

---

DISEÑO Y VALIDACIÓN DE UN SISTEMA  
PARA ESTUDIAR LA COMBUSTIÓN DE  
MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO A  
PARTIR DE UNA MÁQUINA DE  
COMPRESIÓN-EXPANSIÓN RÁPIDA

---



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

**TRABAJO FINAL DE GRADO**

**Ingeniería Mecánica**

**David Llácer Escodar**

**Tutor: Dr. Joaquín de la Morena**

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño**

**Departamento de Máquinas y Motores Térmicos**

**Curso 2020/2021**



**Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño**





UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño



Diseño y validación de un sistema para estudiar la  
combustión de motores de encendido provocado a partir  
de una máquina de compresión-expansión rápida

Trabajo de Fin de Grado

**Ingeniería Mecánica**

Dirigido por el Dr. Joaquín de la Morena

*Centro de Motores Térmicos. Instituto Universitario de Investigación  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño  
Universitat Politècnica de València*

Julio 2021





*Nada en la vida es para ser temido,  
es sólo para ser comprendido.  
Ahora es el momento  
de entender más, de  
modo que podamos  
temer menos.*

*M. Curie.*

# ABSTRACT

Due to the urgently need from the automotive sector to reduce emissions to the max and the increasingly narrower regulations, it is necessary the constant research of new solutions that allow better improvements of the polluting emissions rates without detriment to the performance.

The automotive industry is betting on solutions based on spark-ignition engines to the detriment of compression ignition engines, which still have room for improvement in the emissions department and here is where GDI (Gasoline Direct Injection) comes in, and even though this technology has been around for a while, it still has a long way to go and considerable scope for improvement.

The purpose of this essay is adapting this technology to the RCEM (Rapid Compression Expansion Machine) with the goal of proving if it is possible to implement a new cylinder head cover design and a set of trials which simulate combustion.

After the analysis with the changes performed on RCEM, it has been proven that it is possible to successfully run those tests in a repetitive and reliable way. However, it exists a high impact on the produced turbulence during the combustion process.

## RESUM

Debut a la necessitat premiant del sector de l'automoció de reduir al màxim les emissions i a la normativa cada vegada mes restrictiva, és necessària la contínua investigació de noves solucions que permeten millores en els nivells d'emissions contaminants sense cap perjudici en les prestacions.

L'industria del automòbil està apostant per solucions basades en els motors d'encès provocat en detriment davant dels sistemes d'encès per compressió, és ací on fa aparició la tecnologia GDI (*Gasoline Direct Injection*) que si bé ja es una solució amb un ampli recorregut fins l'actualitat encara pot tindre cert marge de millora.

Aquest treball busca adaptar aquesta tecnologia a la RCEM (*Rapid Compression Expansion Machine*) amb l'objecte de comprovar si és possible la implementació mitjançant el disseny d'una nova culata i d'un conjunt d'assajos en els que es simula la combustió.

Després de l'anàlisi del comportament dels canvis realitzats a la RCEM, s'ha comprovat que si és possible dur a bon terme assajos d'una forma repetitiva y fiable. No obstant presenta una gran influència de la turbulència durant el procés de la combustió.

## RESUMEN

Debido a la necesidad apremiante del sector de la automoción de reducir al máximo las emisiones y a la cada vez más restrictiva normativa al respecto, es necesaria la continua investigación de nuevas soluciones que permitan grandes mejoras en los niveles de emisiones contaminantes sin perjuicio en las prestaciones.

La industria del automóvil está apostando por soluciones basadas en los motores de encendido provocado en detrimento frente a los sistemas de encendido por compresión. Al poseer estos todavía márgenes de mejora en materia de emisiones, es aquí donde entra la tecnología GDI (*Gasoline Direct Injection*) que si bien ya es una solución con un largo recorrido todavía puede poseer cierto margen de mejora.

Este trabajo persigue adaptar esta tecnología a la RCEM (*Rapid Compression Expansion Machine*) con el objeto de comprobar de si es posible su implementación mediante el diseño de una nueva culata y de un barrido de ensayos en los que se simula una combustión.

Tras el análisis del comportamiento de los cambios realizados en la RCEM, se ha comprobado que si es posible llevar a buen término dichos ensayos de una forma repetitiva y fiable. No obstante, existe una gran influencia de la turbulencia generada durante el proceso de la combustión.





# Índice

1.Introducción .....	- 2 -
1.1 Antecedentes.....	- 3 -
1.2 Objetivos y estructura del trabajo.....	- 4 -
Capítulo 2: Marco Teórico .....	- 3 -
2.1 Características del flujo de aire en motores:.....	- 3 -
2.2 Movimiento del aire dentro del cilindro: .....	- 3 -
2.2.1 Swirl:.....	- 3 -
2.2.2 Efecto de la geometría de la cabeza del cilindro sobre el Swirl:.....	- 4 -
2.2.3 Tumble: .....	- 4 -
2.2.3.1 Efecto del tumble sobre el desarrollo de la combustión: .....	- 5 -
2.2.4 Interacción del aire con el chorro de combustible: .....	- 5 -
2.3 Requerimientos de la mezcla MEP:.....	- 6 -
2.4 Sistemas de Inyección .....	- 7 -
2.4.1 Clasificación de los sistemas de inyección: .....	- 9 -
2.4.2 Inyección indirecta: .....	- 9 -
2.4.3 Inyección directa: .....	- 9 -
2.4.3.1 Inyección directa gasolina GDI: .....	- 10 -
2.4.3.2 Funcionamiento del sistema de inyección directa.....	- 10 -
2.5 Inyectores de Inyección directa:.....	- 12 -
2.5.1 Partes de un inyector: .....	- 12 -
2.5.2 Tipos de inyectores de para motores GDI.....	- 13 -
2.6 Proceso de combustión en MEP .....	- 13 -
2.6.1 Combustión normal/anormal.....	- 16 -
2.6.3.1 Velocidad de combustión laminar.....	- 16 -
2.6.3.2 Velocidad de combustión turbulenta: .....	- 17 -
2.6.6 Factores que afectan a la combustión .....	- 18 -
2.6.6.1 Instante de encendido .....	- 19