar de corregir el coeficiente de película sin *knock*, se obtiene el término correspondiente a las pérdidas debidas al *knock*, y en lugar de asumir una dependencia lineal, se añade un exponente adicional, que junto con el parámetro C_{knock} hace un total de dos parámetros a ajustar. Además, para evitar comportamientos erráticos de las variables, en lugar de utilizar la señal bruta de la derivada temporal de la presión, lo que se hace es realizar un promediado móvil de la señal de $\left| \frac{d\hat{p}}{dt} \right|$ para asegurar un comportamiento más uniforme. Con esta corrección la expresión del coeficiente de película que recoge únicamente los efectos del *knocking* queda como:

$$h_K = h_W \left(\frac{1}{C_{knock}} \left| \frac{d\hat{P}}{dt} \right| \right)^\beta \quad (7.78)$$

Y la pérdidas de calor debidas al efecto del *knock*:

$$\dot{Q}_{knock}(t) = h_K(t)(T(t) - T_p)A \quad (7.79)$$

De los dos parámetros a ajustar, la constante C_{knock} no es una constante general, y depende de variables como la posición del sensor de presión o la frecuencia de muestreo (que en este caso es de 1 [MHz]), por eso requiere un ajuste lo más preciso posible y que se realice un ajuste cada vez que se modifique la geometría o la distribución de los elementos. Una vez ajustados los parámetros, dichas constantes toman el valor de:

Tabla 7.3: Constantes del modelo de Knock

C_{knock}	$4,5 \cdot 10^4$ [bar/s]
β	0.8

7.5. Evolución Termodinámica

La obtención de una expresión que permita obtener la evolución temporal de la temperatura en cada uno de los volúmenes parte del primer principio de la termodinámica, que establece que el cambio de energía interna en el sistema es igual al trabajo realizado mas la energía aportada, independientemente del proceso seguido. La formulación de este principio para un sistema abierto en el que puede entrar o salir masa (con su correspondiente energía) se puede expresar de forma diferencial como:

$$dU = \dot{Q} + dW + \dot{n}\theta \quad (7.80)$$

Siendo θ la energía por unidad de masa que acompaña a la masa entrante o saliente.

Para un gas ideal, la energía interna se expresa como:

$$dU = nC_v dT \quad (7.81)$$

$$\theta = C_v T \quad (7.82)$$

Y el trabajo en un proceso termodinámico se plantea como:

$$dW = PdV \quad (7.83)$$

Sustituyendo en la ecuación original y aplicando el criterio de signos, se obtiene:

$$nC_v dT = \dot{Q} - pdV + \dot{m}C_v T \quad (7.84)$$

Teniendo en cuenta que el aporte de calor es realmente la pérdida de calor y la parte de la combustión, de acuerdo al criterio de signos, el término fuente de calor se escribe como:

$$\dot{Q} = -\dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{knock} - \dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{ch} = -\dot{Q}_{loss} - \dot{Q}_{ch} \quad (7.85)$$

El signo negativo del aporte de calor de la combustión está de acuerdo al criterio de que una reacción exotérmica tiene un balance energético negativo.

Teniendo todo esto en cuenta, se puede despejar y obtener una ecuación genérica que describa la evolución temporal de la temperatura:

$$\frac{dT}{dt} = -\frac{\dot{Q}_{loss}}{mC_v} PM - \frac{\dot{Q}_{ch}}{mC_v} PM - \frac{P}{mC_v} PM \frac{dV}{dt} + \frac{T}{m} \frac{dm}{dt} \quad (7.86)$$

Al particularizar esta ecuación a ambos volúmenes, y considerando que el flujo másico se trata en valor absoluto, se obtienen las siguientes ecuaciones:

Cámara principal. $P_{main} > P_{prec}$.

$$\begin{aligned} \frac{dT_{main}}{dt} = & -\frac{\dot{Q}_{loss,main}}{m_{main}C_{v,main}} PM_{main} - \frac{\dot{Q}_{ch,main}}{m_{main}C_{v,main}} PM_{main} - \\ & - \frac{P_{main}}{m_{main}C_{v,main}} PM_{main} \frac{dV_{main}}{dt} - \frac{T_{main}}{m_{main}} \frac{dm}{dt} \end{aligned} \quad (7.87)$$

Cámara principal. $P_{main} < P_{prec}$.

$$\begin{aligned} \frac{dT_{main}}{dt} = & -\frac{\dot{Q}_{loss,main}}{m_{main}C_{v,main}} PM_{main} - \frac{\dot{Q}_{ch,main}}{m_{main}C_{v,main}} PM_{main} - \\ & - \frac{P_{main}}{m_{main}C_{v,main}} PM_{main} \frac{dV_{main}}{dt} + \frac{T_{prec}}{m_{main}} \frac{dm}{dt} \end{aligned} \quad (7.88)$$

Pre-cámara. $P_{main} > P_{prec}$.

$$\frac{dT_{prec}}{dt} = -\frac{\dot{Q}_{loss,prec}}{m_{prec}C_{v,prec}} PM_{prec} - \frac{\dot{Q}_{ch,prec}}{m_{prec}C_{v,prec}} PM_{prec} + \frac{T_{main}}{m_{prec}} \frac{dm}{dt} \quad (7.89)$$

Pre-cámara. $P_{main} < P_{prec}$.

$$\frac{dT_{prec}}{dt} = -\frac{\dot{Q}_{loss,prec}}{m_{prec}C_{v,prec}} PM_{prec} - \frac{\dot{Q}_{ch,prec}}{m_{prec}C_{v,prec}} PM_{prec} - \frac{T_{prec}}{m_{prec}} \frac{dm}{dt} \quad (7.90)$$

En anteriores secciones se ha hecho mención al hecho de que las condiciones en arrastre pueden o bien tomarse de otro ensayo sin combustión o bien se pueden calcular. En este trabajo se modela la evolución de la presión sin presencia de combustión a partir del instante en el que tiene inicio la combustión según los criterios empleados. Para obtener dicho modelo se parte de las ecuaciones de los gases ideales y la conservación de la masa, y se realiza la derivada temporal:

$$P V = n R T \quad (7.91)$$

$$m = \frac{P V P M}{R T} \quad (7.92)$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V P M}{R T} \frac{dP}{dt} + \frac{P P M}{R T} \frac{dV}{dt} - \frac{P V P M}{R T^2} \frac{dT}{dt} \quad (7.93)$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{R T}{V P M} \frac{dm}{dt} - \frac{P}{V} \frac{dV}{dt} + \frac{P}{T^2} \frac{dT}{dt} \quad (7.94)$$

Particularizando de nuevo esta ecuación general:

Cámara principal. $P_{main} > P_{prec}$.

$$\frac{dP_{main}}{dt} = -\frac{R T_{main}}{V_{main} P M_{main}} \frac{dm}{dt} - \frac{P_{main}}{V_{main}} \frac{dV_{main}}{dt} + \frac{P_{main}}{T_{main}^2} \frac{dT_{main}}{dt} \quad (7.95)$$

Cámara principal. $P_{main} < P_{prec}$.

$$\frac{dP_{main}}{dt} = \frac{R T_{prec}}{V_{main} P M_{main}} \frac{dm}{dt} - \frac{P_{main}}{V_{main}} \frac{dV_{main}}{dt} + \frac{P_{main}}{T_{main}^2} \frac{dT_{main}}{dt} \quad (7.96)$$

Pre-cámara. $P_{main} > P_{prec}$.

$$\frac{dP_{prec}}{dt} = \frac{R T_{main}}{V_{prec} P M_{prec}} \frac{dm}{dt} + \frac{P_{prec}}{T_{prec}^2} \frac{dT_{prec}}{dt} \quad (7.97)$$

Pre-cámara. $P_{main} < P_{prec}$.

$$\frac{dP_{prec}}{dt} = -\frac{R T_{prec}}{V_{prec} P M_{prec}} \frac{dm}{dt} + \frac{P_{prec}}{T_{prec}^2} \frac{dT_{prec}}{dt} \quad (7.98)$$

7.6. Liberación de Calor

La liberación de calor total durante la combustión se puede obtener a partir del primer principio de la termodinámica, obteniendo la tasa de liberación de calor, también conocido como $dFQL$. Dicha liberación de calor durante la combustión se puede expresar como una función de parámetros como la presión y el volumen. Para encontrar dicha expresión partimos del primer principio de la termodinámica y la ecuación de los gases ideales.

Se define el primer principio de la termodinámica para un sistema abierto:

$$dU = \dot{Q} + dW + \dot{n}\theta \quad (7.99)$$

El trabajo termodinámico se reescribe como:

$$dU = \dot{Q} - PdV + \dot{n}\theta \quad (7.100)$$

Para un gas ideal, la energía interna se expresa como:

$$dU = nC_v dT \quad (7.101)$$

$$\theta = C_v T \quad (7.102)$$

Que al desarrollarlo un poco más en profundidad usando la ecuación de los gases ideales:

$$dU = \frac{C_v}{R} \left(PdV + VdP - \frac{PV}{n} dn \right) = \frac{C_v}{R} (PdV + VdP - RTdn) \quad (7.103)$$

Con lo que queda:

$$\frac{C_v}{R} (PdV + VdP - RTdn) = \dot{Q} - PdV + C_v T dn \quad (7.104)$$

Definiendo el término de calor como:

$$\dot{Q} = dFQL - \dot{Q}_{loss} \quad (7.105)$$

Solo queda despejar y operar. Aplicando la relación de Mayer que establece que $C_p - C_v = R$ y la definición del exponente isentrópico $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$, se organizan los términos, y se obtiene la siguiente definición de la tasa de liberación de calor:

$$dFQL = \frac{\gamma}{\gamma - 1} PdV + \frac{1}{\gamma - 1} VdP + RTdm + \dot{Q}_{loss} \quad (7.106)$$

Donde en el término \dot{Q}_{loss} se recoge la transmisión de calor por convección hacia las paredes, el efecto del *knock* en la transmisión de calor y el calor absorbido durante la evaporación del combustible.

Esta expresión general de la $dFQL$ es aplicable a ambas cámaras de combustión, con sus particularidades individuales, que se pueden deducir del apartado 7.5.

Por último, el calor total liberado, que también es indicativo del rendimiento de la combustión, se obtiene integrando la tasa de liberación de calor:

$$QL = \int dFQL dt \quad (7.107)$$

7.7. Parámetros de Rendimiento y Motor Equivalente

Para poder comparar los resultados obtenidos en los ensayos realizados con la RCEM con resultados de motores reales es interesante tener indicadores que permitan comparar tanto las condiciones de trabajo como los rendimientos del ciclo.

En primer lugar, es importante saber cuanto porcentaje del ciclo del ensayo es comparable con un ciclo en motor. Para ello se simula la trayectoria de un pistón motor cuyo punto muerto superior e inferior coincida con los del ensayo. Para ello se utiliza la expresión que tiene en cuenta el juego biela-manivela de un motor real. Para eso también se necesita conocer la velocidad angular equivalente, o régimen de giro equivalente. A continuación se exponen una serie de relaciones que permiten obtener parámetros equivalentes con los que comparar las condiciones de funcionamiento de un motor.

$$X_{TDC} = \max(X) \quad (7.108)$$

$$rpm = \frac{30}{t_{TDC}} \quad (7.109)$$

$$\omega = rpm \frac{2\pi}{60} \quad (7.110)$$

$$c_m = 2X_{TDC} \frac{rpm}{60} \quad (7.111)$$

El juego biela-manivela se describe con la siguiente ecuación:

$$X_{motor} = r \cos(\omega t) + \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(\omega t)} - \sqrt{l^2 - r^2} \quad (7.112)$$

Donde los parámetros que describen el mecanismo virtual de biela-manivela, r , y l se obtiene a partir de las relaciones de la posición máxima y mínima:

$$X_{motor,max} = X_{TDC} = r + l - \sqrt{l^2 - r^2} \quad (7.113)$$

$$X_{motor,min} = 0 = -r + l - \sqrt{l^2 - r^2} \quad (7.114)$$

Comparando la señal medida de la posición del pistón con la calculada según la ecuación anterior, se considera que el experimento ya no es comparable con un motor cuando la diferencia entre ambas posiciones después del TDC supera 1 [mm].

Los diagramas de indicador, así como el resto de evoluciones temporales de un motor real, se suelen representar en función del ángulo de cigüeñal (CA, *Crank Angle*). El ángulo de cigüeñal equivalente de los ensayos se puede obtener como:

$$\theta_{eq} = \omega (t - t_{TDC}) \frac{180}{\pi} + 360 \quad (7.115)$$

En la lista de parámetros representativos de la potencia del ciclo se han incluido:

$$W = \int P dV \quad (7.116)$$

$$V_D = V_{max} - V_{min} \quad (7.117)$$

$$PMI = mean(P) = \frac{W}{V_D} \quad (7.118)$$

Por último, el rendimiento se ha decidido analizar con el rendimiento del ciclo.

$$\eta_{th} = \frac{QL_{max}}{m_f PCI} \quad (7.119)$$

7.8. Software

Todas las ecuaciones expuestas en este apartado (y los submodelos expuestos en el apéndice A) se han implementado utilizando el software MATLAB con la licencia de estudiante provista por la Universidad Politécnica de Valencia (UPV), con lo que se ha desarrollado el software de post-procesado de los ficheros generados en el ensayo. Con este mismo programa se han generado todas las representaciones de los resultados que se pueden encontrar en el capítulo 8.

Capítulo 8

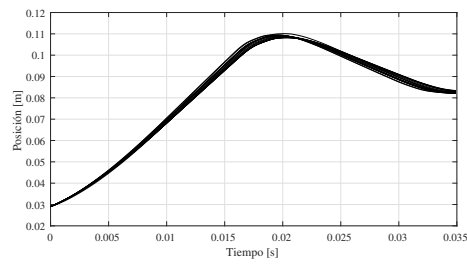
Resultados

8.1. Estudio de repetitividad de los ensayos

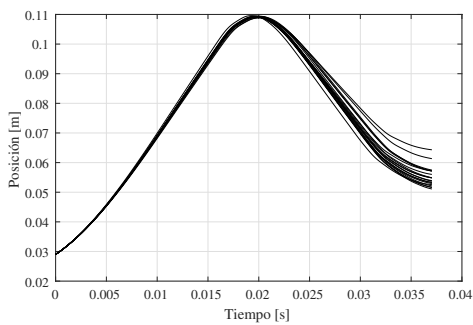
En el funcionamiento de la RCEM, así como en el resto de sistemas, entran en juego múltiples componentes móviles y electrónicos. Cada uno de ellos tiene su propia dispersión de funcionamiento, y es imposible controlar como puede afectar esto a los resultados del ensayo y al rendimiento de la combustión.

El principal inconveniente en comparación con un motor real en este aspecto es el hecho de que el pistón se lanza de forma libre, y aunque esté acoplado a un sistema hidráulico, el movimiento del pistón no es siempre el mismo, al contrario que en un motor en el que el juego mecánico de biela-manivela siempre da la misma trayectoria al pistón.

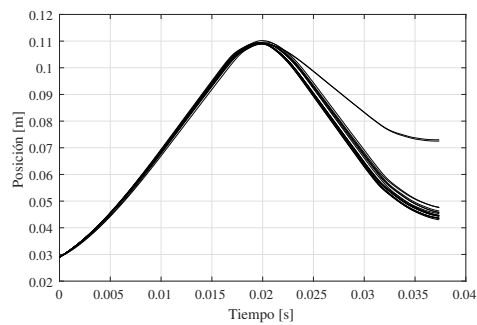
Para observar la dispersión de los diferentes ensayos bajo las mismas condiciones de dosado, se observan tanto la posición del pistón como las presiones de las dos cámaras de combustión.



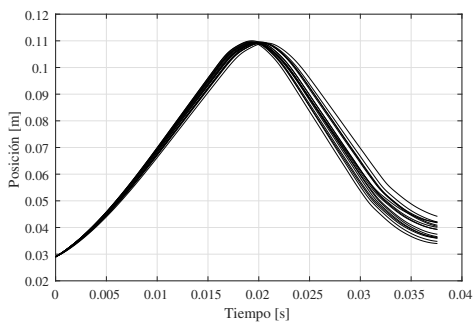
(a) Arrastre



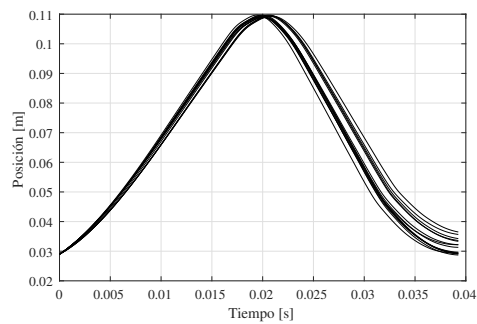
(b) Fr 0.3



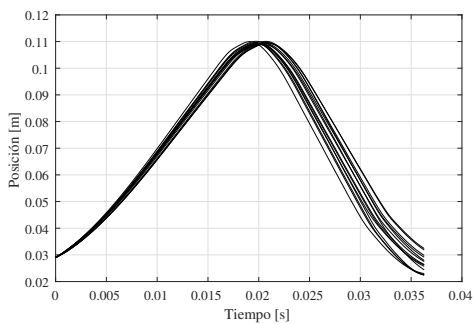
(c) Fr 0.4



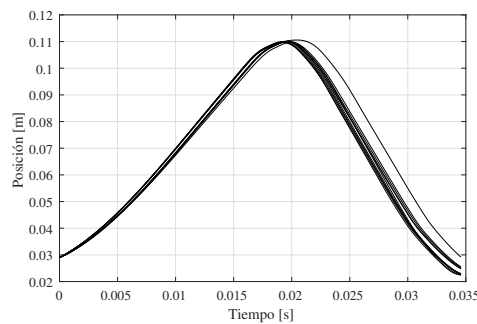
(d) Fr 0.5



(e) Fr 0.6

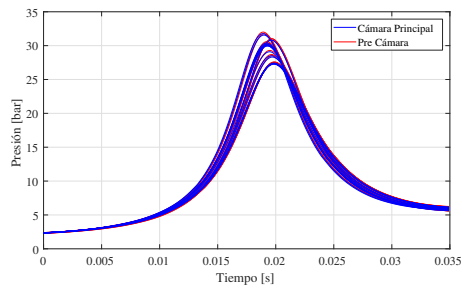


(f) Fr 0.7

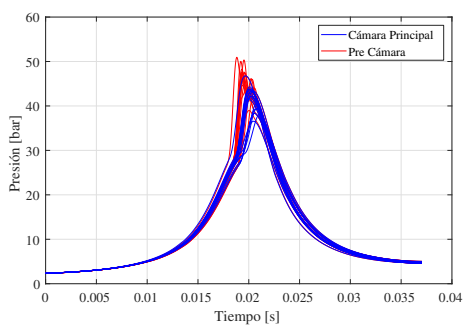


(g) Fr 0.8

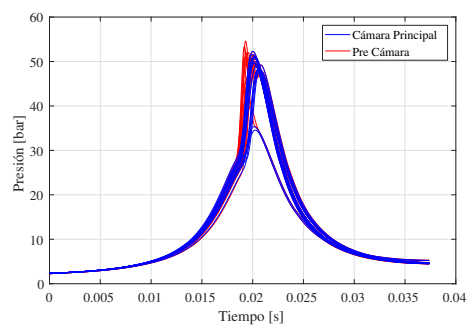
Figura 8.1: Dispersión en la Posición



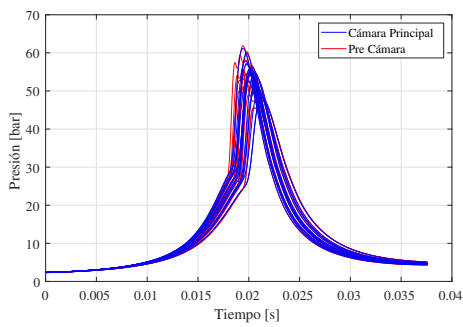
(a) Arrastre



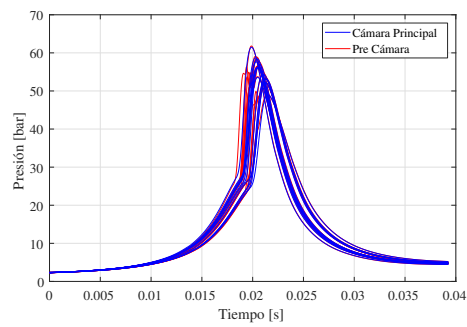
(b) Fr 0.3



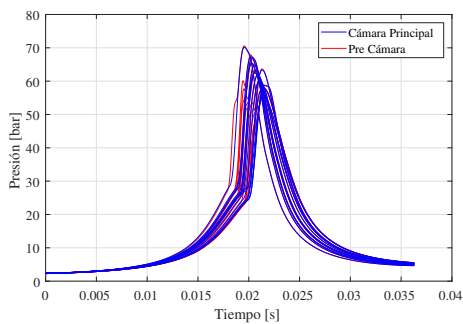
(c) Fr 0.4



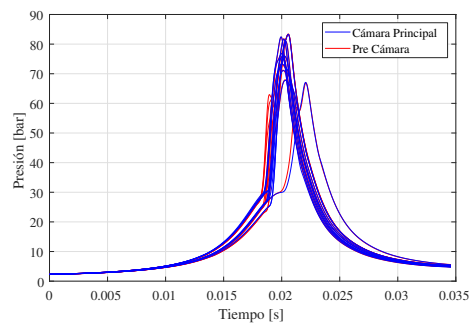
(d) Fr 0.5



(e) Fr 0.6



(f) Fr 0.7



(g) Fr 0.8

Figura 8.2: Dispersión en la Presión

Se puede apreciar claramente como hay una dispersión inherente al sistema de control de la RCEM atendiendo únicamente a los resultados en arrastre. Conforme aumenta la cantidad de combustible, el fenómeno de la combustión se ve más afectado por las pequeñas aleatoriedades de los sistemas, y la dispersión de los resultados aumenta considerablemente. A pesar de esto, las dispersiones encontradas no superan el 5% en torno al punto muerto superior para las señales de posición, independientemente del dosado. En cuanto a las señales de presión, la dispersión es bastante más significativa, pero teniendo en cuenta las pocas variables que se tienen bajo control en cuanto a lo que el proceso de combustión se refiere, siguen siendo resultados aceptables. También hay que tener en cuenta que el funcionamiento de la máquina depende en cierta medida de las condiciones externas, y es imposible evitar la dispersión entre los resultados de diferentes días. Los máximos en la presión son bastante consistentes, con una dispersión máxima de 10 [bar] en el peor de los casos.

Notese que solo se van a analizar datos con combustión con dosado entre 0.3 y 0.8, pues por debajo de esos límites no se pudo llevar a cabo el encendido de la cámara principal y resulta en un ensayo en el que solo ocurre la combustión en la pre-cámara, sin producir trabajo en el pistón. Y por encima de dosado 0.8 el *knock* que aparece es demasiado fuerte como para tratar de llevar a cabo el ensayo con visualización sería demasiado peligroso y el análisis termodinámico que se pudiera realizar no sería suficientemente fiable.

8.2. Resultados

8.2.1. Tendencias

Con el aumento del dosado en la cámara principal algunos parámetros cambian en función de este, como la presión máxima o la temperatura máxima. En este apartado se pretende exponer y analizar brevemente estas tendencias.

Comenzando con las presiones, tanto de la cámara principal como de la pre-cámara, los resultados obtenidos muestran una clara tendencia. En la siguiente figura se muestra un caso representativo de cada una de las configuraciones ensayadas, siendo las líneas continuas las curvas de presión de la cámara principal y las líneas discontinuas las curvas de presión de la pre-cámara. Para ver las curvas independientemente, acudir al anexo C.

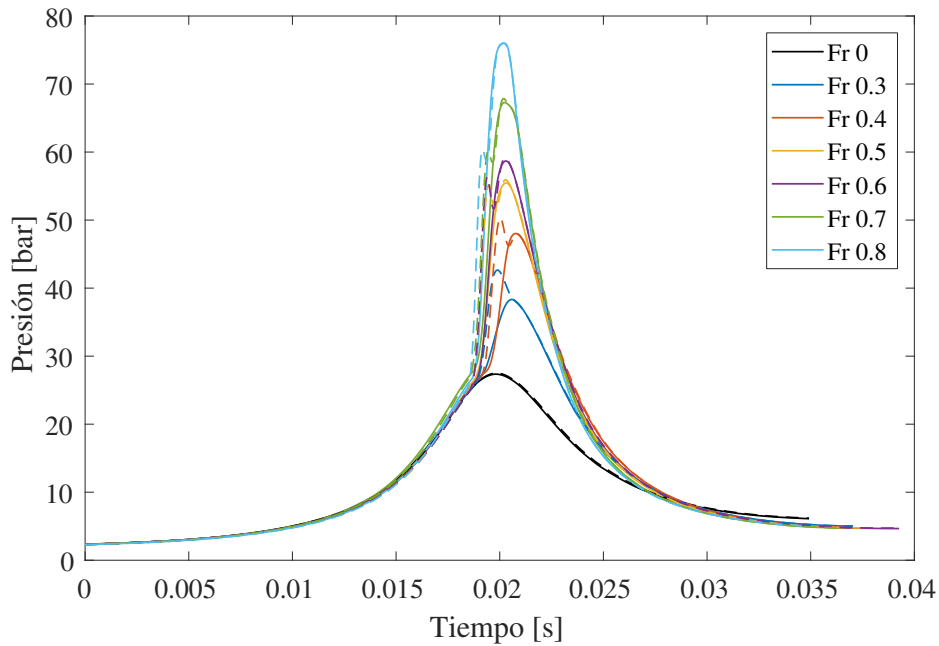


Figura 8.3: Cambios en las curvas de presión con el dosado

Existe una clara dependencia entre las presiones máximas y el dosado, como era de esperar, ya que al aumentar la cantidad de energía disponible y liberada en la combustión, mayor es el aumento de energía en el fluido, que se traduce en mayor presión y mayor temperatura, y por tanto en mayor trabajo realizado.

En el caso de la presión en la pre-cámara la dependencia no es tan clara. En todos los ensayos la combustión en la pre cámara se realiza a dosado prácticamente estequiométrico, con lo que la liberación de energía es esencialmente la misma en todos los ensayos. Existe un factor muy importante del que depende todas las propiedades termodinámicas del fluido en la pre-cámara, y es la cantidad de masa. Al aumentar la presión en la cámara principal alcanza un punto en el que la masa que se fuerza a entrar en la pre-cámara domina las ecuaciones de la energía derivadas en el apartado 7.5, lo que hace que el aumento de presión dependa en mayor medida de la cantidad de masa que de la energía liberada. Esto se puede deducir del hecho de que a dosados bajos las presiones máximas de la pre-cámara son bastante similares y superiores a la presión máxima en la cámara principal, y conforme aumenta la presión en la cámara principal a la liberación de energía en la combustión en la pre-cámara se añade el efecto de la masa entrante. Cuando termina

la combustión en la pre cámara se puede apreciar como ambas señales de presión son casi idénticas. En este momento es cuando solo el balance de masa inducido por la diferencia de presiones entre ambos volúmenes (que a su vez depende casi exclusivamente del movimiento del pistón cuando no hay combustión) domina las propiedades del fluido en la pre-cámara.

El siguiente parámetro de interés para este análisis es la temperatura, en la que se refleja claramente el efecto de la combustión.

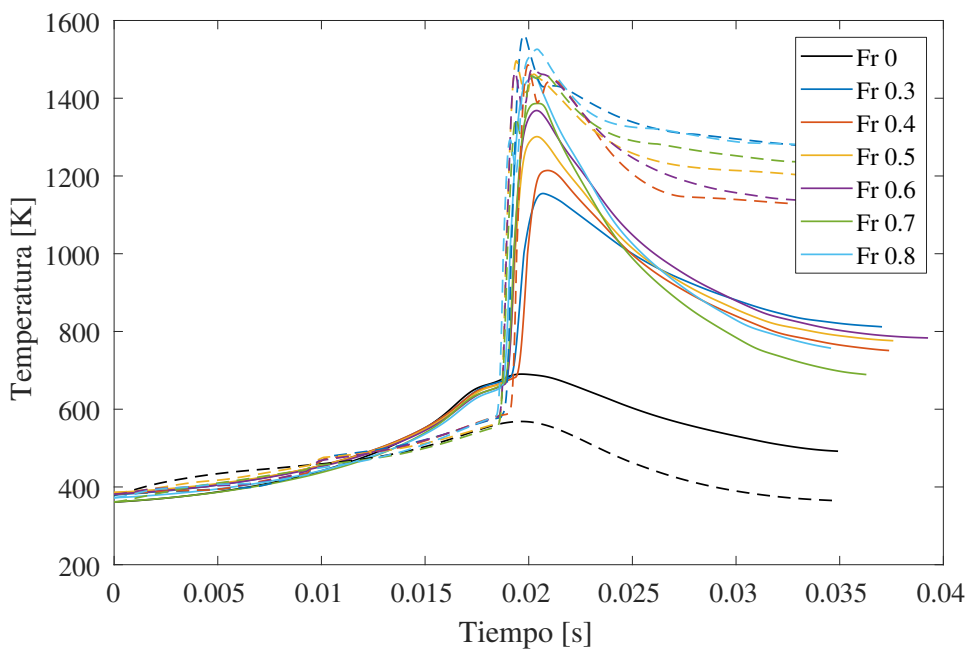


Figura 8.4: Cambios en las curvas de temperatura con el dosado

En los valores máximos de temperatura de la cámara de combustión principal se puede observar la misma dependencia con el dosado que en las presiones, tal y como se ha justificado antes. En el caso de la pre-cámara, las temperaturas máximas son bastante homogéneas y superiores a las de la cámara principal, prueba de que efectivamente la combustión en la pre-cámara se realiza a dosado prácticamente estequiométrico en todos los ensayos. La tendencia durante la expansión depende de la tasa de vaciado de la pre-cámara, y por tanto, de la diferencia de presiones. Esta fase del ensayo queda fuera de la parte comparable con un motor real, y su variabilidad es consecuencia del funcionamiento de la RCEM. En el caso del ensayo en arrastre, en el que no hay combustión en ninguna de las cámaras de combustión, la tendencia de

las temperaturas máximas es justo la opuesta, siendo la temperatura en al pre-cámara considerablemente menor. Esto se debe a que la relación entre área y volumen de la pre cámara es mucho mayor que la de la cámara principal, haciendo que la tasa de transmisión de calor sea mucho mayor.

Debe observarse que las temperaturas máximas alcanzadas no superan los 1600 [K] en los ensayos mostrados (el resto de casos no difieren mucho). Esto ayuda a reducir las emisiones de contaminantes que se producen principalmente a altas temperaturas, como los NO_x .

Un parámetro muy utilizado para describir el funcionamiento de un motor a nivel termodinámico y comparar entre diferentes tipos de motores es la tasa de liberación de calor ($dFQL$). En el caso del motor TJI la tasa de liberación de calor se estudia en ambas cámaras de combustión ya que la combustión en si es diferente para ambos casos.

En primer lugar se analiza la $dFQL$ de la cámara principal.

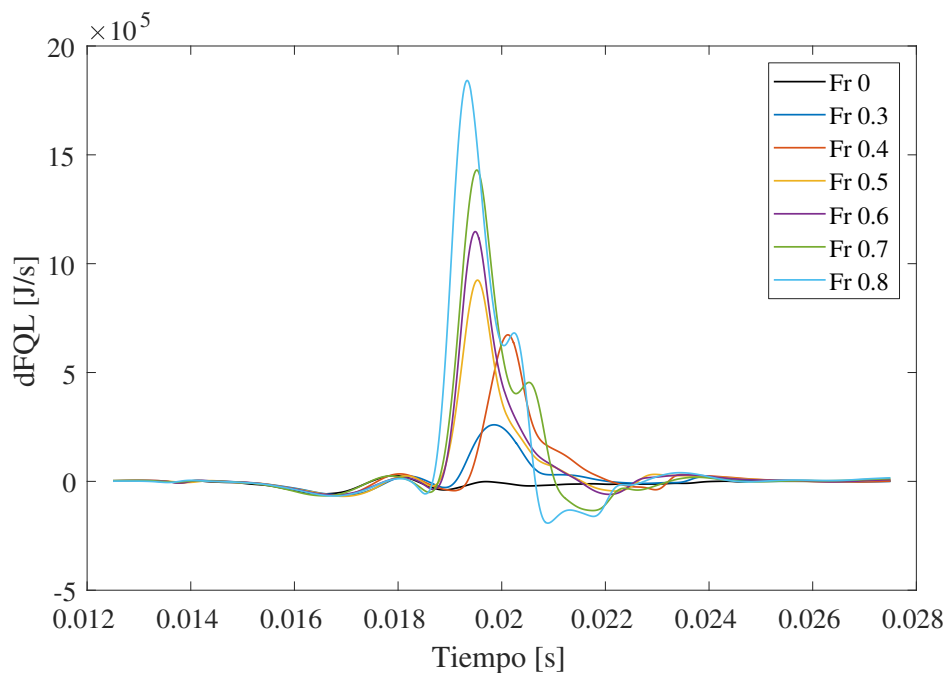


Figura 8.5: Cambios en la liberación de calor con el dosado

Además de la dependencia de los puntos máximos con el dosado que se viene

comentando hasta ahora, el aspecto que más debe llamar la atención de este gráfico es tiempo que se tarda en realizar la completa liberación de calor, apenas unos pocos milisegundos (que equivale a algo menos de 30 grados de ángulo de cigüeñal equivalentes). En comparación con motores gasolina y diésel convencionales (unos 50 grados de cigüeñal en condiciones de operación similares [57] [58]), es una liberación mucho más rápida y alcanza máximos superiores.

Esto se explica teniendo en cuenta el tipo de combustión. En un motor diésel, la primera fase de la combustión es una combustión premezclada que libera una gran cantidad de calor en poco tiempo, pero la segunda fase de la combustión es una combustión por difusión, mucho más lenta, que da una curva de $dFQL$ más homogénea. En el caso de un motor gasolina, el frente de llama avanza a la velocidad que la cantidad de turbulencia generada durante la admisión le permita, pero esta turbulencia se disipa rápidamente y la combustión resulta algo más lenta, que produce una $dFQL$ con máximo claro, pero sin gradientes bruscos de liberación de calor. En el motor TJI se tiene un continuo aporte de turbulencia gracias a los chorros procedentes de la pre-cámara y la velocidad de combustión se dispara consumiendo todo el combustible de forma casi instantánea.

Las repercusiones de esto en el rendimiento del motor se pueden resumir en un aumento de la potencia del motor (aumenta la PMI), y una velocidad de respuesta y capacidad de aceleración muy superiores a las de otros motores, permitiendo alcanzar mayores velocidades de giro del motor.

Queda por explicar el detalle de la pequeña parte negativa en la curva de dosado 0.8. Diversos autores se han encontrado con este fenómeno sin poder dar una justificación clara. Tras analizar los resultados se ha llegado a la conclusión de que hay dos posibles motivos, aunque no son nada definitivos. Podría ser que el efecto del *knock* en las pérdidas de calor se esté subestimando de acuerdo al modelo utilizado, y en tal caso haría falta calibrar las constantes en un rango más amplio de condiciones de operación. El otro motivo que se ha encontrado razonable es el hecho de que en las pérdidas de energía no se tiene en cuenta el efecto de los elementos mecánicos del sistema. Si la liberación de calor es tan rápida que el incremento de presión súbito induce una aceleración en el pistón mayor que la que el sistema hidráulico es capaz de soportar, aparece una resistencia en contra del movimiento del pistón, implicando un consumo de energía que no se está teniendo en cuenta. Esta teoría es consistente con el hecho de que la máxima velocidad del pistón

sucede también en ese intervalo C .

Por último, la $dFQL$ en la pre-cámara.

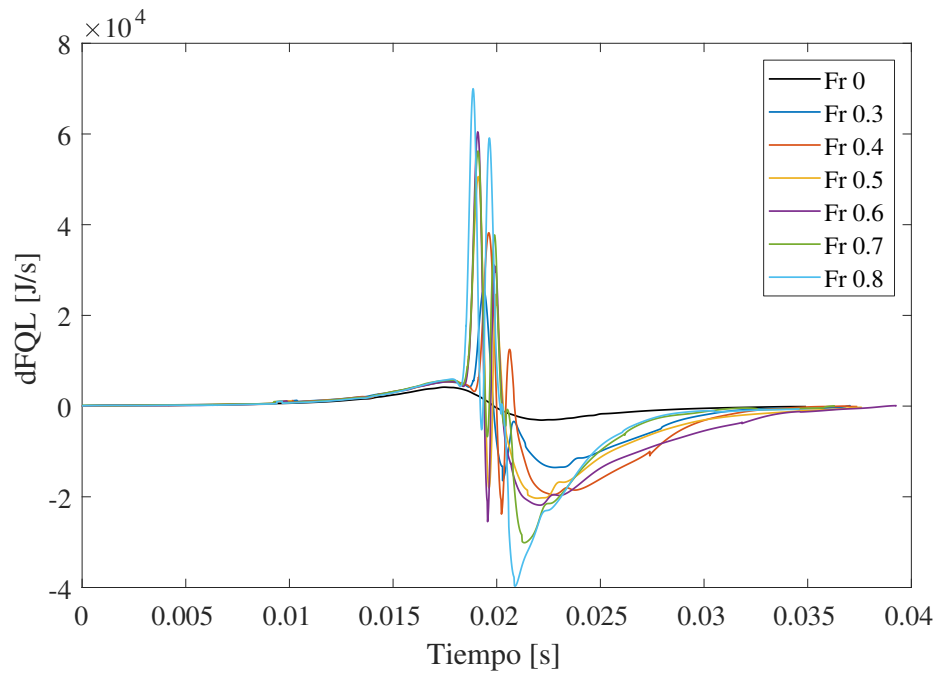


Figura 8.6: Cambios en la liberación calor en la pre-cámara con el dosado

El cambio drástico del orden de magnitud de la $dFQL$ en comparación con la de la cámara principal ya indica que su aporte a la obtención de trabajo en el pistón es despreciable. En la gráfica volvemos a ver poca variabilidad en los picos como tendencia general, síntoma otra vez de que la combustión es muy similar entre ensayos. Además, debido a la gran dependencia con la masa que tiene todas las propiedades en este volumen, aquí aparece el mismo fenómeno, llegando a observar claramente como la liberación de calor es positiva cuando el flujo de masa es entrante y negativa cuando es saliente. En el intervalo en el que se desarrolla el inicio de la combustión se pueden apreciar grandes gradientes en la tasa de liberación de calor. El paso brusco de liberar calor a liberaciones negativas puede afectar negativamente a la combustión, como se concluye en el siguiente apartado.

8.2.2. Fenomenología

La secuencia de fenómenos que tienen lugar en funcionamiento del TJI ensayado es compleja. En esta sección se trata de obtener una idea de los sucesos que tienen lugar y tratar de concluir sus repercusiones en el rendimiento del motor.

Para estudiar los fenómenos que tienen lugar se toma como caso de estudio un ensayo representativo a dosado 0.6. Los fenómenos aquí explicados tienen lugar en todos los ensayos con combustión a menos que se indique lo contrario.

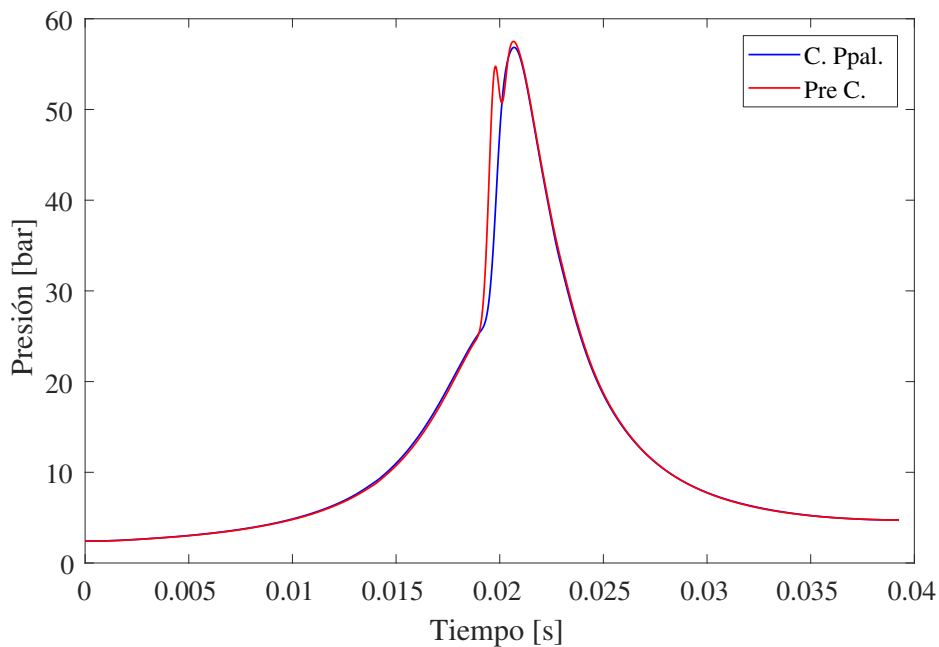


Figura 8.7: Caso representativo de los ensayos realizados

El ensayo comienza con la fase de compresión. El pistón avanza reduciendo el volumen en la cámara principal y haciendo que aumente la presión y la temperatura. Por la diferencia de presión comienza a entrar masa hacia el interior de la pre-cámara, y al ser un volumen constante, aumenta tanto la presión como la temperatura. Durante toda esta fase la presión de la pre-cámara se mantiene inferior a la presión de la cámara principal.

Durante la carrera de compresión es cuando se realiza la inyección en la pre-cámara. En este momento hay poca masa en la pre-cámara y el dosado se dispara muy por encima del estequiométrico. Al seguir entrando mezcla de la cámara principal, en la que hay gran parte de aire, se alcanza dosado cercano al estequiométrico en el momento de la activación de la bujía. Se procura que sea ligeramente rico el dosado para asegurar el encendido de la mezcla y la mayor cantidad de energía liberada posible para asegurar un buen encendido de la cámara principal.

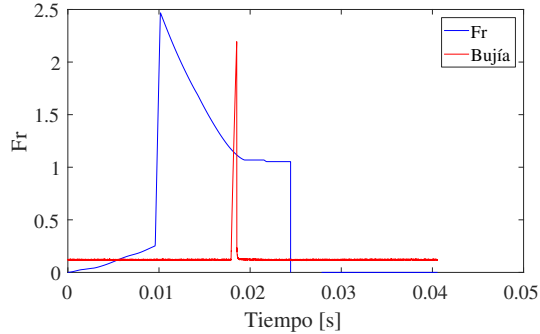


Figura 8.8: Dosado durante el ensayo

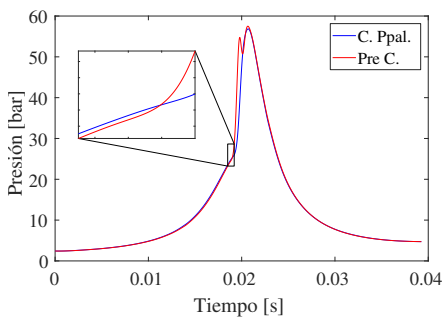


Figura 8.9: Cambios de presión en el encendido

En el momento en el que salta la bujía y comienza la combustión en la pre-cámara se produce un aumento brusco de la presión en la pre-cámara que hace que el flujo de masa se invierta y comienza la eyección de masa desde la pre-cámara, haciendo que se expulsen productos de la combustión que actúan de precursores de la combustión de la mezcla en la cámara principal.

Al haber menor masa de combustible en la pre-cámara e iniciarse más tarde la combustión en la cámara principal, en el momento en el que la liberación de calor en la pre-cámara comienza a decrecer, la liberación de calor de la cámara principal se acerca a su máximo, haciendo que la presión de la cámara principal supere a la de la pre-cámara. Esto hace que masa del volumen principal entre en la pre-cámara cuando está acabando su combustión. En este momento se ha deducido a partir de los datos que pueden suceder dos cosas. La primera, que si en las cercanías de los orificios en el volumen principal no hay suficiente mezcla en combustión, entre mezcla fresca a menor temperatura que extinga la combustión, o al menos la liberación de calor sensible, en la pre-cámara. Este mismo efecto puede suceder si para cuando esto sucede ya se ha consumido todo el com-

bustible de la pre-cámara. En el caso contrario de que la mezcla que entre en la pre-cámara sean productos de la combustión, el combustible sobrante en la pre-cámara se reenciende, avivando la combustión en la pre-cámara dando lugar a una segunda eyección, como es el caso del ensayo que se está estudiando. Este último caso es el más representativo, siendo menos frecuente el primero.

Por último, cuando el pistón comienza la carrera de expansión, la liberación de calor sensible ya es prácticamente despreciable, y el movimiento del pistón el que gobierna la evolución de presión y temperatura, así como la descarga de masa de la pre-cámara (los productos de la combustión restantes en su interior). Durante la carrera de expansión la distribución de presiones es contraria al caso de la carrera de compresión, manteniéndose la presión de la pre-cámara superior a la de la cámara principal.

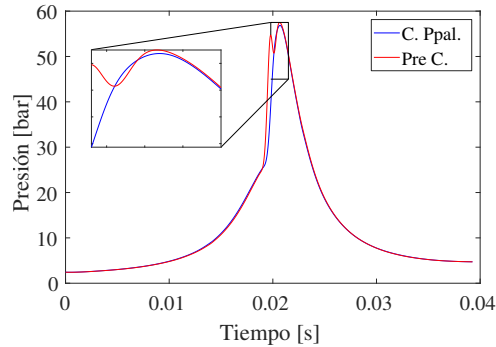


Figura 8.10: Cambios de presión en el TDC

8.2.3. Resultados de visualización

En las imágenes captadas con las técnicas de visualización mencionadas se puede ver claramente este fenómeno de doble eyección desde la pre-cámara también. El poder visualizar dicho fenómeno deducido a partir de las curvas de los sensores indica que las señales obtenidas son consistentes con la realidad y que en el filtrado no se pierde información vital la descripción del fenómeno.

Las imágenes mostradas en la figura 8.12 se han etiquetado temporalmente desde el momento en el que salta la bujía, que es cuando comienza la toma de imagen.

En orden, cada una de las imágenes muestra: momento de la activación de la bujía (a), inicio de la eyección desde la pre-cámara (b), momento de máxima tasa eyección desde la pre-cámara (c), fin de la primera eyección de masa

(d), momento del llenado intermedio (e), inicio de la segunda eyección (f), momento de máxima tasa de la segunda eyección (g), fin de la segunda eyección (h) y final de la visualización de chorros (i). En el apéndice D se puede observar esta misma secuencia con mayor resolución temporal.

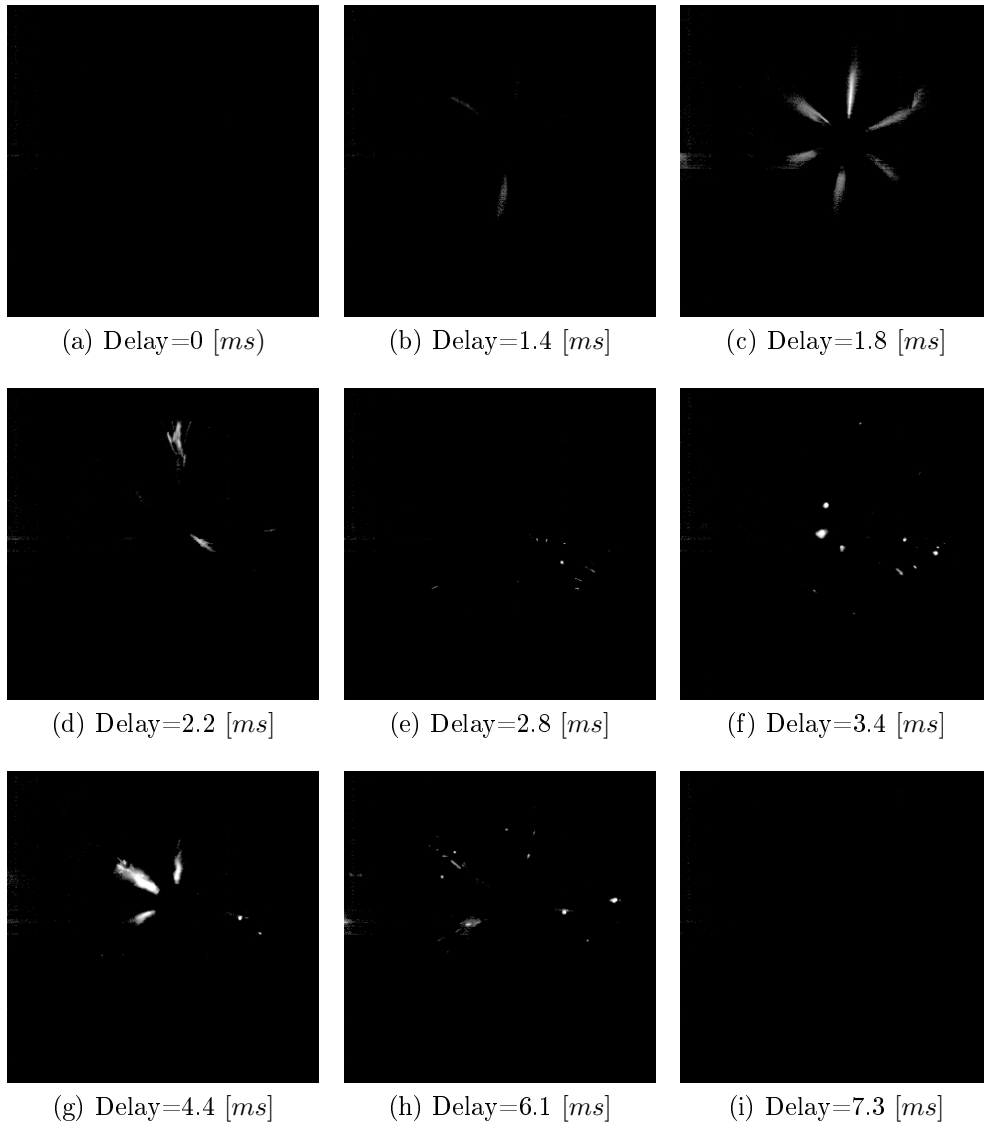


Figura 8.11: Imágenes del TJI con la cámara rápida

En estas imágenes solo se capta la parte del fluido que emite radiación, y solo se puede apreciar las partes de mayor radiación que saturan el sensor y no permiten captar el resto de fenómenos a primera vista. Esto se debe a que

en la imagen, de forma digital se asigna el valor al pixel de mayor intensidad y el resto de pixels se escalan de acuerdo a este. Para poder apreciar los fenómenos en el resto de la cámara de combustión haría falta un procesado digital.

Además, no se puede asumir que todo lo que se ve en la imagen, incluso aunque se aplicara un post-procesado a las imágenes, es mezcla en combustión. Parte de la combustión emite radiación fuera del rango visible. Para poder hacer un análisis profundo de las estructuras durante la combustión hace falta rastrear mejor qué parte de la mezcla está realmente en combustión, y para eso hace falta un intensificador y un filtro para OH^* . En la siguiente figura se compara una imagen tomada con la cámara rápida y con la cámara intensificada.

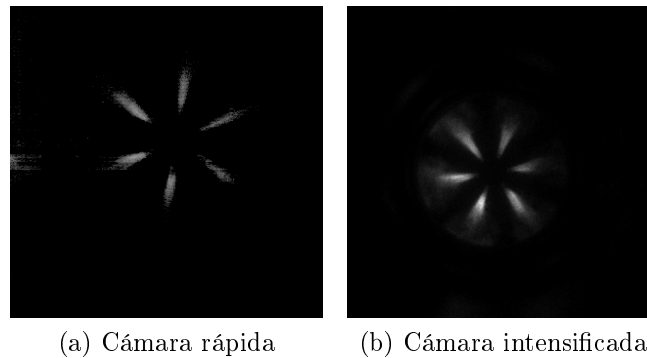


Figura 8.12: Comparación entre tipos de cámara

Se aprecia un aumento de la superficie de la imagen visible bastante clara al observar el precursor de la combustión en cuestión, dejando claro que no toda la combustión es visible.

8.2.4. Rendimiento

Uno de los motivos de este estudio es comprobar la eficiencia y capacidades de esta tecnología. Para ello se evalúan parámetros como el rendimiento indicado equivalente como parámetro representativo de la eficiencia del proceso y la PMI para evaluar las prestaciones.

Para ello se debe conocer antes parámetros relacionados con el punto de operación y trabajo desarrollado, es decir, el régimen de giro y el trabajo total realizado. Debido a la configuración de la RCEM, con una carrera constante y una presión de *Driving Gas* constante, el régimen de giro es prácticamente

constante (salvo por las irregularidades del sistema de control de la RCEM), lo que permite un mejor análisis de la dependencia de los resultados analizados con el dosado y comparar resultados con otros motores, y en el trabajo se observa claramente un aumento casi lineal con el dosado de la mezcla.

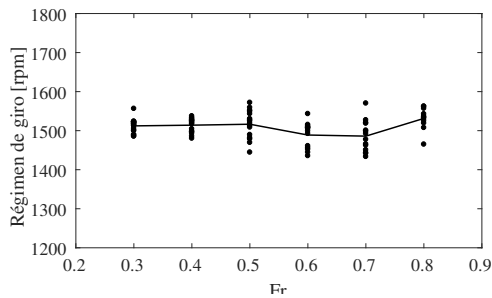


Figura 8.13: Régimen de Giro

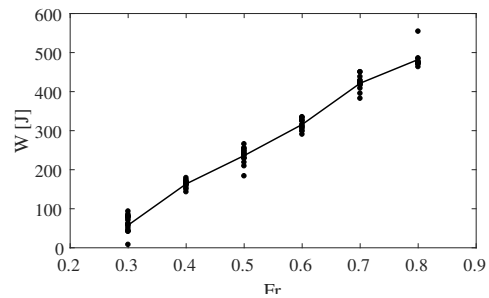


Figura 8.14: Trabajo Obtenido

En el caso del rendimiento térmico se puede apreciar una clara dispersión en los resultados como consecuencia de las incertidumbres que rodean al modelado del proceso de combustión. Aun así los resultados globales son bastante favorables, teniendo en cuenta que ni la geometría ni las configuraciones empleadas se han optimizado con idea de aumentar el rendimiento del proceso sino de poder evaluar correctamente los resultados.

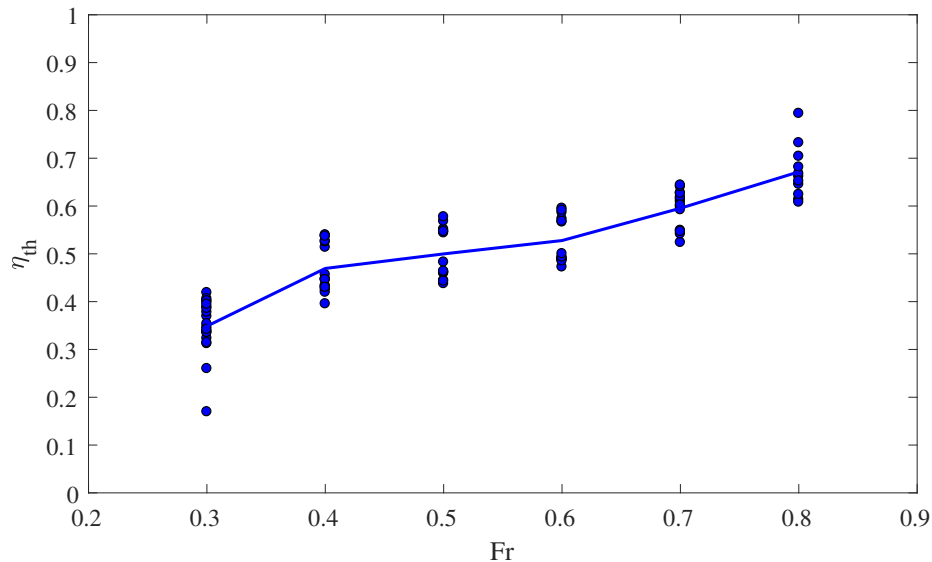


Figura 8.15: Rendimiento Térmico

Los resultados de potencia obtenida muestran que la PMI ronda valores de vehículos de altas prestaciones (los *F1* y los motores 4T sobrealimentados rondan los 16 [bar]) en régimen de giro equivalente muy inferior al habitual.

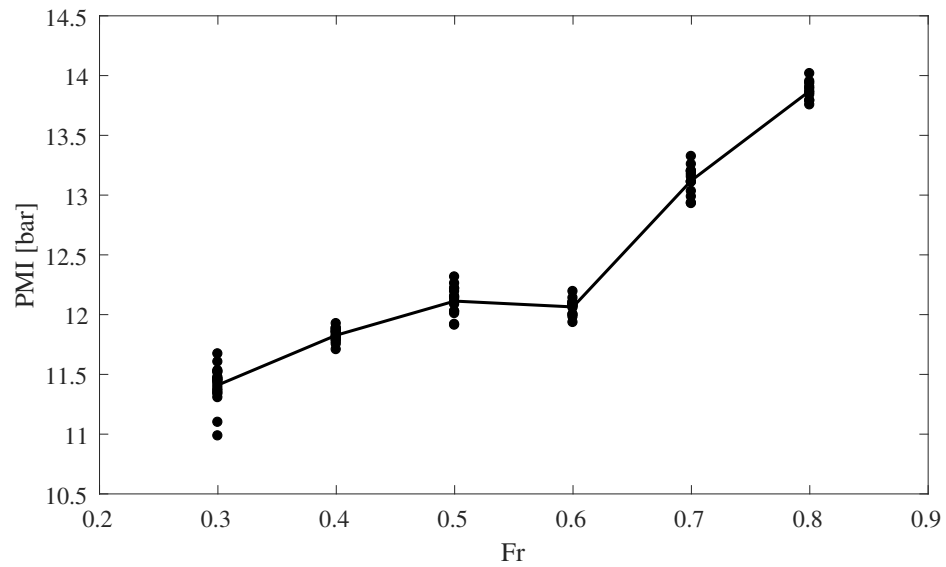


Figura 8.16: PMI

Capítulo 9

Conclusiones

9.1. Conclusiones

A la vista de los resultados obtenidos, se puede considerar que las posibilidades de del TJI, tanto el potencia como emisiones, son prometedoras gracias a los buenos rendimientos, las bajas temperaturas y la capacidad de aceleración que da al motor con las altas velocidad de combustión.

En este trabajo se ha profundizado en el análisis y comprensión de los fenómenos que tienen lugar en el interior de las cámaras de combustión. Sin duda la capacidad de transferencia de masa entre los volúmenes y la distribución de los orificios para asegurar un buen encendido en la pre-cámara y una buena generación de turbulencia en la cámara principal son parámetros dominantes en el rendimiento global del motor. El efecto que tienen los chorros sobre la velocidad de combustión es tan importante que consigue velocidades de combustión casi el doble de rápidas que en motores convencionales, y esto permite que las prestaciones y capacidad de respuesta del motor mejoren de forma significativa.

En los ensayos realizados se ha dado prioridad a la visualización a la hora de elegir la geometría utilizada, y como consecuencia la capacidad de llenado y encendido en la pre-cámara pueden verse afectados negativamente por la distribución y dirección de los orificios. En caso de realizar una optimización de estos parámetros, los resultados en cuanto a eficiencia y rendimiento de la combustión deben mejorar enormemente.

9.2. Viabilidad

Las aplicaciones actuales del motor TJI no pasa de un motor de altas prestaciones en aplicaciones experimentales como los F1. En este tipo de aplicaciones se prima la obtención de potencia antes que el ahorro de consumo. Obviamente, esto demuestra que las posibilidades de esta tecnología en cuanto a prestaciones del motor son reales y destacables.

Pero las capacidades del TJI no se quedan ahí, pueden llegar hasta el campo del ahorro energético. En la actualidad se están llevando a cabo investigaciones sobre la aplicabilidad de esta tecnología en el campo del transporte ferroviario. Con este trabajo se puede llegar a la conclusión de que no solo en los trenes, sino en cualquier aplicación en la que se requieran motores grandes. No solo por el desarrollo de potencia, sino porque en motores grandes los rendimientos de combustión se ven fuertemente afectados cuando se el régimen de giro aumenta porque no hay tiempo suficiente para desarrollar toda a combustión, y esto fuerza que los motores grandes sean más lentos. Con la generación de turbulencia por medio de los chorros se ayuda a propagar y acelerar la combustión, ampliando el rango de operación del motor sin afectar al rendimiento de la combustión.

Pensando en los motores actuales en la automoción civil, que ya no requieren de un aumento de prestaciones, si no de un ahorro de consumo, el TJI presenta una vía de investigación para solucionar este problema, permitiendo la combustión a dosados muy pobres sin afectar a la potencia liberada. Y es más, al trabajar con temperaturas relativamente bajas, las emisiones de productos de la combustión que solo se generan a altas temperaturas, como los NOx , se ataca al problema de la contaminación. Esta capacidad de afectar directamente a las emisiones de CO_2 con un menor consumo, y las emisiones de NOx evitando altas temperaturas, hacen que el TJI sea candidato a formar parte de la siguiente etapa de los motores de automoción civil.

9.3. Trabajo Futuro

En este trabajo se ha realizado un gran esfuerzo por modelar y obtener resultados representativos de como opera un motor TJI. En este apartado se pretende hacer algunos apuntes de como continuar con esta investigación.

El uso de una RCEM facilita en gran medida la medición y visualización del

interior de la cámara de combustión, pero restringe mucho el rango de operación en el que se realizan los ensayos. Para poder ver la influencia real de parámetros como la operación continua, el régimen de giro variable, o carreras del pistón más cortas (más similares a las utilizadas en la actualidad en motores reales), se debería tratar de llevar a cabo estos ensayos en un motor real.

La geometría de la pre-cámara ha actuado como limitante del rendimiento en estos ensayos. Una optimización de la geometría por medio de simulaciones CFD para comprender las estructuras del flujo tanto en los chorros como en el interior de la pre-cámara ayudaría a la obtención de resultados más representativos de las capacidades reales de esta tecnología.

La obtención de imágenes de la combustión es el primer paso para el análisis de las estructuras de la combustión. A partir de las mediciones aquí realizadas se puede llevar a cabo un análisis de las imágenes por medio de un post-procesado digital. En el caso ideal, se deberían reproducir los ensayos realizados y realizar la obtención de imágenes con una cámara de alta velocidad provista de un intensificador, con el que no se contaba para este trabajo. De esta manera se obtiene directamente una visualización real de la combustión utilizando un filtro de OH^* y una buena resolución temporal de la evolución de los fenómenos.

El análisis realizado asume un modelo zero-dimensional. El promediado de las propiedades del fluido encada volumen puede resultar en una pérdida de información sustancial que puede afectar a los resultados. Como mejora se plantea desarrollar un modelo multi-zonal o multi-dimensional que permita un análisis más preciso de la fenomenología en el interior de la cámara de combustión. También se recomienda cambiar el tipo de filtrado realizado. El filtrado en frecuencia deja ondulaciones residuales de bajas frecuencias que afectan al cálculo de la transferencia de masa por la poca diferencia de presiones con la que se trabaja. Un método que podría funcionar es el filtrado por mínimos cuadrados.

La geometría de la pre-cámara no es la única que puede afectar a la operación del ensayo. En este trabajo se ha utilizado un pistón plano, y no se ha utilizado ningún movimiento de *swirl*. El efecto del *swirl* en el aumento de la velocidad de combustión, y el efecto conjunto de los chorros con un *bowl* para generar turbulencia pueden ayudar mucho a mejorar los resultados.

Parte IV

Apéndices

Apéndice A

Otros Submodelos Aplicados

A.1. Modelo de Deformaciones

En el caso del volumen, al tratarse de una variable muy importante, ante la cual el análisis termodinámico puede mostrar una gran sensibilidad, es muy importante poder modelarlo correctamente. Tanto es así que no basta con utilizar la posición instantánea leída por el sensor, sino que hay que tener en cuenta la deformación que puede sufrir el tramo metálico del pistón entre el sensor y la cámara de combustión debido a las fuerzas dinámicas opuestas que sufre.

Para modelar dicha deformación se asume un comportamiento elástico lineal del material del pistón [59].

$$\delta = K (F_{presion} + F_{inercia}) = K \left(P_{main} \frac{\pi}{4} D_p^2 + (m_{piston} + m_{tub})a \right) \quad (A.1)$$

La única incógnita es la constante de deformación K , que se ajusta a través de una serie de ensayos en arrastre. Bajo estas condiciones no debe haber ninguna liberación de calor sensible. El objetivo es ajustar dicha constante de forma que la función de liberación de calor ($dFQL$) obtenida sea tan plana como sea posible, y para realizar el ajuste se utilizan mínimos cuadrados.

El valor obtenido para la constante de deformación K es de $8.62 \cdot 10^{-8}$ [m/N] Por último, el volumen encerrado se obtiene como:

$$V = \frac{\pi}{4} D_p^2 (S - (X - \delta)) \quad (A.2)$$

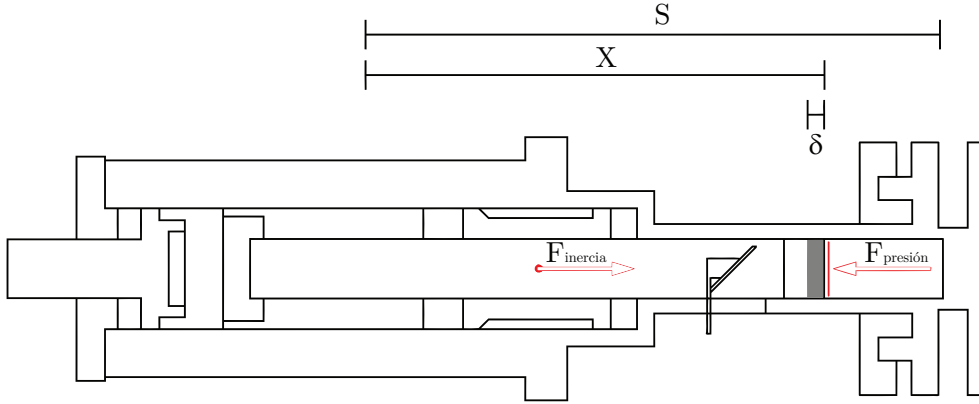


Figura A.1: Sistema de Referencia

A.2. Coeficiente de Descarga

Para modelar el coeficiente de descarga C_D se ha utilizado la correlación empírica para flujos compresibles a través de un orificio, un campo muy estudiado y estandarizado [60]. Se asume que la geometría del orificio es uniforme y simétrica, con lo que la misma expresión sirve tanto para el caso de llenado de la pre-cámara como para el vaciado, y se asume que el efecto de la combustión no afecta al comportamiento del flujo en el orificio.

Dicho estándar establece que el coeficiente de descarga se modela de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 C_D = & 0,5961 + 0,0261\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521 \left(\frac{10^6 \beta}{Re_D} \right)^{0,7} + \\
 & + (0,0188 + 0,0063A)\beta^{3,5} \left(\frac{10^6 \beta}{Re_D} \right)^{0,3} + \\
 & + (0,043 + 0,08e^{-10L_1} - 0,123e^{-7L_1})(1 - 0,11A) \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - \\
 & - 0,031(M_2 - 0,8M_2^{1,1})\beta^{1,3} \quad (A.3)
 \end{aligned}$$

Y si el diámetro del conducto es $D \leq 71,12$ [mm], se añade el siguiente término:

$$+0,011(0,75 - \beta) \left(2,8 - \frac{D}{25,4} \right) \quad (\text{A.4})$$

Donde:

D: diámetro del conducto.

d: diámetro del orificio.

$\beta = d/D$.

Re_D : Número de Reynolds referido al diámetro del conducto D .

$L_1 = l_1/D$.

$L_2 = l_2/D$.

$M_2 = \frac{2L_2}{1 - \beta}$.

$A = \left(\frac{19000\beta}{Re_D} \right)^{0,8}$.

l_1 y l_2 son parámetros geométricos que describen los radios de acuerdo del orificio, y que en el caso de bordes vivos, hipótesis que se asume para el caso, toman ambos el valor de 0.

Por último, este coeficiente de descarga debe corregirse multiplicándolo por un factor de expansión ϵ_z siempre que el orificio esté en condiciones sub-críticas.

$$\epsilon_z = 1 - (0,351 + 0,256\beta^4 + 0,93\beta^0,8) \left[1 - \left(\frac{P^-}{P^+} \right)^{1/\gamma^+} \right] \quad (\text{A.5})$$

A.3. Modelado del Frente de llama

Anticipando su necesidad para otros modelos, en este apartado se introduce un método alternativo para obtener la velocidad de combustión de la mezcla en la pre-cámara. Este método solo se puede aplicar *a priori* en la pre-cámara al ser el único volumen en el que sí hay un frente de llama claro y en el que se estudia el campo de velocidades turbulentas.

Se parte de la velocidad de combustión laminar del isoootano, que se puede calcular a partir de la correlación desarrollada por Elia Distaso [61], en la que se obtiene una velocidad de combustión laminar en condiciones estándar

$(u_{CL,0})$ y después se corrige con la temperatura y la presión:

$$u_{CL,0} = W F_r^\eta e^{-\xi(F_r - \sigma)^2} \quad (\text{A.6})$$

Cuyas constantes toman, en el caso del isooctano, los valores de:

Tabla A.1: Constantes de la correlación de $u_{CL,0}$

W [m/s]	η	ξ	σ
0.3682	-0.22	4.86	1.11

La corrección con la temperatura y la presión se realiza con la siguiente expresión:

$$u_{CL} = u_{CL,0} \left(\frac{T}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta \quad (\text{A.7})$$

Donde T_0 es 298 [K] y P_0 es 1 [atm], y los exponentes, en el caso del isooctano se expresan como

$$\alpha = 3,28F_r^2 - 7,52F_r + 5,93 \quad (\text{A.8})$$

$$\beta = -0,925F_r^2 + 2,012F_r - 1,365 \quad (\text{A.9})$$

Una vez obtenida la velocidad de combustión laminar, hace falta o bien obtener el área y el área efectiva, o bien utilizar una correlación para obtener la velocidad de combustión turbulenta (u_T). Aprovechando el uso de un modelo de turbulencia en la pre-cámara, se puede hacer uso de una compleja correlación que ha demostrado dar muy buenos resultados bajo cualquier tipo de condiciones, hecho de admirar dada la complejidad del fenómeno y la poca fiabilidad de otras correlaciones. Dicha correlación fue desarrollada por Kolla et al. [62], y su expresión es la siguiente:

$$\left(\frac{u_{CT}}{u_{CL}} \right)^2 = \left(b - a \left(1 + \left(\frac{u'}{u_L} \right)^{1,5} \left(\frac{\delta_L}{l_L} \right)^{0,5} \right)^{-0,4} \right) \frac{T_b - T_u}{T_u} \frac{l_L}{\delta_L} \frac{u'}{u_L} + \frac{d}{\left(\frac{u'}{u_L} \right)^{0,75} + \left(\frac{\delta_L}{l_L} \right)^{-0,25}} \left(\frac{u'}{u_L} \right)^{2,75} \quad (\text{A.10})$$

Donde:

$$d \approx 0,6045$$

$$a = 1,1d$$

$$b \approx 1,6d$$

l_L : Escala integral de la turbulencia, definida en la sección 7.4.2.1 como L_{prec} .

δ_L : espesor del frente de llama laminar.

El espesor del frente de llama laminar se calcula a partir de la correlación de Blint [63] y corrigiendola con un factor de temperatura:

$$\delta_L = \frac{k_{g,u}}{\rho_u C_{p,u} u_{CL}} 2 \left(\frac{T_b}{T_u} \right)^{0,7} \quad (\text{A.11})$$

k_g : conductividad del gas.

subíndice u : hace referencia a la mezcla sin quemar.

subíndice b : hace referencia a la mezcla quemada.

Las propiedades de los gases se pueden obtener a partir de la sección A.5.

Ahora que se tiene la relación entre la velocidad de combustión turbulenta y laminar, también conocida como FSR (*Flame Speed Ratio*), para obtener el área de combustión solo hace falta obtener el área efectiva de combustión de la siguiente forma:

$$A_{F,eff} = \frac{m_b}{\rho_u \delta_L} \quad (\text{A.12})$$

Y bajo la relación de semejanza que establece que

$$\frac{u_{CT}}{u_{CL}} = \frac{A_{F,eff}}{A_F} \quad (\text{A.13})$$

Se obtiene el área del frente de llama. Con esto se puede calcular ahora la velocidad de arrastre del frente de llama para su futuro uso en el modelo de turbulencia.

$$u_A = \frac{m_u}{\rho_u \gamma P A_F} \frac{dP}{dt} \quad (\text{A.14})$$

A.4. Pérdidas de calor por evaporación

Cuando se realiza la inyección de combustible, este se inyecta en estado líquido, y al evaporarse absorbe una cierta cantidad de calor que hace que

disminuya ligeramente la temperatura en la cámara de combustión. Este fenómeno se puede despreciar en el caso de la inyección en la cámara principal, que se produce antes de comenzar el ensayo y por tanto, para cuando este va a comenzar todo el combustible se ha evaporado y mezclado. En el caso de la inyección en la pre-cámara esto no es así, y si la eficiencia del proceso de atomización no es buena, el calor absorbido puede ser significativo. Además, el aumento de la cantidad de masa en la pre-cámara hace que aumente la temperatura, pero se debe conocer con una cierta precisión por el efecto que tiene en la temperatura máxima alcanzada en el ensayo.

Para poder estimar el calor total absorbido se debe modelar el *spray* de combustible y aplicar un modelo de evaporación. Para modelar la nube de gotas formada durante la atomización hay que tener en cuenta que es un conjunto de un gran número de gotas con una distribución de tamaños muy variada. Para caracterizar el tamaño de las gotas se pueden utilizar varios diámetros medios en función de lo que se quiera representar. De forma genérica, cualquier diámetro característico se puede escribir como:

$$D_{ab} = \left(\frac{\sum_i N_i D_i^a}{\sum_i N_i D_i^b} \right)^{\frac{1}{a-b}} \quad (\text{A.15})$$

de los diámetros característicos más importantes se destacan:

D_{10} : diámetro medio geométrico.

D_{30} : diámetro medio volumétrico. Con el mismo número de gotas, y todas ellas con el mismo volumen.

D_{32} : diámetro medio de Sauter. Este diámetro medio caracteriza la relación media de volumen/superficie de la nube de gotas, aunque no mantiene el número de gotas.

De todos ellos, el más interesante para el modelado de la evaporación de la gotas es el diámetro medio de Sauter (DMS), ya que la transmisión de calor depende tanto del área de transmisión como del volumen de masa al que afecta. Al no disponer de acceso óptico en la pre-cámara ni equipo para cuantificar y medir el DMS en cada inyección, se recurre a la correlación propuesta por Estes y Mudawar [64].

$$\frac{D_{32}}{D_{inj}} = 3,67 (We_D^0,5 Re_D)^{-0,259} \quad (\text{A.16})$$

$$We_D = \frac{\rho_a u_{inj}^2 D_{inj}}{\sigma_l} \quad (\text{A.17})$$

$$Re_D = \frac{\rho_l u_{inj} D_{inj}}{\mu_l} \quad (\text{A.18})$$

Donde:

We : número de Weber.

Re : número de Reynolds.

σ_l : tensión superficial del combustible líquido.

ρ_a : densidad del gas en el que se realiza a inyección.

ρ_l : densidad del combustible líquido.

μ_l : viscosidad del combustible líquido.

D_{inj} : diámetro del inyector.

u_{inj} : velocidad de inyección.

La velocidad de inyección se puede obtener fácilmente a partir de la configuración impuesta. Sabiendo la duración de la inyección y la cantidad de masa inyectada (se conoce porque los inyectores han sido caracterizados en el CMT), se supone un perfil de velocidad con una rampa de subida al inicio, una rampa de bajada al final y una perfil constante durante el resto de la inyección. Esta velocidad de inyección también se utiliza como velocidad inicial de la gota.

A partir de la masa inyectada en cada instante y el diámetro medio en ese instante se obtiene el número de gotas producido. Sabiendo el número de gotas que se producen en cada instante y su diámetro, se aplica un modelo de evaporación de gotas a cada una de ellas para modelar la tasa de transferencia de calor, teniendo en cuenta tanto al transmisión por conducción debido a la diferencia de temperaturas como el efecto convectivo de la gota en movimiento en un flujo de un gas en movimiento. En este caso se ha aplicado un modelo sencillo basado en correlaciones de los números adimensionales de Nusselt y Sherwood, desarrollado por Abramzon y Sirignano [65].

Para modelar la tasa de evaporación de la gota de combustible hay que tener en cuenta que entre la gota líquida y el gas caliente de la pre-cámara hay una capa saturada de combustible evaporado, e influye en gran medida en la transmisión de calor desde el gas caliente hacia la gota líquida. Para obtener la concentración de combustible evaporado en la capa saturada se necesita conocer la presión de saturación del combustible ($P_{f,s}$) y su concentración de saturación

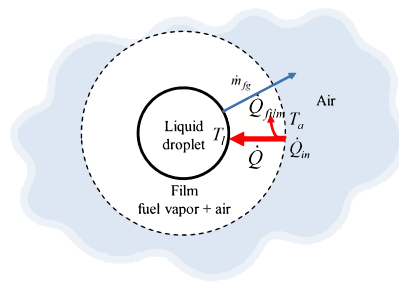


Figura A.2: Esquema de la evaporación de una gota [66]

($\chi_{f,s}$):

$$\chi_{f,s} = \frac{P_{f,s}}{P_{prec}} \quad y_{f,s} = \chi_{f,s} \frac{PM_f}{\chi_{f,s}PM_f + (1 - \chi_{f,s})PM_{prec}} \quad (\text{A.19})$$

Se acepta como aproximación que la temperatura en la superficie, así como la concentración de combustible, son:

$$T_{film} = \frac{1}{3}T_{prec} + \frac{2}{3}T_{drop} \quad y_{f,film} = \frac{1}{3}y_{f,prec} + \frac{2}{3}y_{f,s} \quad (\text{A.20})$$

Donde la temperatura de la gota se inicializa a un valor conocido, en este caso 350 [K]. Con estos datos se obtienen las propiedades necesarias de la mezcla en la superficie de la gota para definir los números adimensionales de Prandtl (P_r), Schmidt (S_c), Lewis (L_e) y Reynolds (R_e) de la siguiente forma:

$$P_r = \frac{Cp_{film}\mu_{film}}{k_{film}} \quad S_c = \frac{\mu_{film}}{\rho_{film}D_{f-a}}$$

$$L_e = \frac{S_c}{P_r} \quad R_e = \frac{\rho_{prec}D_{drop}|u_{prec} - u_{drop}|}{\mu_{film}}$$

Donde D_{f-a} es la difusividad del combustible en aire.

Ahora se calculan los números de Nusselt (N_u) y Sherwood (S_h) a partir de las correlaciones propuestas por Abramzon y Sirignano [65]:

$$Re > 400 \begin{cases} S_h = 2 + 0,552R_e^{0,5}S_c^{1/3} \\ N_u = 2 + 0,552R_e^{0,5}P_r^{1/3} \end{cases} \quad (\text{A.21})$$

$$Re < 400 \begin{cases} S_h = 1 + (1 + R_eS_c)^{1/3}f(R_e) \\ N_u = 1 + (1 + R_eP_r)^{1/3}f(R_e) \end{cases} \quad (\text{A.22})$$

Donde la función $f(R_e)$ toma el valor:

$$f(R_e) \begin{cases} 1 & R_e < 1 \\ R_e^{0,077} & 1 < R_e < 400 \end{cases} \quad (\text{A.23})$$

Estos valores de N_u y S_h se deben corregir con el número de Spalding para la transferencia de masa y el número de Spalding para la transferencia de calor. Con las expresiones:

$$S_h^* = 2 + \frac{S_h - 2}{f(B_M)} \quad (\text{A.24})$$

$$N_u^* = 2 + \frac{N_u - 2}{f(B_T)} \quad (\text{A.25})$$

Siendo la función del número de transferencia:

$$f(B) = (1 + B)^{0.7} \frac{\ln(1 + B)}{B} \quad (\text{A.26})$$

El número de Spalding para la transferencia de masa:

$$B_M = \frac{y_{f,s} - y_{f,prec}}{1 - y_{f,s}} \quad (\text{A.27})$$

Y el número de Spalding para la transferencia de calor se inicializa con la siguiente expresión:

$$B_T = \frac{Cp_{drop}(T_{prec} - T_{film})}{L_v + \frac{\dot{Q}_{l,i-1}}{\dot{m}_{f \rightarrow v}}} \quad (\text{A.28})$$

Donde L_v es el calor latente de vaporización a la temperatura T_{film} . Y se re-evalúa hasta que sea igual a:

$$B_T' = (1 + B_M)^\phi - 1 \quad (\text{A.29})$$

$$\phi = \frac{Cp_{drop} S_h^*}{Cp_{film} N_u^* L_e} \quad (\text{A.30})$$

Con los datos actuales se puede calcular el calor transferido a cada una de las gotas con la siguiente expresión:

$$h_{film} = \frac{k_{film} N_u^*}{D_{drop}} \quad (\text{A.31})$$

$$z = \frac{Cp_{drop}}{\pi D_{drop} k_{film} N_u^*} \dot{m}_{f \rightarrow v} \quad (\text{A.32})$$

$$\dot{Q}_l = \pi D_{drop}^2 h_{film} (T_{prec} - T_{drop}) \left(\frac{z}{e^z - 1} \right) \quad (\text{A.33})$$

Por último, las ecuaciones que gobiernan la conservación de la masa, energía y momento de cada gota se expresan de la siguiente manera:

Conservación de la masa. Recordar que al evaporar parte de la gota, su diámetro disminuye.

$$\frac{dm_{f \rightarrow v}}{dt} = \dot{m}_{f \rightarrow v} = \pi D_{drop} \rho_{film} D_{f-a} S_h^* \ln(1 + B_M) \quad (A.34)$$

Conservación de la energía. Gobierna principalmente el aumento de temperatura del combustible líquido en la gota.

$$\frac{dT_{drop}}{dt} = \frac{\dot{Q}_l - L_v \dot{m}_{f \rightarrow v}}{m_{drop} C_{p_{drop}}} \quad (A.35)$$

Conservación del momento. Las gotas se inyectan con una velocidad inicial, y se van frenando por efecto de la fricción con el gas y se aceleran debido a efectos gravitacionales, ya que aunque las gotas puedan ser pequeñas, su densidad es mucho mayor que la del fluido del volumen y pueden depositarse.

$$\frac{u_{drop}}{dt} = \frac{1}{m_{drop}} \left(\rho_{film} \frac{1}{2} (u_{prec} - u_{drop}) |u_{prec} - u_{drop}| \frac{\pi}{4} D_{drop}^2 C_{D_{drop}} + g \frac{\pi}{6} D_{drop}^3 (\rho_{drop} - \rho_{prec}) \right) \quad (A.36)$$

Donde el coeficiente de fricción de la gota se obtiene como:

$$C_{D_{drop}} = \frac{24}{Re} (1 + 0,2 Re_e^{0,63}) (1 + B_T)^{-0,2} \quad (A.37)$$

Con este modelo se obtiene la tasa d evaporación de cada gota, y por tanto ,el calor absorbido por cada gota. Al final, el calor total perdido en la pre-cámara al evaporar el combustible se obtiene como la suma total del calor empleado en cada gota:

$$\dot{Q}_{evap}(t) = \sum_i n_{drop,i} \dot{Q}_{l,i}(t) \quad (A.38)$$

A.5. Propiedades Termodinámicas

En esta última sección se realiza una recopilación de las propiedades termodinámicas y fluidodinámicas de las diferentes especies en juego que se han empleado a lo largo de todo el análisis. Dado que presentar todas las correlaciones utilizadas con todas las variantes y mapas necesarios puede resultar tedioso, se ha optado por presentar una serie de tablas en las que se indican el tipo de fórmula, las dependencias que muestra y las referencias bibliográficas a las que se debe acudir para consultar dicha información.

A.5.1. Propiedades de las sustancias

Combustible (Isooctano)

Tabla A.2: Propiedades Químicas del Combustible

Parámetro	Tipo de Fórmula/Valor	Ref.	Corr.
Nombre Completo	2,2,4-Trimetilpentano	[67]	-
Fórmula Química	C_8H_{18}	[67]	-
Peso Molecular (PM) [g/mol]	114.232	[67]	-
P. vapor (P_s) [bar]	Eq. Antoine	[68]	-
Temp. Evap. (T_{boil}) [K]	372.39	[69]	-
Temp. Crítica ($T_{c,f}$) [K]	543.9	[69]	-
Presión Crítica ($P_{c,f}$) [bar]	25.68	[69]	-
C. Latente de evap. (L)	Correlación	[70]	-
PCI [MJ/mol]	5.1	[71]	-
$F_{est} \left[\frac{g_{air}}{g_{fuel}} \right]$	15	[71]	-

Tabla A.3: Propiedades del Combustible Líquido

Parámetro	Tipo de Fórmula/Valor	Ref.	Corr.
Densidad ($\rho_{f,l}$) [km/m ³]	691.94	[67]	-
Viscosidad ($\mu_{f,l}$) [Ns/m ²]	Correlación	[72]	-
Conductividad ($k_{f,l}$) [Wm ²]	Polinomio	[73]	-
Tens. Superficial (σ_f) [N/m]	Polinomio	[74]	-
Calor Esp. ($C_{p,f,l}$)	Correlación	[75]	-

Tabla A.4: Propiedades del Combustible Gaseoso

Parámetro	Tipo de Fórmula/Valor	Ref.	Corr.
Viscosidad ($\mu_{f,l}$) [Ns/m ²]	Polinomio	[16]	-
Conductividad ($k_{f,l}$) [Wm ²]	Polinomio	[73]	-
Calor Esp. ($C_{p,f,l}$) [J/molK]	Polinomio	[16]	-
Difusividad (D_{f-a}) [m ² /s]	$5,74 \cdot 10^{-6}$	[76]	-
Ent de form. (h_f^0) [J/mol]	Polinomio	[16]	P [70]

Aire

Tabla A.5: Propiedades del Aire

Parámetro	Tipo de Fórmula/Valor	Ref.	Corr.
Fracción de O_2 (χ_{O_2})	0.21	-	-
Fracción de N_2 (χ_{N_2})	0.79	-	-
Peso Molecular (PM) [g/mol]	28.84	-	-
Conductividad (k_a) [Wm^2]	Polinomio	[16]	-
Viscosidad (μ_a) [Ns/m^2]	Polinomio	[16]	-
Calor Esp. ($C_{p,f,l}$) [$J/molK$]	Polinomio	[16]	-

Especies en los productos de la combustión

Para no dificultar la lectura de los datos, en la siguiente tabla solo se adjuntan las constantes conocidas y la referencia donde encontrar la variable en cuestión.

Tabla A.6: Propiedades de las Especies

Especie	PM [$\frac{g}{mol}$]	T_c [K]	P_c [bar]	μ	C_p	h^0
CO_2	44.009	304.13 [77]	73.75 [77]	[78]	[16]	[16]+[70]
H_2O	18.015	647.35 [79]	220.89 [79]	[80]	[16]	[16]+[70]
O_2	31.998	154 [81]	50.8 [81]	[78]	[16]	[16]+[70]
N_2	28.014	126.05 [82]	33.95 [82]	[78]	[16]	[16]+[70]
H_2	2.016	33.25 [83]	12.96 [83]	[78]	[16]	[16]+[70]
CO	28.01	134.15 [84]	35 [84]	[78]	[16]	[16]+[70]
NO	30.006	180.25 [85]	65.46 [85]	[86]	[16]	[16]+[70]
OH	17.007	-	-	-	[16]	[16]+[70]
O	15.999	154.59 [87]	50.43 [87]	[88]	[16]	[16]+[70]
N	14.007	125.95 [89]	33.9 [89]	[86]	[16]	[16]+[70]
H	1.008	33.15 [90]	13 [90]	[91]	[16]	[16]+[70]

*[86]: Aproximación con la teoría molecular de la viscosidad

Con respecto a las constantes de equilibrio K_p necesarias para el proceso de disociación, se ha correlado con la siguiente expresión ,a partir de los datos disponibles en las tablas JANAF [92].

$$\log_{10}(K_p) = A \ln(T^*) + \frac{B}{T^*} + C + DT^* + ET^{*2} \quad (A.39)$$

$$T^* = \frac{T}{1000} \quad (A.40)$$

A.5.2. Propiedades de las mezclas

Para obtener las propiedades de la mezcla de los diferentes compuestos, se recurre a la teoría de las mezclas gaseosas [93]. A continuación se exponen a modo de resumen las expresiones esenciales para describir y caracterizar las mezclas de ambas cámaras de combustión tomando una mezcla de N compuestos de forma genérica:

Masa total y número de moles total:

$$m_{mix} = \sum_i^N m_i \quad (A.41)$$

$$n_{mix} = \sum_i^N n_i \quad (A.42)$$

Fracción másica y fracción molar de cada especie.

$$y_i = \frac{m_i}{m_{mix}} \quad (A.43)$$

$$\chi_i = \frac{n_i}{n_{mix}} \quad (A.44)$$

Y que por definición cumplen:

$$\sum_i^N y_i = 1 \quad \sum_i^N \chi_i = 1 \quad (A.45)$$

El peso molecular medio de la mezcla se obtiene a partir de las fracciones de cada elemento y su peso molecular como:

$$PM_{mix} = \frac{m_{mix}}{n_{mix}} = \frac{\sum_i^N n_i PM_i}{n_{mix}} = \sum_i^N \chi_i PM_i = \frac{1}{\sum_i \frac{y_i}{PM_i}} \quad (A.46)$$

En el caso del calor específico medio de la mezcla, la expresión a utilizar depende de las unidades del calor específico. En caso de que las unidades de los calores específicos de las especies se exprese en $[J/molK]$ el calor específico medio de la mezcla se obtiene como:

$$C_{p,mix} = \sum_i^N \chi_i C_{p,i} \quad (A.47)$$

Y si se expresa en unidades de $[J/gK]$,

$$C_{p,mix} = \sum_i^N y_i C_{p,i} \quad (A.48)$$

Por último, la viscosidad y conductividad media de la mezcla. Estas dos propiedades dependen fuertemente de la interacción molecular que tengan las especies unas con otras, y la teoría de mezclas no cubre ese aspecto. Para modelar estas propiedades, se utiliza una extensión de la teoría de Chapman-Enskog para mezclas multi-componentes [86].

$$\mu_{mix} = \sum_i^N \frac{\chi_i \mu_i}{\sum_j^N \chi_j \Phi_{ij}} \quad (A.49)$$

$$k_{mix} = \sum_i^N \frac{\chi_i k_i}{\sum_j^N \chi_j \Phi_{ij}} \quad (A.50)$$

Donde la función Φ_{ij} toma la misma expresión en ambos casos:

$$\Phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{PM_i}{PM_j} \right)^{-1/2} \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{1/2} \left(\frac{PM_j}{PM_i} \right)^{1/4} \right]^2 \quad (A.51)$$

Apéndice B

Planos

B.1. Planos de la Pre-Cámara

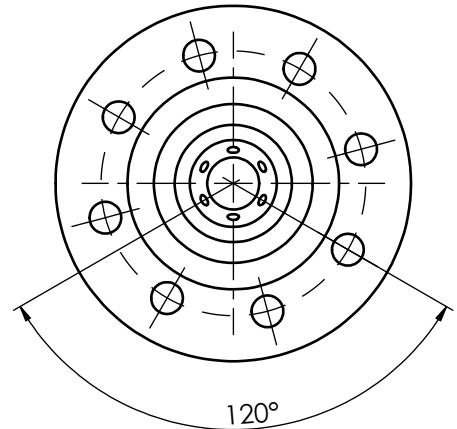
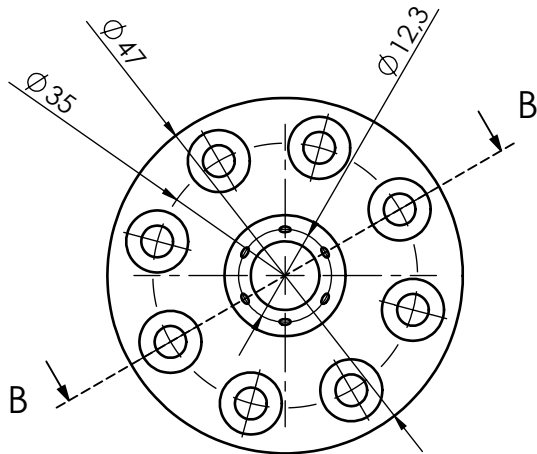
La geometría de la pre-cámara ha sido diseñada por Vincenzo Pagano. Aquí se exponen las dimensiones completas de la geometría de la pre-cámara.

1

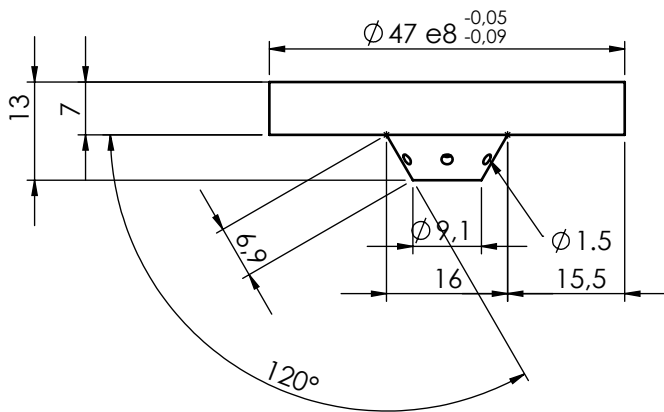
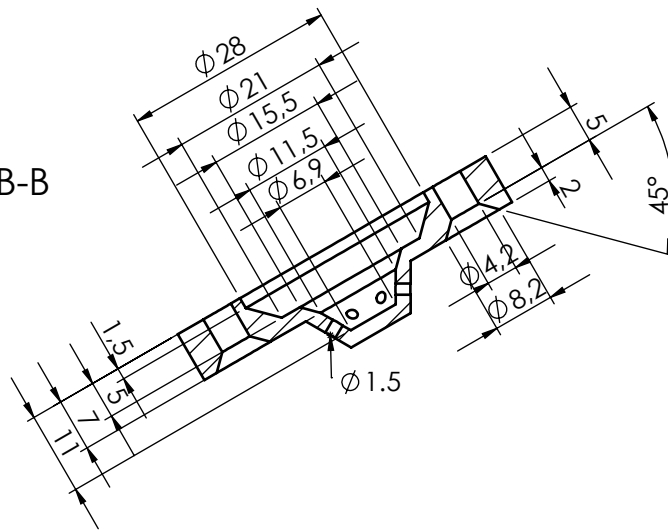
2

3

4



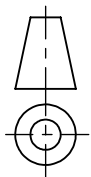
SECCIÓN B-B



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Camino de Vera, s/n 46022 Valencia (Spain)
Tel: +34 963877650 E-mail: cmt@mot.upv.es



Acabado:

Tipo de documento:

Si no se especifica lo contrario:
Unidades en: mm
Tolerancia
Linear: ± 0.1 Angular: $\pm 0.1^\circ$
Acabado superficial: N9

Creado por:

Vincenzo Pagano

Fecha:

Aprobado por:

J.E. Del Rey Garcia

Description:

6 orificios con $D=1.5\text{mm}$ inclinados de
 60° respecto al eje de la pre-cámara

Linea Inyección

A4

Escala: 1:1

Acero Inox 316

Referencia:

B.1

Revisión:

Hoja:

1 of 3

A

B

C

D

E

F

1

2

3

4

A

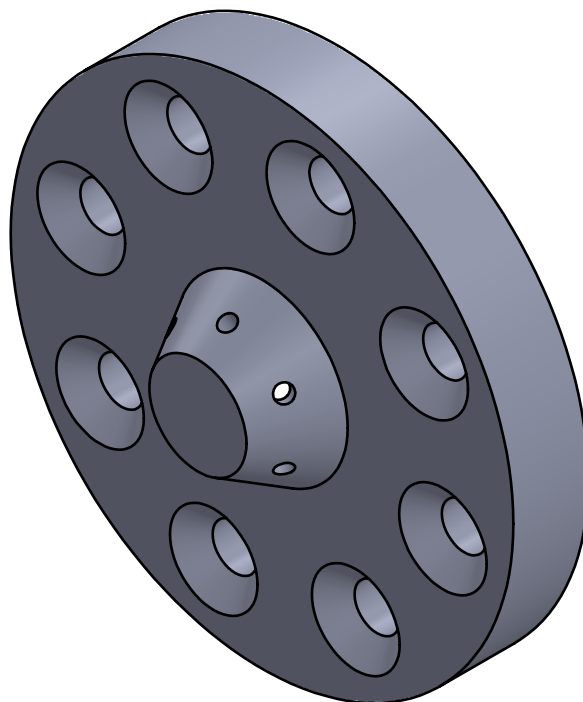
B

C

D

E

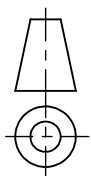
F



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Camino de Vera, s/n 46022 Valencia (Spain)
Tel: +34 963877650 E-mail: cmt@mot.upv.es



Tipo de documento:

Creado por:

Vincenzo Pagano

Fecha:

Si no se especifica lo contrario:

Unidades en: mm

Tolerancia

Linear: ± 0.1 Angular: $\pm 0.1^\circ$

Acabado superficial: N9

Aprobado por:

J.E.Del Rey Garcia

Description:

6 orificios con $D=1.5\text{mm}$ inclinados de 60° respecto al eje de la pre-cámara

Acabado:

Linea Inyección

A4

Escala: **1:1**

Acero Inox 316

Referencia:

B.1

Revisión:

Hoja:

2 of 3

1

2

3

4

A

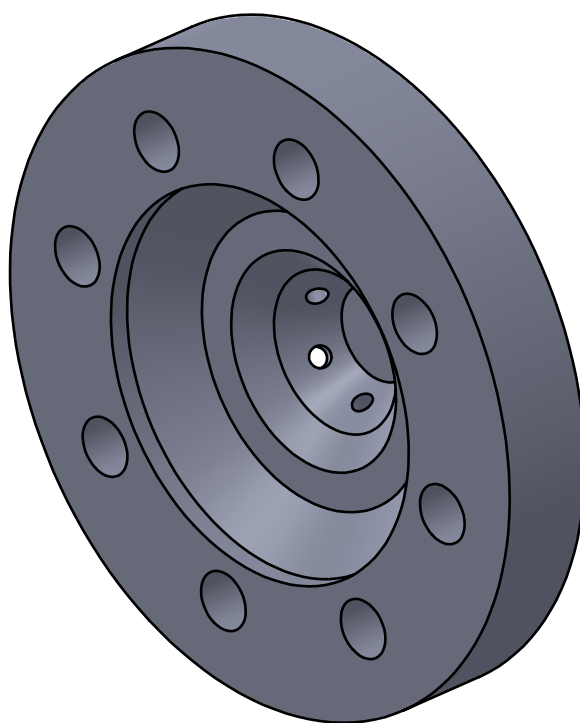
B

C

D

E

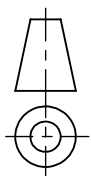
F



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Camino de Vera, s/n 46022 Valencia (Spain)
Tel: +34 963877650 E-mail: cmt@mot.upv.es



Tipo de documento:

Creado por:

Vincenzo Pagano

Fecha:

Si no se especifica lo contrario:

Unidades en: mm

Tolerancia

Linear: ± 0.1 Angular: $\pm 0.1^\circ$

Acabado superficial: N9

Aprobado por:

J.E.Del Rey Garcia

Description:

6 orificios con $D=1.5\text{mm}$ inclinados de 60° respecto al eje de la pre-cámara

Acabado:

Linea Inyección

A4

Escala: **1:1**

Acero Inox 316

Referencia:

B.1

Revisión:

Hoja:

3 of 3

B.2. Planos de la Culata

La geometría de la culata con los orificios para la bujía y el inyector de la pre-cámara ha sido diseñada por Vincenzo Pagano. Aquí se exponen las dimensiones completas de la geometría de la culata.

1

2

3

4

A

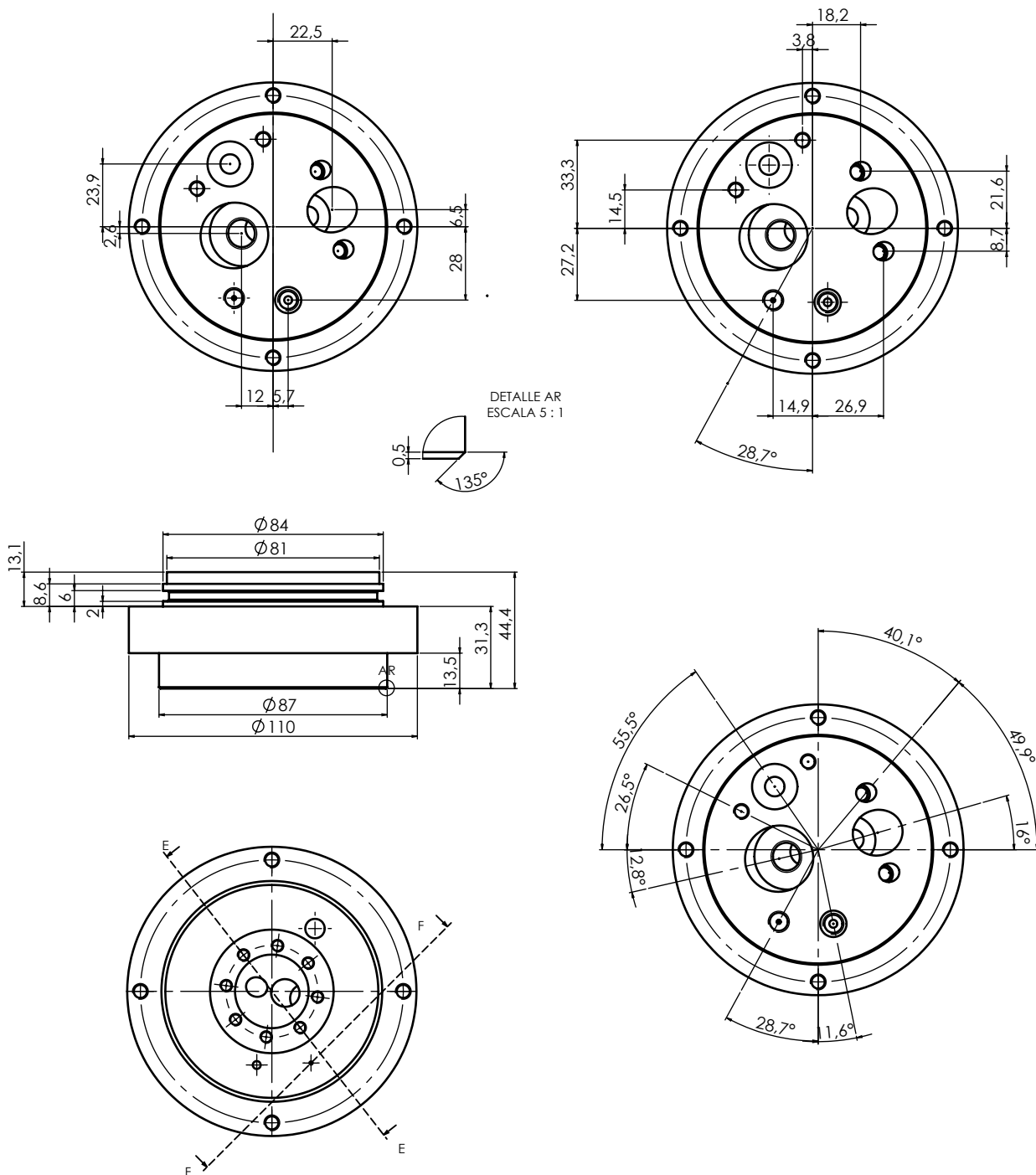
B

C

D

E

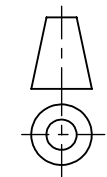
F



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Camino de Vera, s/n 46022 Valencia (Spain)
Tel: +34 963877650 E-mail: cmt@mot.upv.es



Acabado:

Tipo de documento:

Si no se especifica lo contrario:
Unidades en **mm**
Tolerancia
Linear: ± 0.1 Angular: $\pm 0.1^\circ$
Acabado superficial **N9**

Creado por:

Vincenzo Pagano

Fecha:

Aprobado por:

J.E.Del Rey Garcia

Description:

Culata con cavidad para Bujía e
Inyector

Linea Inyección

A4

Material:

Acero Inox 316

Referencia:

B.2

Revisión:

Hoja:

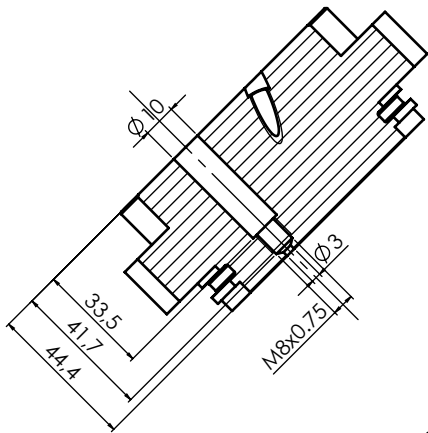
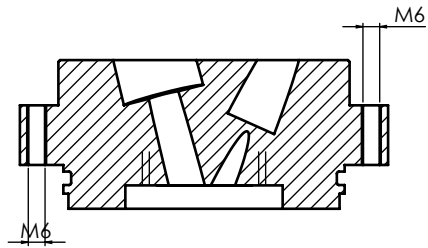
1 of 4

1

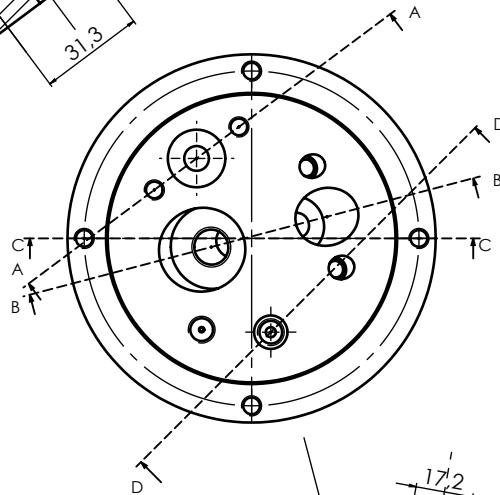
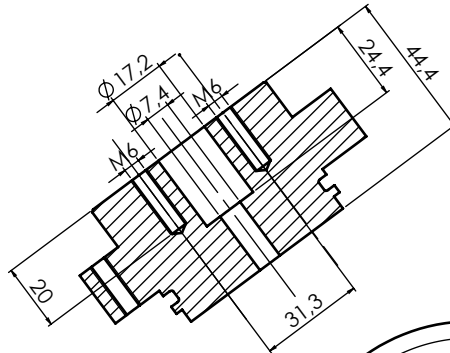
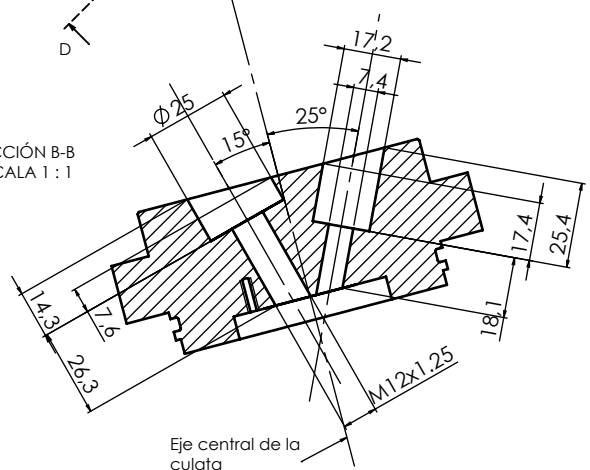
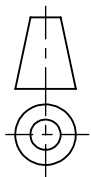
2

3

4

SECCIÓN D-D
ESCALA 1:1SECCIÓN C-C
ESCALA 1:1

SECCIÓN A-A

SECCIÓN B-B
ESCALA 1:1Eje central de la
culataUNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIACamino de Vera, s/n 46022 Valencia (Spain)
Tel: +34 963877650 E-mail: cmt@mot.upv.es

Acabado:

Tipo de documento:

Si no se especifica lo contrario:

Unidades en: mm

Tolerancia

Linear: ± 0.1 Angular: $\pm 0.1^\circ$

Acabado superficial N9

Creado por:

Vincenzo Pagano

Fecha:

Aprobado por:

J.E. Del Rey Garcia

Description:

Culata con cavidad para Bujía e
Inyector

Linea Inyección

A4

Material

Acero Inox 316

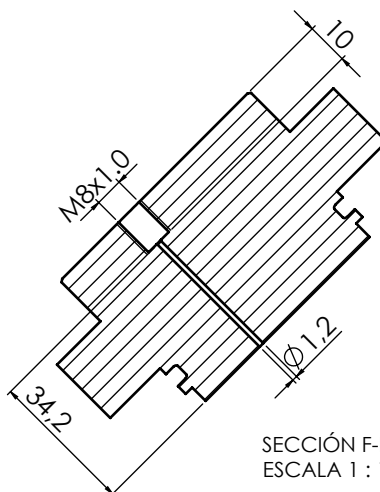
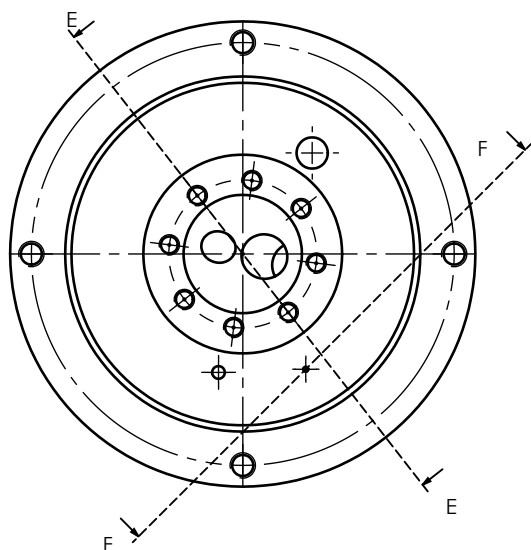
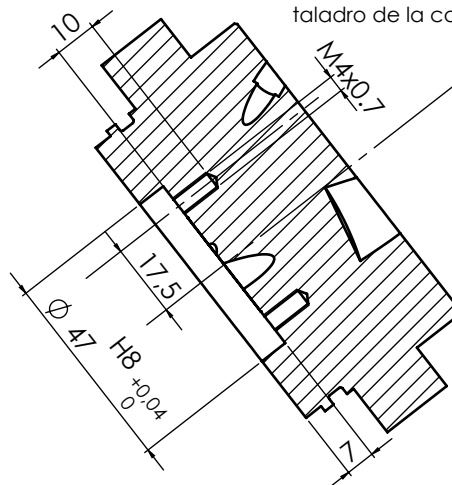
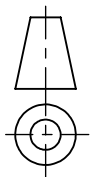
Referencia:

B.2

Revisión:

Hoja:

2 of 4

SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 1Las cotas son validas por todo los
taladro de la corona circularSECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 1UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIACamino de Vera, s/n 46022 València (Spain)
Tel: +34 963877650 E-mail: cmt@mot.upv.es

Acabado:

Tipo de documento:

Si no se especifica lo contrario:

Unidades en: mm

Tolerancia

Linear: ± 0.1 Angular: $\pm 0.1^\circ$

Acabado superficial: N9

Creado por:

Vincenzo Pagano

Fecha:

Aprobado por:

J.E. Del Rey Garcia

Description:

Culata con cavidad para Bujía e
Inyector

Linea Inyección

A4

Material:

Acero Inox 316

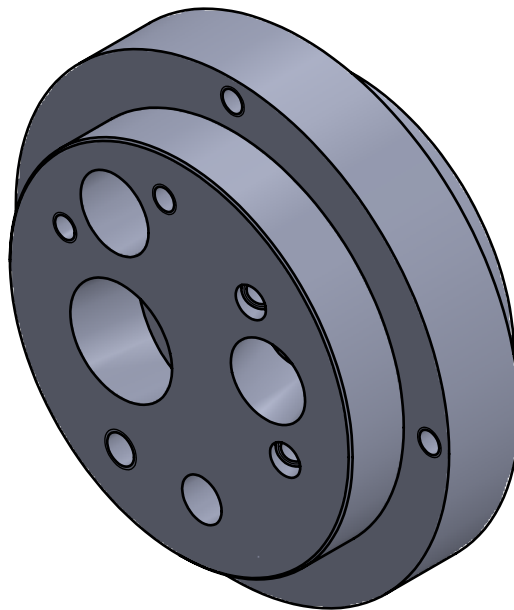
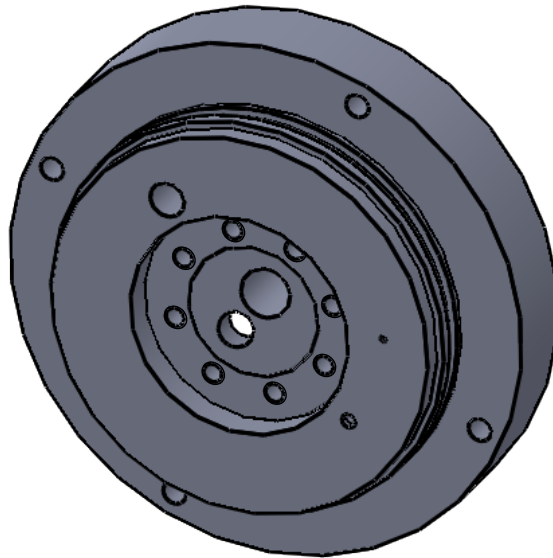
Referencia:

B.2

Revisión:

Hoja:

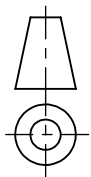
3 of 4



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Camino de Vera, s/n 46022 València (Spain)
Tel: +34 963877650 E-mail: cmt@mot.upv.es



Tipo de documento:

Si no se especifica lo contrario:
Unidades en: mm
Tolerancia
Linear: ± 0.1 Angular: $\pm 0.1^\circ$
Acabado superficial: N9

Creado por:

Vincenzo Pagano

Fecha:

Aprobado por:

J.E.Del Rey Garcia

Description:

Culata con cavidad para Bujía e
Inyector

Acabado:

Linea Inyección

A4

Material:

Acero Inox 316

Referencia:

B.2

Revisión:

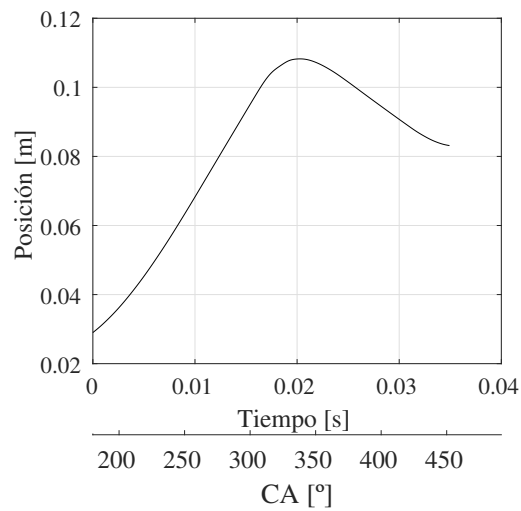
Hoja:

4 of 4

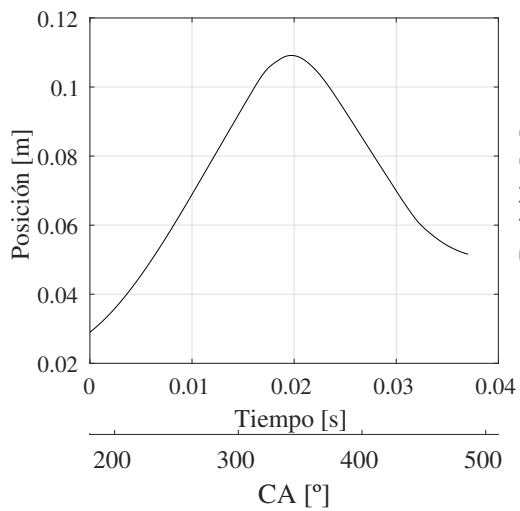
Apéndice C

Gráficas

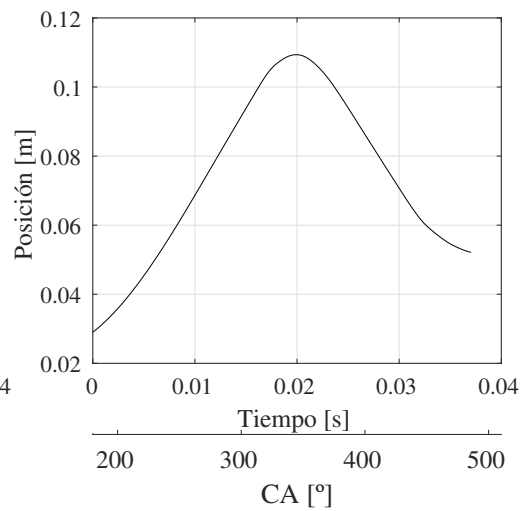
C.1. Posición



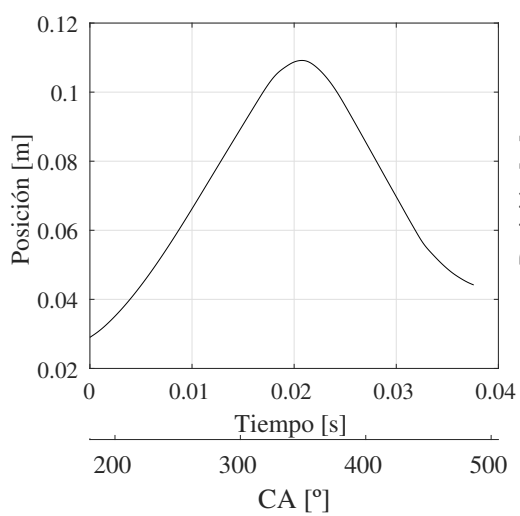
(a) Arrastre



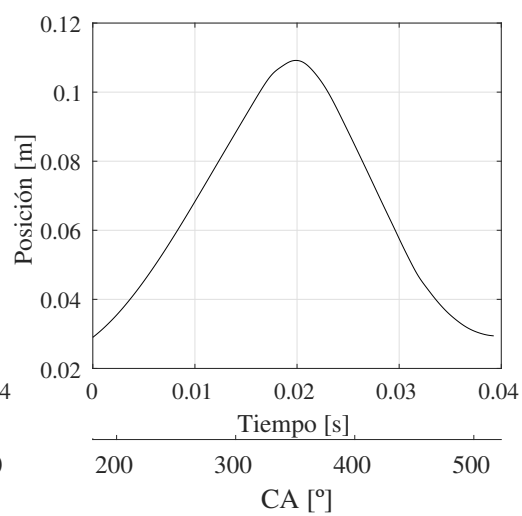
(b) Fr 0.3



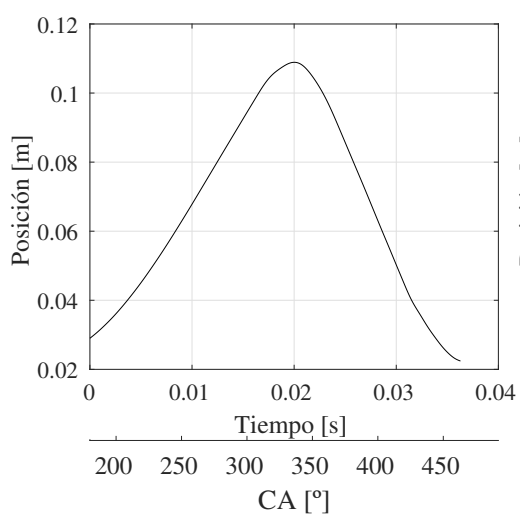
(c) Fr 0.4



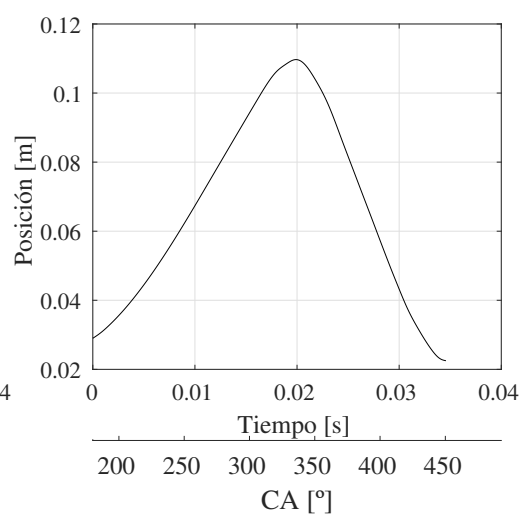
(d) Fr 0.5



(e) Fr 0.6

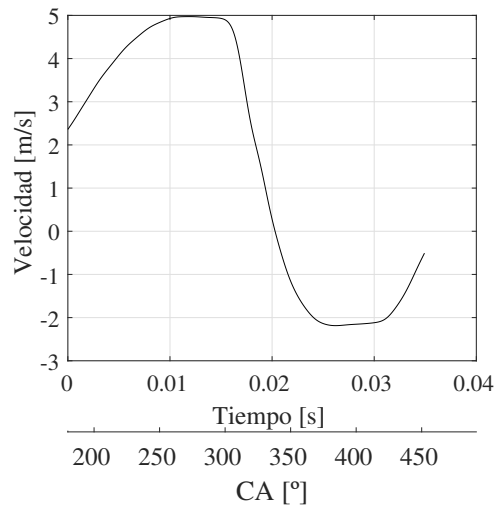


(f) Fr 0.7

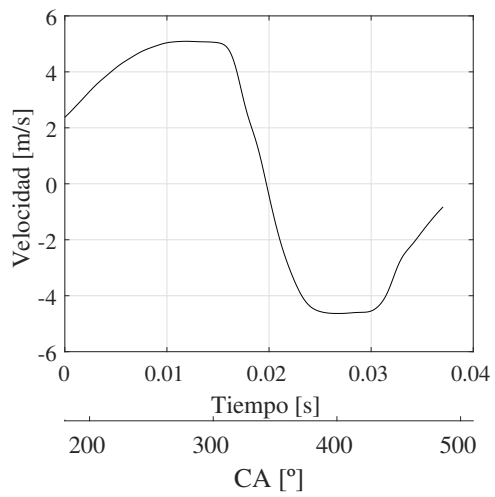


(g) Fr 0.8

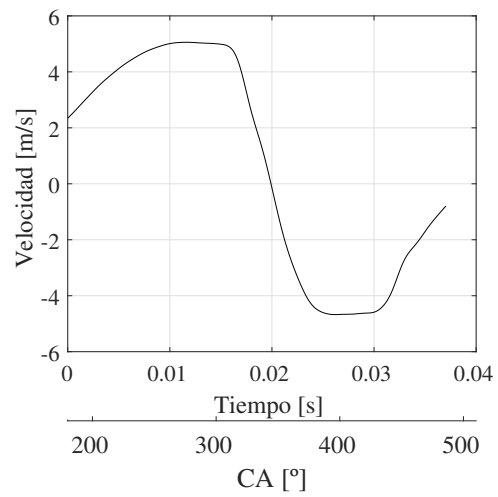
C.2. Velocidad



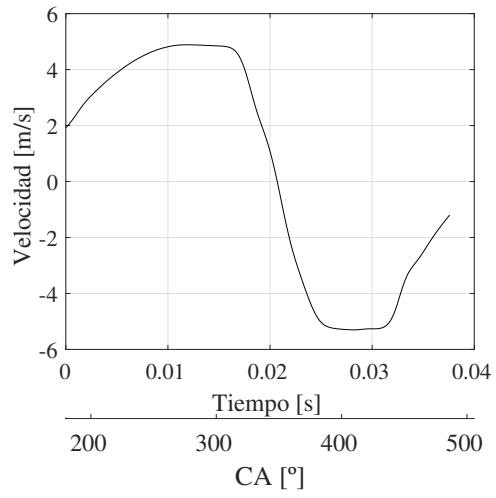
(a) Arrastre



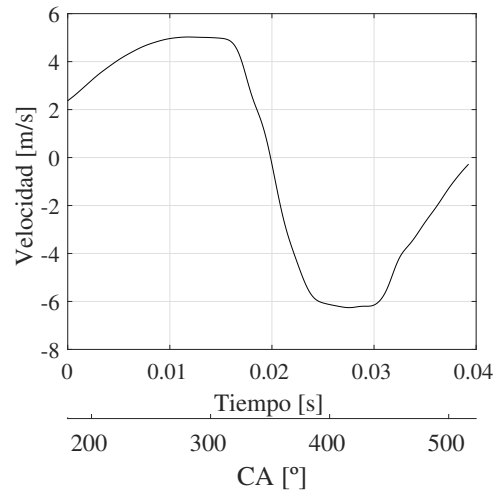
(b) Fr 0.3



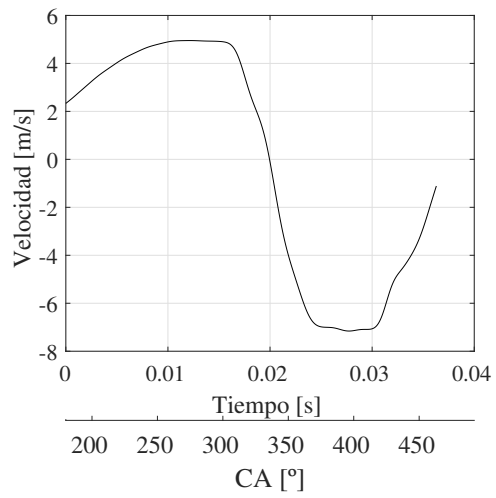
(c) Fr 0.4



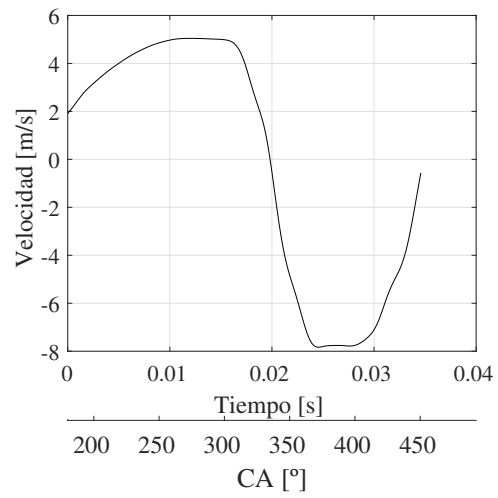
(d) Fr 0.5



(e) Fr 0.6

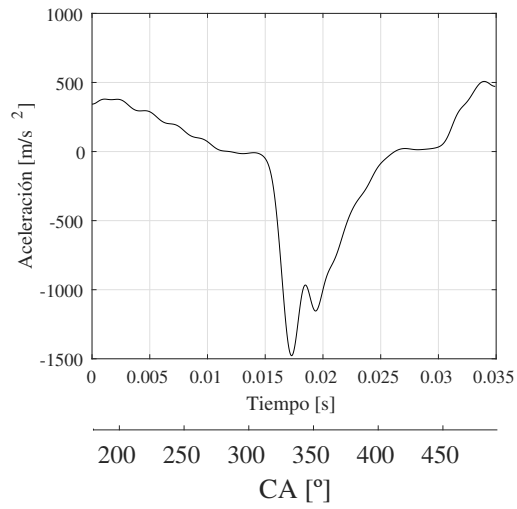


(f) Fr 0.7

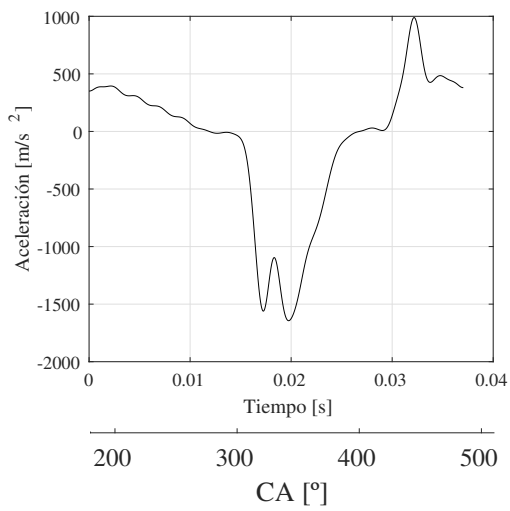


(g) Fr 0.8

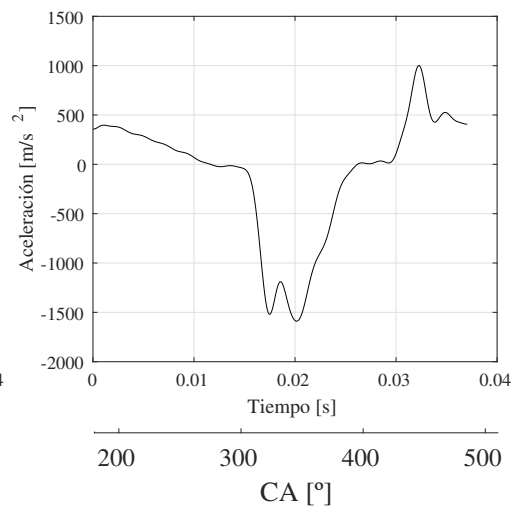
C.3. Aceleración



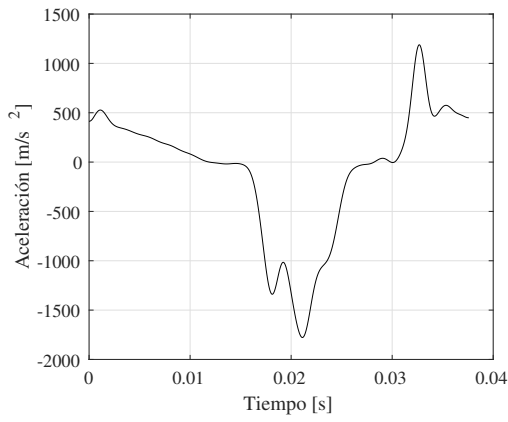
(a) Arrastre



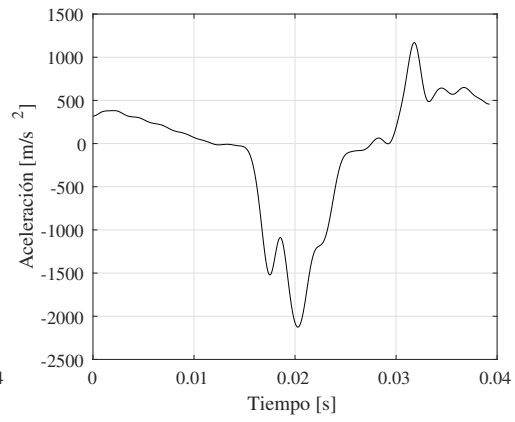
(b) Fr 0.3



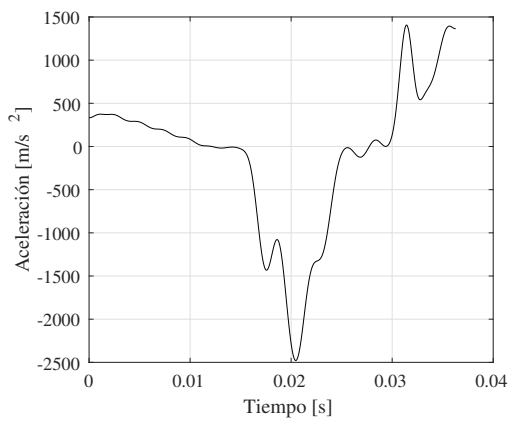
(c) Fr 0.4



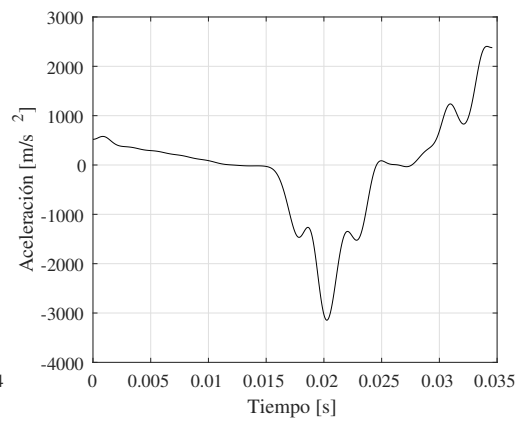
(d) Fr 0.5



(e) Fr 0.6

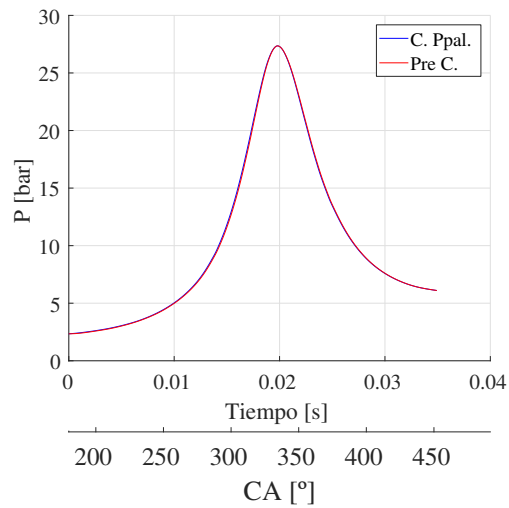


(f) Fr 0.7

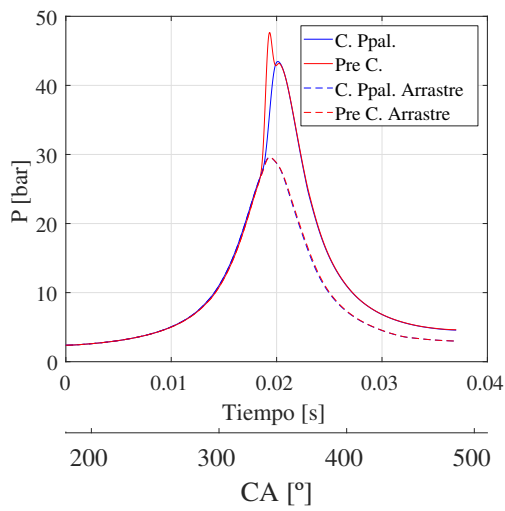


(g) Fr 0.8

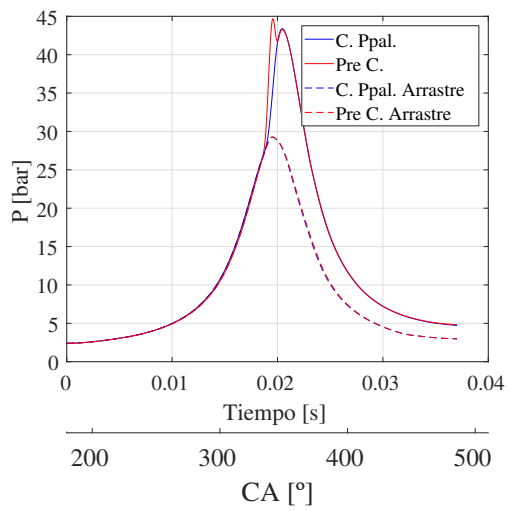
C.4. Presión



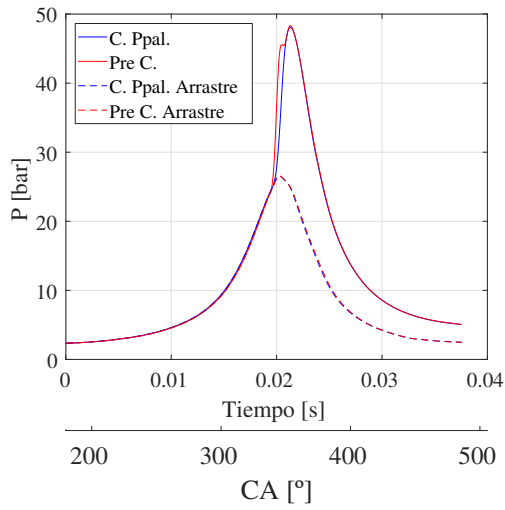
(a) Arrastre



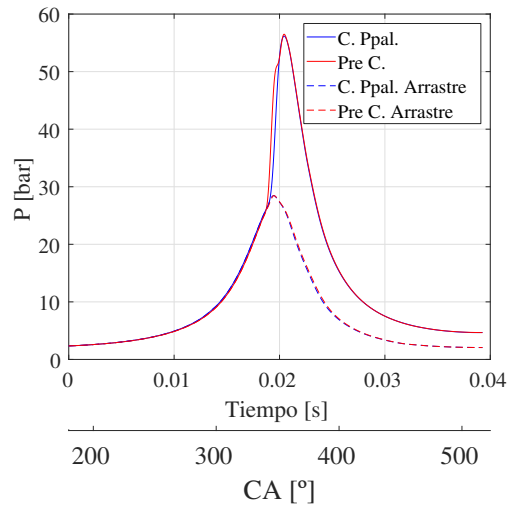
(b) Fr 0.3



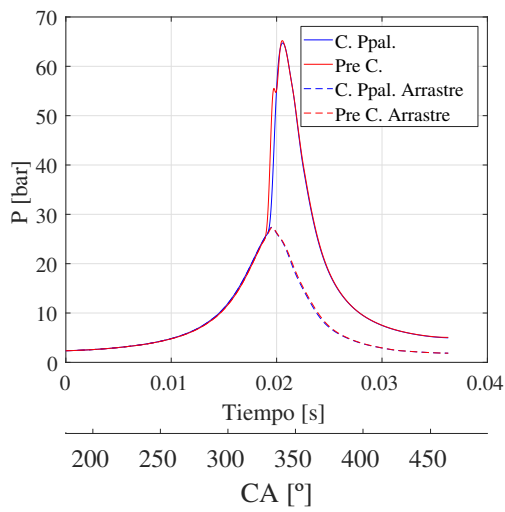
(c) Fr 0.4



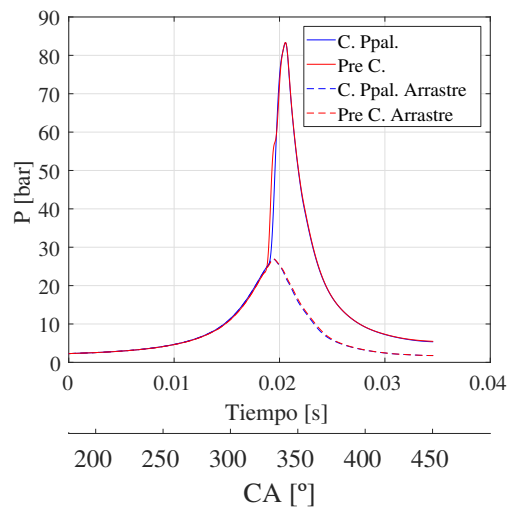
(d) $Fr = 0.5$



(e) $Fr = 0.6$

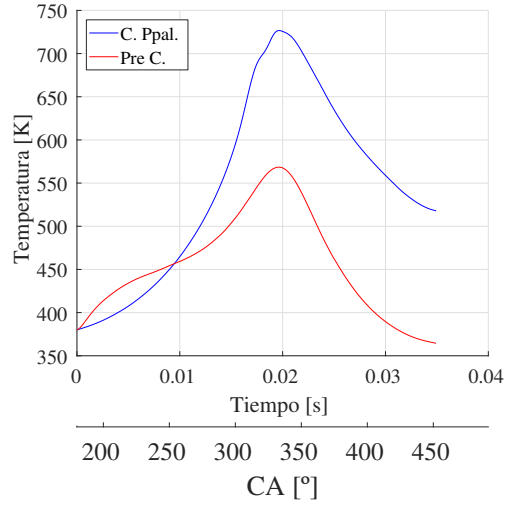


(f) $Fr = 0.7$

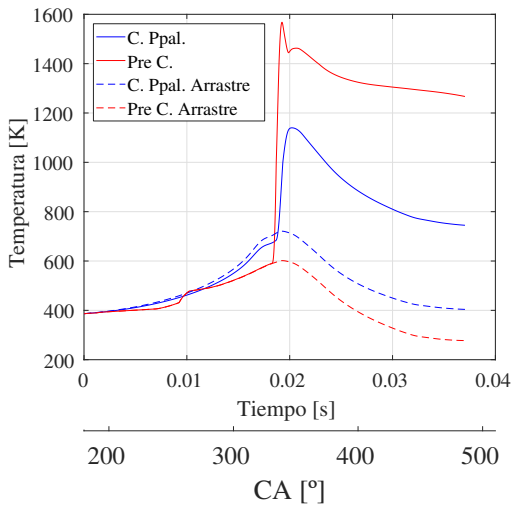


(g) $Fr = 0.8$

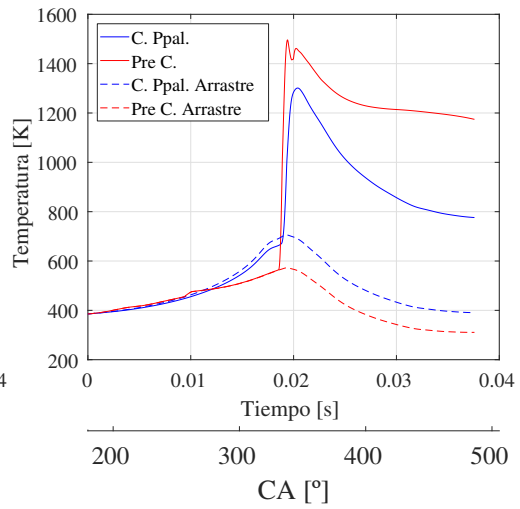
C.5. Temperatura



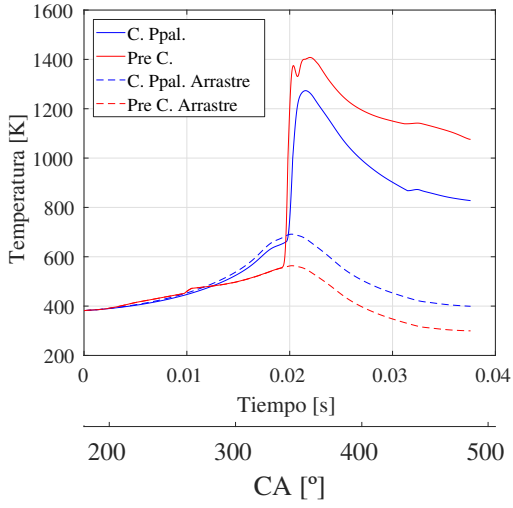
(a) Arrastre



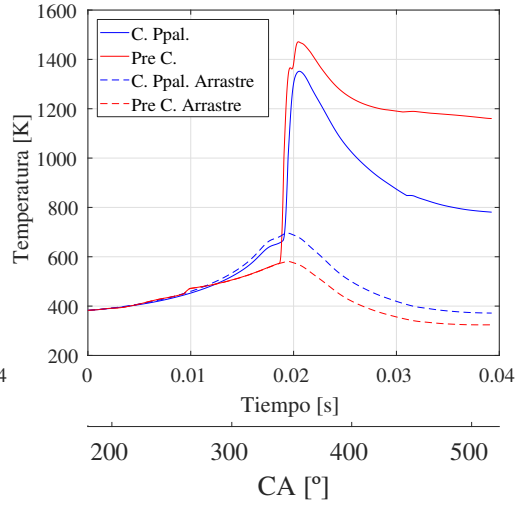
(b) Fr 0.3



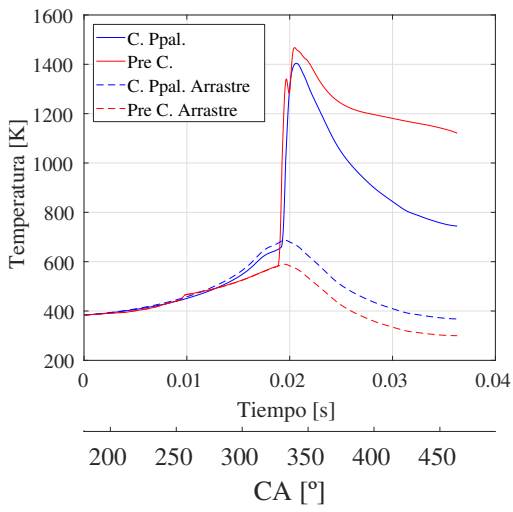
(c) Fr 0.4



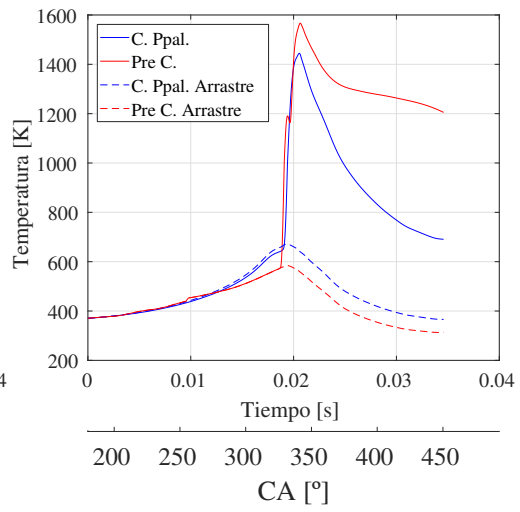
(d) Fr 0.5



(e) Fr 0.6

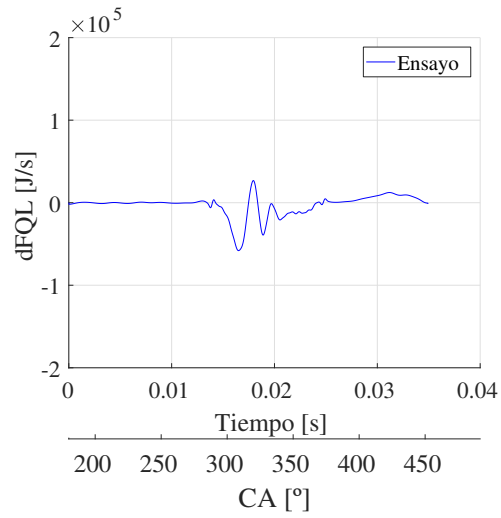


(f) Fr 0.7

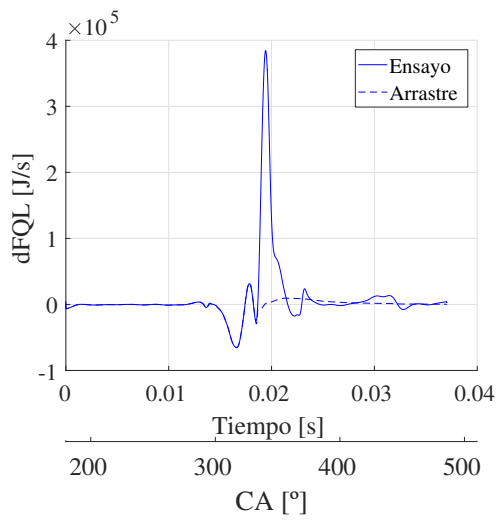


(g) Fr 0.8

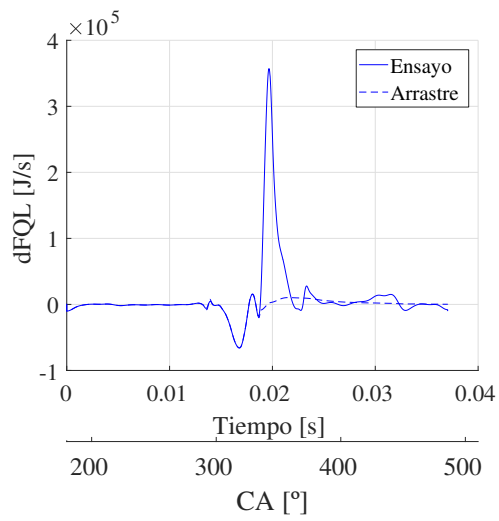
C.6. dFQL Cámara Principal



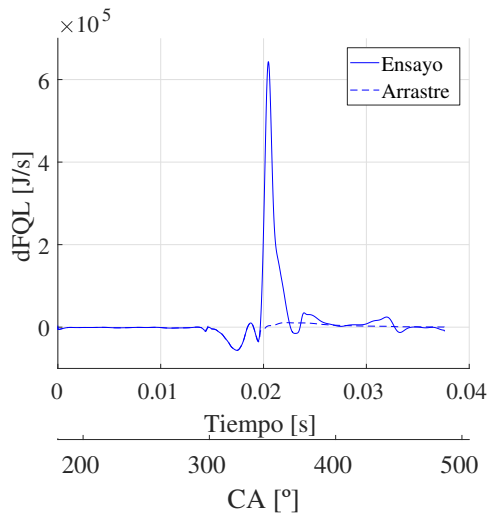
(a) Arrastre



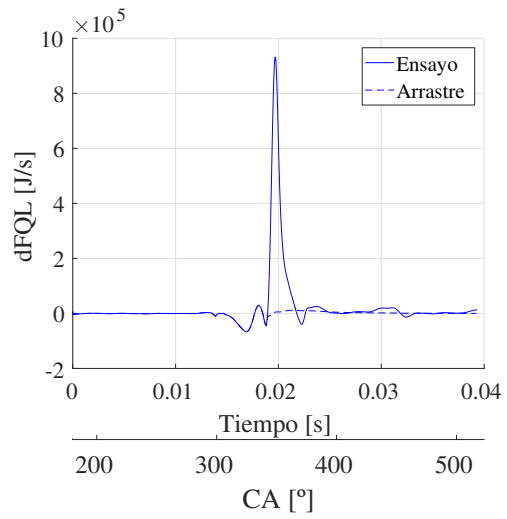
(b) Fr 0.3



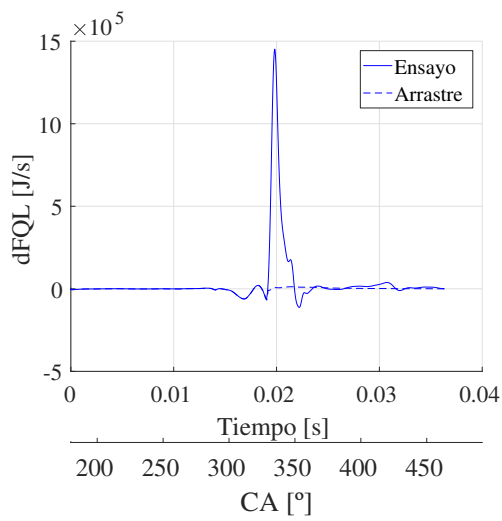
(c) Fr 0.4



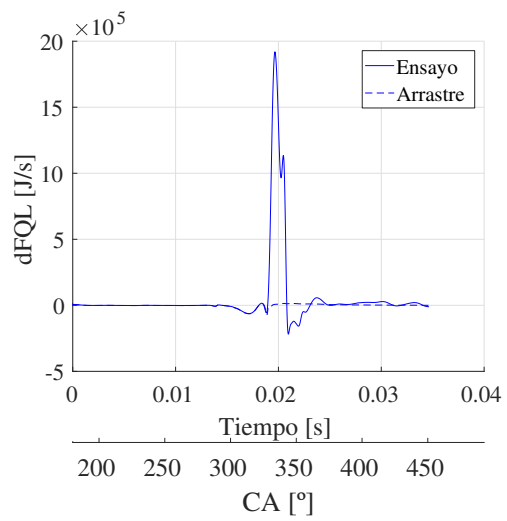
(d) Fr 0.5



(e) Fr 0.6

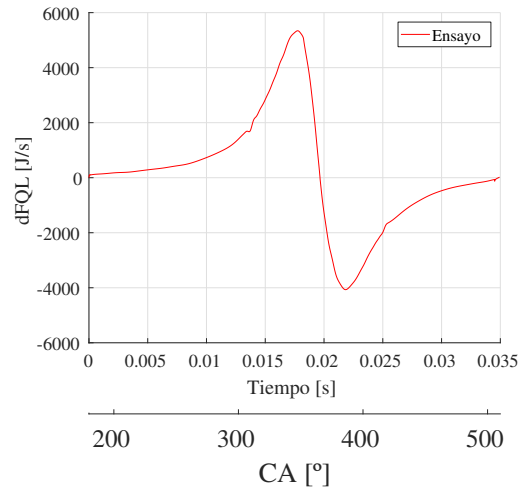


(f) Fr 0.7

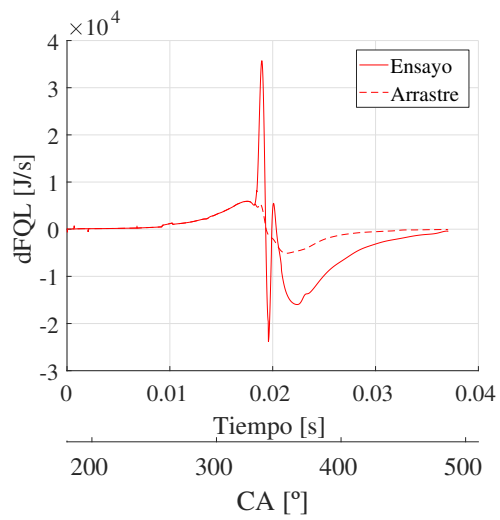


(g) Fr 0.8

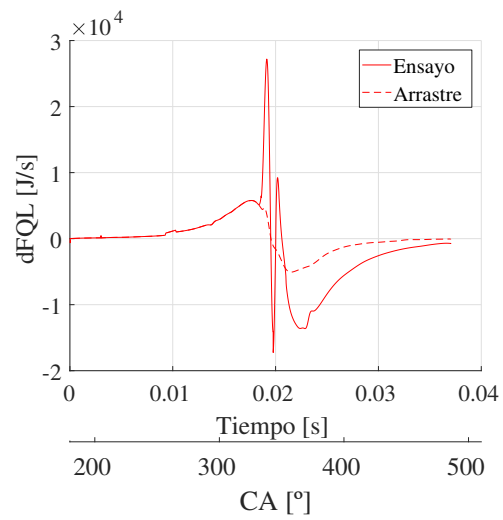
C.7. dFQL Pre Cámara



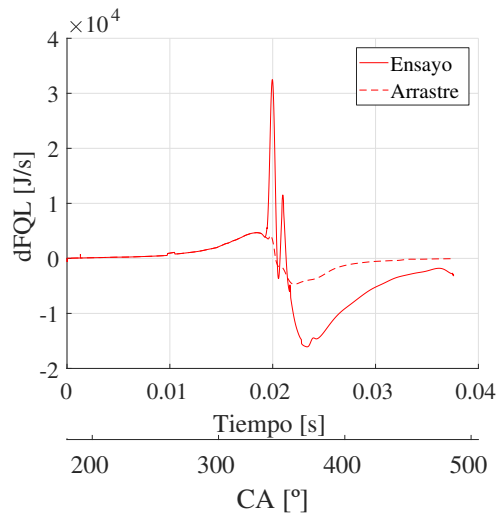
(a) Arrastre



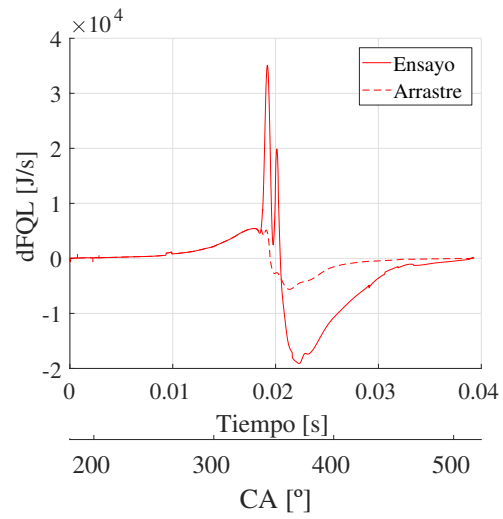
(b) Fr 0.3



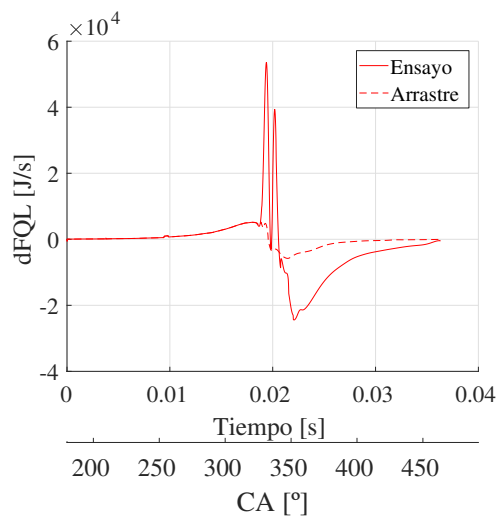
(c) Fr 0.4



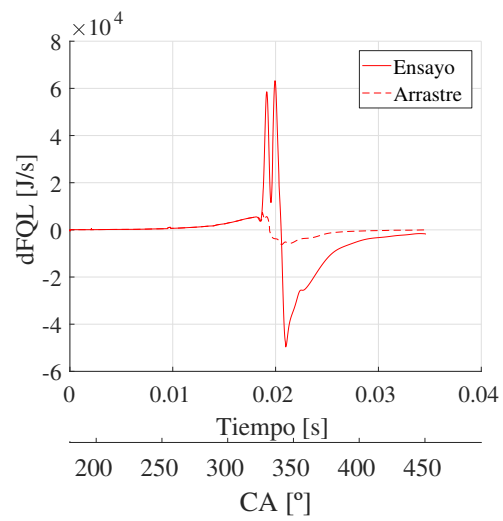
(d) Fr 0.5



(e) Fr 0.6

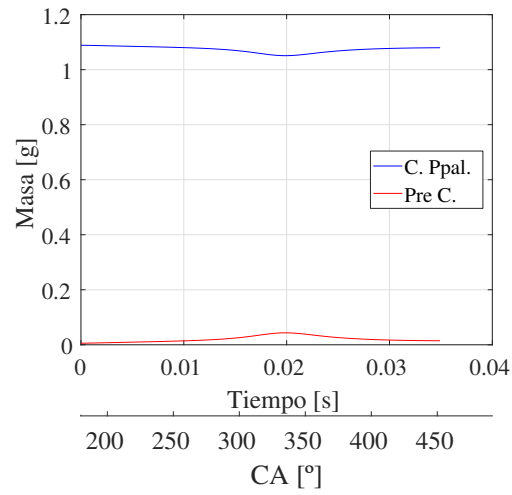


(f) Fr 0.7

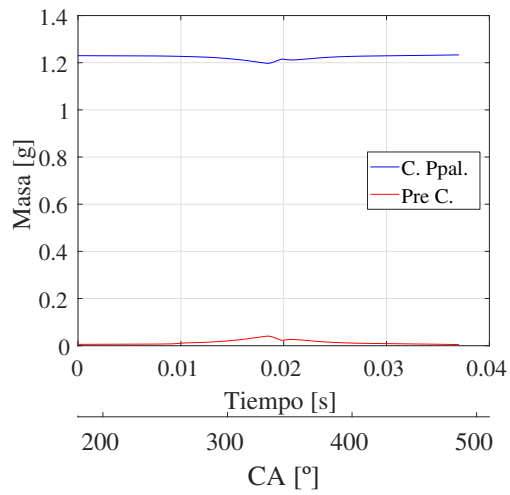


(g) Fr 0.8

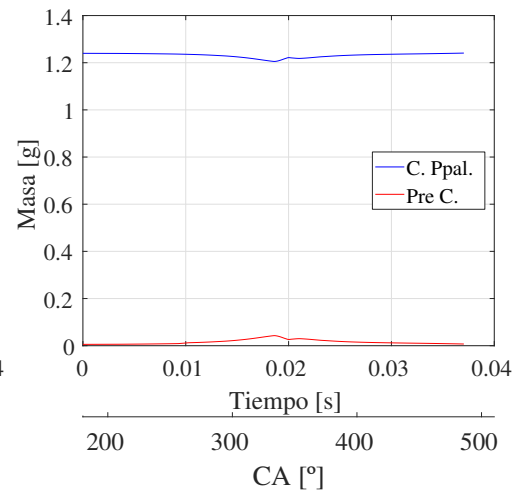
C.8. Masa



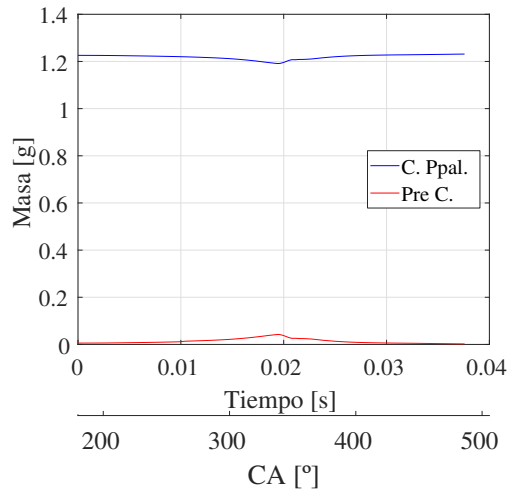
(a) Arrastre



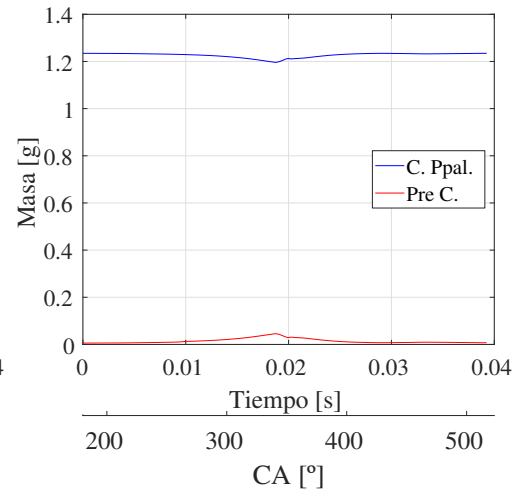
(b) Fr 0.3



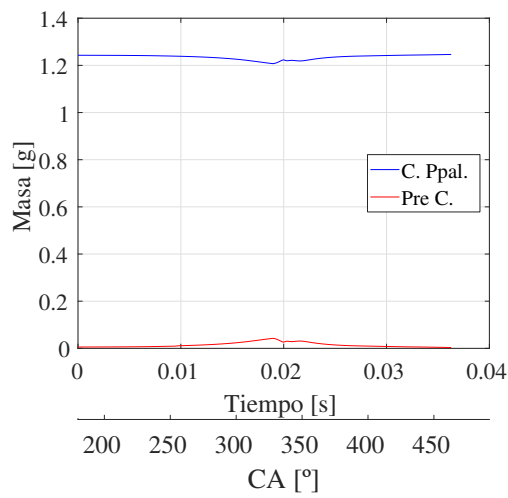
(c) Fr 0.4



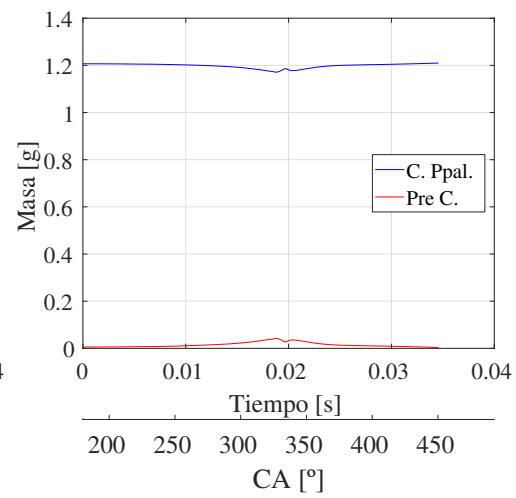
(d) Fr 0.5



(e) Fr 0.6



(f) Fr 0.7



(g) Fr 0.8

Apéndice D

Visualización

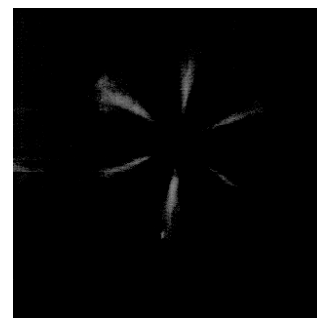
D.1. Imágenes obtenidas con la Cámara Rápida



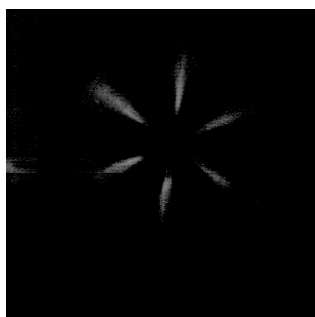
(a) Delay=0 [ms]



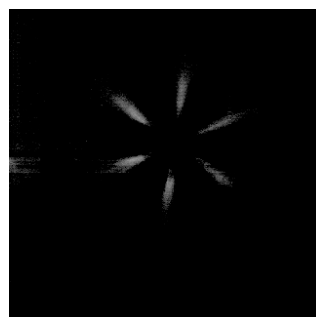
(b) Delay=1.4 [ms]



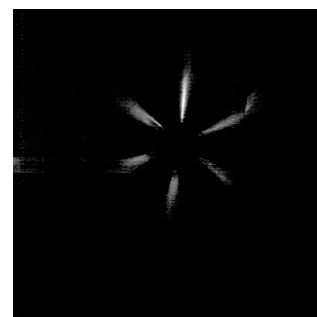
(c) Delay=1.5 [ms]



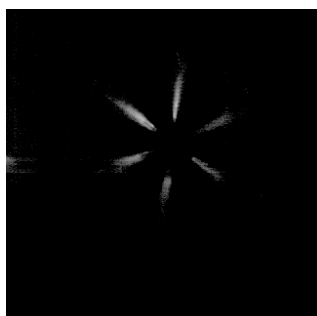
(d) Delay=1.6 [ms]



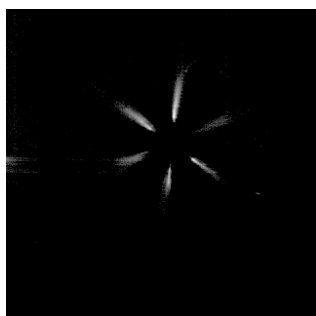
(e) Delay=1.7 [ms]



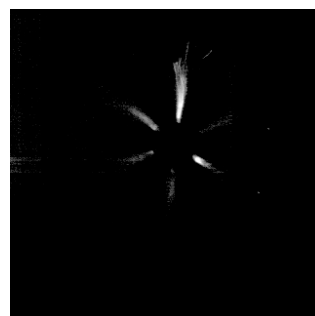
(f) Delay=1.8 [ms]



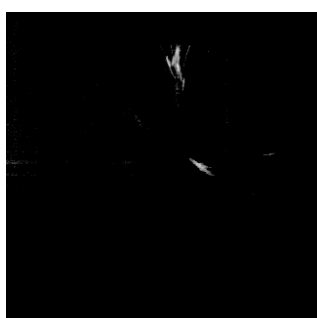
(g) Delay=1.9 [ms]



(h) Delay=2.0 [ms]



(i) Delay=2.1 [ms]



(j) Delay=2.2 [ms]



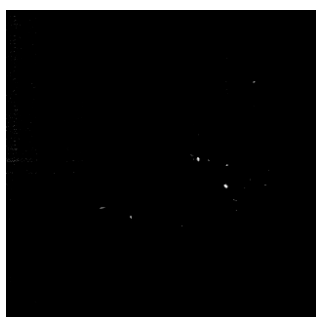
(k) Delay=2.3 [ms]



(l) Delay=2.4 [ms]



(m) Delay=2.8 [ms]



(n) Delay=2.9 [ms]



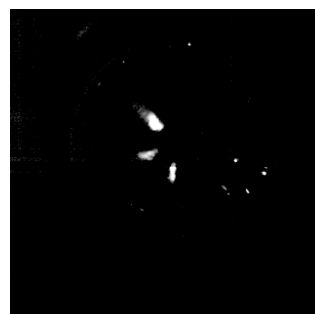
(o) Delay=3.1 [ms]



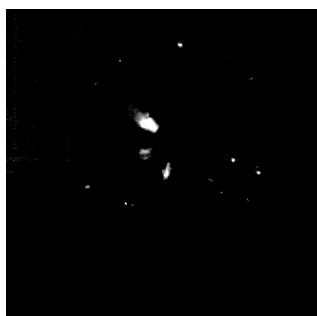
(p) Delay=3.3 [ms]



(q) Delay=3.4 [ms]



(r) Delay=3.5 [ms]



(s) Delay=3.7 [ms]



(t) Delay=3.9 [ms]



(u) Delay=4.1 [ms]



(v) Delay=4.3 [ms]



(w) Delay=4.5 [ms]



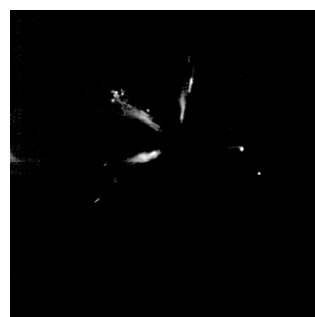
(x) Delay=4.7 [ms]



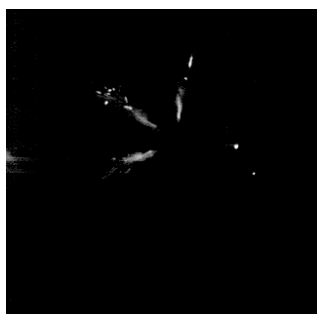
(y) Delay=4.9 [ms]



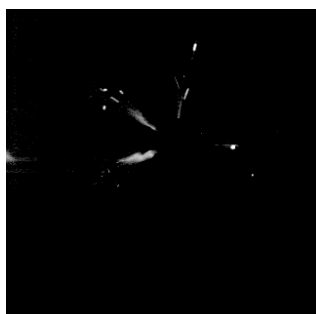
(z) Delay=5.1 [ms]



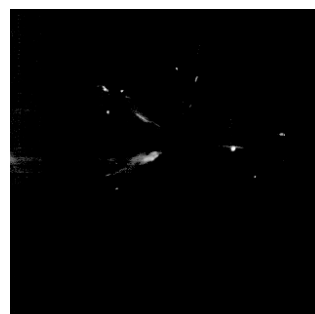
(aa) Delay=5.3 [ms]



(ab) Delay=5.5 [ms]



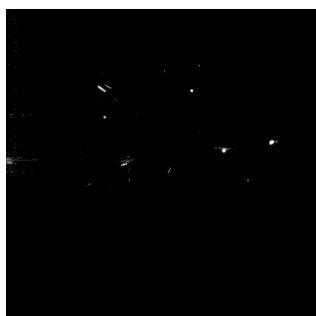
(ac) Delay=5.7 [ms]



(ad) Delay=5.9 [ms]



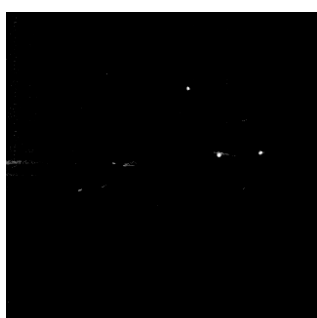
(ae) Delay=6.1 [ms]



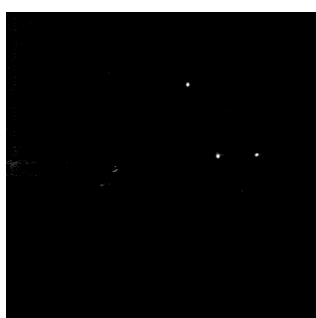
(af) Delay=6.3 [ms]



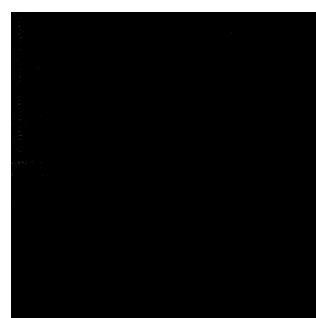
(ag) Delay=6.5 [ms]



(ah) Delay=6.8 [ms]

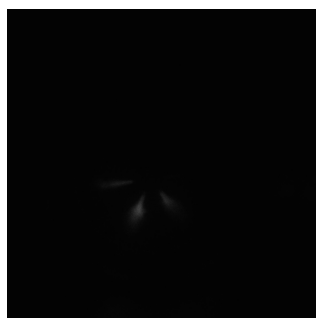


(ai) Delay=7.0 [ms]

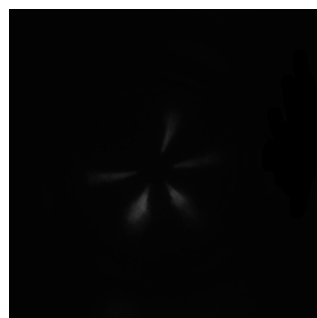


(aj) Delay=7.3 [ms]

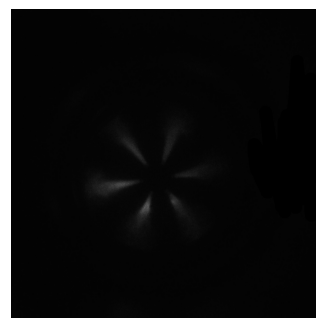
D.2. Imágenes obtenidas con la Cámara Intensificada



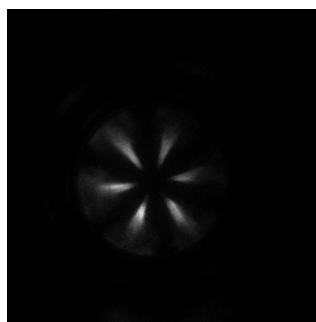
(a) Delay=1.2 [ms]



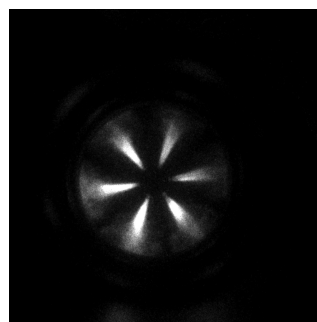
(b) Delay=1.25 [ms]



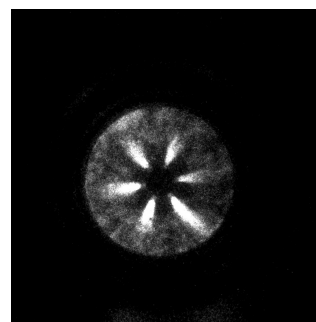
(c) Delay=1.3 [ms]



(d) Delay=1.5 [ms]



(e) Delay=1.7 [ms]



(f) Delay=2.0 [ms]

Bibliografía

- [1] Hans L. Sittauer. *Nicolaus August Otto, Rudolf Diesel*. Leipzig, 1990.
- [2] Y. Iwamoto, K. Noma, O. Nakayama, T. Yamauchi, and H. Ando. Development of gasoline direct injection engine. *SAE Technical Paper Series*, 1997.
- [3] S.P. Chincholkar and Dr. J. G. Suryawanshi. Gasoline direct injection: An efficient technology. *Elsevier Ltd.*, 2016.
- [4] Dezhi Zhou, Wenming Yang, Feiyang Zhao, and Jing Li. Dual-fuel rcci engine combustion modeling with detailed chemistry considering flame propagation in partially premixed combustion. *Elsevier Ltd.*, 2007.
- [5] V. Nikolov and K. Ambarev. Internac combustion engines with variable compression ratio. *ResearchGate*, 2008.
- [6] Amjad Shaik, N. Shenbaga Vinayaga Moorthi, and R. Rudramoorthy. Variable compression ratio engine: a future power plant for automobiles, an overview. *SAE Technical Paper Series*, 2007.
- [7] Thiago Hoeltgebaum, Roberto Simoni, and Daniel Martins. Reconfigurability of engines: A kinematic approach to variable compression ratio engines. *Elsevier Ltd.*, 2015.
- [8] Han Hao, Feiqi Liu, Zongwei Liu, and Fuquan Zhao. Compression ignition of low-octane gasoline: Life cycle energy consumption and greenhouse gas emissions. *Elsevier Ltd.*, 2016.
- [9] Yanuandri Putrasari and Ock Taeck Lim. Performance and emission of gasoline compression ignition engine fueled with 5 and 20strategy. *Elsevier Ltd.*, 2016.
- [10] Mingfa Yao, Zhaolei Zheng, and Haifeng Liu. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (hcci) engines. *Elsevier Ltd.*, 200.

-
- [11] M.M. Hasan and M.M. Rahman. Homogeneous charge compression ignition combustion: Advantages over compression ignition combustion, challenges and solutions. *Elsevier Ltd.*, 2015.
- [12] Mazda's gasoline skyactiv-x spcci engine explained. URL <https://www.caranddriver.com/news/mazdas-gasoline-skyactiv-x-spcci-engine-explained>.
- [13] Carlos Eduardo Castilla Alvarez, Giselle Elias Couto, Vinícius Rückert Roso, Arthur Braga Thiriet, and Ramon Molina Valle. A review of pre-chamber ignition systems as lean combustion technology for si engines. *Elsevier Ltd.*, 2017.
- [14] John Heywood and Don MacKenzie. On the road toward 2050: Potential for substantial reductions in light-duty vehicle energy use and greenhouse gas emissions. *Massachusetts Institute of Technology*, 2015.
- [15] Francisco Payri and Jose Maria Desantes. *Motores de Combustión Intrna Alternativos*. Editorial Reverté, UPV Editorial, 2011.
- [16] Stephen R. Turns. *An Introduction to Combustion. Concepts and Applications*. McGrawHill, 1990.
- [17] J. C. Livengood and P. C. Wu. *Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines*.
- [18] Prof. Ölmer L. Gülder. Fundamentals of combustion. chapter 6.
- [19] José Rubén Pérez Domínguez. *Aerodinámica, Turbulencia y Combustión no Premezclada en Quemadores de Flujo Rotante*. Versión electrónica.
- [20] J. A. Conesa. Motor de combustión interna. April 2011.
- [21] Rodrigo Buendia. Inyección multipunto vs. inyección directa. ¿en realidad son tan diferentes? URL <https://www.motorpasion.com.mx/>.
- [22] Inyección - definición - significado. URL <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/inyeccion-definicion-significado/gmx-niv15-con194509.htm>.
- [23] Sydneydieselcentre.com.au. How does a common rail injector work?
- [24] C. H. Yang. Theory of ignition and auto-ignition. *Space Science Laboratory*, October 1961.

- [25] Técnico de Lisboa. Combustión. capítulo 6. February 1988.
- [26] J.D. Dale and A.K. Oppenheim. Enhanced ignition for ic engines with premixed charge. *SAE International*, 1981.
- [27] Elisa Toulson and Harold J. Schock. A review of pre-chamber initiated jet ignition combustion systems. *SAE International*, 2010.
- [28] Fli.com. Turbulent jet ignition: In the antechamber of f1 power.
- [29] G. Gentz, B. Thelen, M. Gholamisheeri, P. Litke, A. Brown, J. Hoke, and E. Toulson. A study of the influence of orifice diameter on a turbulent jet ignition system through combustion visualization and performance characterization in a rapid compression machine. *Applied Thermal Engineering*, 2015.
- [30] Gerald Gentz, Bryce Thelen, Masumeh Gholamisheeri, Paul Litke, Adam Brown, John Hoke, and Elisa Toulson. A study of the influence of orifice diameter on a turbulent jet ignition system through combustion visualization and performance characterization in a rapid compression machine. *Elsevier Ltd.*, 2015.
- [31] Gerald Gentz, Masumeh Gholamisheeri, and Elisa Toulson. A study of a turbulent jet ignition system fueled with iso-octane: Pressure trace analysis and combustion visualization. *Elsevier Ltd.*, 2016.
- [32] *TeRCM-K84. Rapid Compression Machine Analyzing in-Cylinder Spray Development and Combustion Processes. Technical Manual Version 2.2.* TESTEM.
- [33] *Petrol Filter Catalog.* PRUFLUX.
- [34] *3GAA102002-ASA Datasheet.* ABB. URL <https://new.abb.com/products/3GAA102002-ASA/m2aa-aa-aluminium-motor-y-4-poles-imb3-im1001>.
- [35] *Submittal Data. UPS 32-60 F.* GRUNDFOS.
- [36] *Shell-and-tube Heat Exchangers. Standar Series and Customer Oriented Solutions.* FUNKE.
- [37] *Pressure Sensor for Combustion Analysis. Spark-Plug ZI33 Datasheet.* AVL, .
- [38] *Spark-Plug ZI33 ans ZI45. Product Guide.* AVL, .

- [39] *Operating Instructions. Diaphragm Vacuum Pumps and Compressors.* KNF Laboratories.
- [40] *High-Temperature Pressure Sensor for Combustion Engine Measurement. Type 6045A.* KISTLER.
- [41] *Phantom v12 Datasheet.* VISION Research.
- [42] *iStar 734 Series Datasheet.* ANDOR Technology.
- [43] LUIS DANIEL ZAPATA PEMBERTHY. *Caracterización de los procesos de Inyección-Combustión Diesel mediante visualización y procesado digital de imágenes.* PhD thesis. URL <https://doi.org/10.4995/thesis/10251/8192>.
- [44] Patrick L. Walter. Guidance for the filtering of dynamic force, pressure, acceleration (and other) signals.
- [45] Gerald R. Gentz and Elisa Toulson. Experimental studies of a liquid propane auxiliary fueled turbulent jet igniter in a rapid compression machine. *SAE International Journal of Engines*, 9(2), apr 2016. doi: 10.4271/2016-01-0708. URL <https://doi.org/10.4271/2016-01-0708>.
- [46] Krzysztof Z. Mendera, Andrzej Spyra, and Michal Smereka. Mass fraction burned analysis. 22, 2002. ISSN 1231-4005. URL <http://www.ilot.edu.pl/kones/2002/02/str193.pdf>.
- [47] Mark C. Sellnau, Frederic A. Matekunas, Paul A. Battiston, Chen-Fang Chang, and David R. Lancaster. Cylinder-pressure-based engine control using pressure-ratio-management and low-cost non-intrusive cylinder pressure sensors. In *SAE Technical Paper Series*. SAE International, mar 2000. doi: 10.4271/2000-01-0932. URL <https://doi.org/10.4271/2000-01-0932>.
- [48] G. Jarquin López, G. Polupan, and J. Hernández Rodríguez. Cálculo de los productos de la combustión empleando métodos numéricos. 22, nov 2003. URL <https://cimec.org.ar/ojs/index.php/mc/article/view/820/772>.
- [49] Junseok Chang, Orgun Güralp, Zoran Filipi, Dennis N. Assanis, Tang-Wei Kuo, Paul Najt, and Rod Rask. New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux. In *SAE Technical Paper Series*. SAE International, oct 2004. doi: 10.4271/2004-01-2996. URL <https://doi.org/10.4271/2004-01-2996>.

- [50] Antonio Torregrosa, Pablo Olmeda, and Carlos Romero. Revising engine heat transfer. 3:245–265, 01 2008.
- [51] G. Woschni. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. In *SAE Technical Paper Series*. SAE International, feb 1967. doi: 10.4271/670931. URL <https://doi.org/10.4271/670931>.
- [52] M Bargende. *Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der Instationaeren Wandwaermeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren*. PhD thesis, 1991.
- [53] Konstantinos Bardis, Guoqing Xu, Panagiotis Kyrtatos, Yuri M. Wright, and Konstantinos Boulouchos. A zero dimensional turbulence and heat transfer phenomenological model for pre-chamber gas engines. In *SAE Technical Paper Series*. SAE International, apr 2018. doi: 10.4271/2018-01-1453. URL <https://doi.org/10.4271/2018-01-1453>.
- [54] Navin Fogla, Michael Bybee, Mohsen Mirzaeian, Federico Millo, and Syed Wahiduzzaman. Development of a k-k-e phenomenological model to predict in-cylinder turbulence. *SAE International Journal of Engines*, 10(2):562–575, mar 2017. doi: 10.4271/2017-01-0542. URL <https://doi.org/10.4271/2017-01-0542>.
- [55] Jakub Lasocki. Engine knock detection and evaluation: a review. 2016.
- [56] Tadashi Tsurushima, Eiji Kunishima, Yasuo Asaumi, Yuzo Aoyagi, and Yoshiteru Enomoto. The effect of knock on heat loss in homogeneous charge compression ignition engines. In *SAE Technical Paper Series*. SAE International, mar 2002. doi: 10.4271/2002-01-0108. URL <https://doi.org/10.4271/2002-01-0108>.
- [57] Usman Asad and Ming Zheng. Fast heat release characterization of a diesel engine. *International Journal of Thermal Sciences*, 47(12):1688–1700, dec 2008. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2008.01.009. URL <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2008.01.009>.
- [58] B. Venkateswararao, G. Amba, and Prasad Rao. Prediction of heat-release patterns for modeling diesel engine performance and emissions, 2012.
- [59] Darío López Pintor. *Theoretical and experimental study on the autoignition phenomena of homogeneous reactive mixtures*. PhD thesis. URL <https://doi.org/10.4995/thesis/10251/90642>.

- [60] ISO 5167-2:2003(E). Measurement of Fluid Flow by Means of Pressure Differential Devices Inserted in Circular Cross-Section Conduits Running Full - Part 2: Orifice Plates. Standard, International Organization for Standardization, Geneva, CH, February 2003.
- [61] Riccardo Amirante, Elia Distaso, Paolo Tamburrano, and Rolf D Reitz. Laminar flame speed correlations for methane, ethane, propane and their mixtures, and natural gas and gasoline for spark-ignition engine simulations. *International Journal of Engine Research*, 18(9):951–970, jul 2017. doi: 10.1177/1468087417720018. URL <https://doi.org/10.1177/1468087417720018>.
- [62] H. Kolla, J. W. Rogerson, and N. Swaminathan. Validation of a turbulent flame speed model across combustion regimes. *Combustion Science and Technology*, 182(3):284–308, feb 2010. doi: 10.1080/00102200903341587. URL <https://doi.org/10.1080/00102200903341587>.
- [63] Thierry Poinso and Denis Veynante. *Theoretical and Numerical Combustion, Second Edition*. R.T. Edwards, Inc., 2005. ISBN 1930217102.
- [64] Kurt A. Estes and Issam Mudawar. Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38(16):2985–2996, nov 1995. doi: 10.1016/0017-9310(95)00046-c. URL [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(95\)00046-c](https://doi.org/10.1016/0017-9310(95)00046-c).
- [65] B. Abramzon and W.A. Sirignano. Droplet vaporization model for spray combustion calculations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32(9):1605–1618, sep 1989. doi: 10.1016/0017-9310(89)90043-4. URL [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(89\)90043-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(89)90043-4).
- [66] Kyoung Hyun Kwak, Dohoy Jung, and Claus Borgnakke. Enhanced spray and evaporation model with multi-fuel mixtures for direct injection internal combustion engines. *International Journal of Engine Research*, 15(4):488–503, sep 2013. doi: 10.1177/1468087413495203. URL <https://doi.org/10.1177/1468087413495203>.
- [67] 2,2,4-trimethylpentane, . URL <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/10907>.
- [68] Vapour pressure for liquid-vapour equilibrium. URL webserver.dmt.upm.es/~isidoro/dat1/ePv.pdf.

- [69] 2,2,4-trimethylpentane, . URL <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/10907>.
- [70] Babak Mehmandoust, Ehsan Sanjari, and Mostafa Vatani. An efficient reliable method to estimate the vaporization enthalpy of pure substances according to the normal boiling temperature and critical properties. *Journal of Advanced Research*, 5(2):261–269, mar 2014. doi: 10.1016/j.jare.2013.03.007. URL <https://doi.org/10.1016/j.jare.2013.03.007>.
- [71] Yaşar Demirel. Energy and energy types. In *Energy*, pages 27–70. Springer London, 2012. doi: 10.1007/978-1-4471-2372-9_2. URL https://doi.org/10.1007/978-1-4471-2372-9_2.
- [72] Hseen O. Baled, Peter Koronaios, Dazun Xing, Randy Miles, Deepak Tapriyal, Isaac K. Gamwo, Matthew S. Newkirk, Rajendar R. Mallepally, Mark A. McHugh, and Robert M. Enick. High-temperature, high-pressure viscosity of n -octane and isooctane. *Fuel*, 164:199–205, jan 2016. doi: 10.1016/j.fuel.2015.09.071. URL <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.09.071>.
- [73] N.B. Vargaftik. *Handbook of Thermal Conductivity of Liquids and Gases*. Taylor & Francis, 1993. ISBN 9780849393457. URL <https://books.google.es/books?id=DFo1sZBwdNgC>.
- [74] Christian Wohlfarth. *Surface Tension of Pure Liquids and Binary Liquid Mixtures: (Supplement to IV/16) (Landolt-Börnstein: Numerical Data and Functional Relationships in Science and Technology - New Series)*. Springer, 2008. ISBN 3540755071.
- [75] Nafiseh Dadgostar and John M. Shaw. A predictive correlation for the constant-pressure specific heat capacity of pure and ill-defined liquid hydrocarbons. *Fluid Phase Equilibria*, 313:211–226, jan 2012. doi: 10.1016/j.fluid.2011.09.015. URL <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2011.09.015>.
- [76] 2,2,4-trimethyl pentane. chemical update datasheet, 2018. URL https://www.michigan.gov/documents/deq/deq-rrd-chem-224-TrimethylPentaneDatasheet_527508_7.pdf.
- [77] Carbon dioxide, . URL <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/280>.

- [78] William Sutherland. LII. the viscosity of gases and molecular force. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, 36(223):507–531, dec 1893. doi: 10.1080/14786449308620508. URL <https://doi.org/10.1080/14786449308620508>.
- [79] Critical temperatures and pressures for some common substances. URL https://www.engineeringtoolbox.com/gas-critical-temperature-pressure-d_161.html.
- [80] Steam viscosity. URL https://www.engineeringtoolbox.com/steam-viscosity-d_770.html.
- [81] Oxigen, . URL <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/977>.
- [82] Nitrogen, . URL <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/947>.
- [83] Hydrogen, . URL <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/783>.
- [84] Carbon monoxide, . URL <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/281>.
- [85] Nitric oxide, . URL <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/145068>.
- [86] R. Byron Bird, Warren E. Stewart, and Edwin N. Lightfoot. *Transport Phenomena, 2nd Edition*. Wiley, 2001. ISBN 0471410772.
- [87] Technical data for oxygen, . URL <http://periodictable.com/Elements/008/data.html>.
- [88] A. Dalgarno and F.J. Smith. The thermal conductivity and viscosity of atomic oxygen. *Planetary and Space Science*, 9(1-2):1–2, jan 1962. doi: 10.1016/0032-0633(62)90064-8. URL [https://doi.org/10.1016/0032-0633\(62\)90064-8](https://doi.org/10.1016/0032-0633(62)90064-8).
- [89] Technical data for nitrogen, . URL <http://periodictable.com/Elements/007/data.html>.
- [90] Technical data for hidrogen, . URL <http://periodictable.com/Elements/001/data.html>.
- [91] A. C. Allison. Viscosity of atomic hydrogen. *The Journal of Chemical Physics*, 56(12):6266–6267, jun 1972. doi: 10.1063/1.1677190. URL <https://doi.org/10.1063/1.1677190>.

-
- [92] *NIST-JANAF Thermochemical Tables 2 Volume-Set (Journal of Physical and Chemical Reference Data Monographs)*. American Institute of Physics, 1998. ISBN 1563968312.
- [93] Sara McAllister, Jyh-Yuan Chen, and A. Carlos Fernandez-Pello. *Fundamentals of Combustion Processes (Mechanical Engineering Series)*. Springer, 2011. ISBN 1441979425.

Parte V

Presupuesto

Presupuesto

En esta última parte se especifican los costes totales asociados a la realización de los ensayos y desarrollo del análisis expuesto en la memoria. En estos costes se incluyen los gastos asociados al personal envuelto en el proyecto y el material utilizado.

Recursos

De forma global, todo lo empleado en la realización del proyecto se encuentra desglosado a continuación.

Recursos de Personal

Tabla P.1: Recursos de Personal

Código	Factor	Descripción	Cantidad
MP01	h	Doctor	1
MP02	h	Ingeniero	1
MP03	h	Ingeniero Junior	1
MP04	h	Técnico de Laboratorio	2

Recursos Materiales

Tabla P.2: Recursos Materiales

Código	Factor	Descripción	Cantidad
MA01	ud.	RCEM	1
MA02	ud.	Bujía	1
MA03	ud.	Culata	1
MA04	ud.	Pre Cámara	1
MA05	ud.	Ventana de Cuarzo	1
MA06	L	Isooctano	0.2

Toda la instrumentación que no se incluye aquí fue adquirida por el Departamento antes de este proyecto y se encuentran completamente amortizadas, por lo que no suponen un gasto en modo alguno.

Recursos Informáticos

Tabla P.3: Recursos Informáticos

Código	Factor	Descripción	Cantidad
IN01	ud.	PC	1
IN02	ud.	Matlab	1

Recursos de Instalaciones

Tabla P.4: Recursos de Personal

Código	Factor	Descripción	Cantidad
SA01	h	Sala de Ensayos	1
SA02	h	Despacho	1

Desarrollo del Presupuesto

Costes de Personal

Tabla P.5: Costes de Personal

Código	Precio Unitario [€/h]	Cantidad [h]	Total [€]
MP01	33	35	1155
MP02	22	200	4400
MP03	12	360	4320
MP04	13 x2	30	780

Costes de Material

En los costes de material hay que tener en cuenta tanto los gastos directos de las compras realizadas durante el periodo del proyecto como los gastos derivados por la devaluación de los materiales por su uso, lo que se conoce como amortización.

Tabla P.6: Costes directos de Material

Código	Precio Unitario [€]	Cantidad [ud.]	Total [€]
MA02	18.79	1	1155
MA03	623.33	1	623.33
MA04	314.13	1	314.13
MA05	70.95	2	1401.90
MA06	41.28 [€/L]	0.2 [L]	8.26

El cálculo del coste amortizado se establece como la relación entre la diferencia del coste de adquisición (C_a) y el valor perdido (C_r) con el tiempo de uso (T_a).

$$C_{amort} = \frac{C_a - C_r}{T_a} \quad [\text{€/h}]$$

Para los costes de amortización se han utilizado los coeficientes máximos de pérdida de valor anual establecidos por la Agencia Tributaria, y se considera

que el número de horas máximas de uso anual son 1800 [h].

Los únicos bienes a amortizar en este trabajo han sido la RCEM, con un coste inicial de 335000 [€], un coeficiente de amortización del 12% anual, y un periodo máximo de amortización de 10 años. Y el ordenador utilizado, con precio de venta de 700 [€], un coeficiente de amortización anual del 26% y un periodo máximo de amortización de 5 años.

Tabla P.7: Costes de uso del Material

Código	Precio Unitario [€/h]	Cantidad [h]	Total [€]
MA01	22.33	90	2010
IN01	0.11	310	31.35

La licencia de Matlab para estudiantes que se ha utilizado tiene un coste de 69 [€].

Por último, el uso de instalaciones conlleva un cierto gasto de agua y luz, material de oficina y seguros de personal que deben ser ingresados por el Departamento.

Tabla P.8: Costes de uso de Instalaciones

Código	Precio Unitario [€/h]	Cantidad [h]	Total [€]
SA01	40	90	3600
SA02	20	200	4000

Resumen del Presupuesto Total

El presupuesto total teniendo en cuenta todo el desglose realizado en el apartado anterior queda como:

Tabla P.9: Presupuesto Total

Costes de Personal	10655.00 [€]
Gastos directos de Material	2366.41 [€]
Gastos por uso del Material	2041.35 [€]
Licencias de Software	69 [€]
Gastos por uso de Instalaciones	7600 [€]
Total	22731.75 [€]

El coste total del proyecto asciende a veintidós mil setecientos treinta y un euros con setenta y cinco céntimos, 22731.75 [€].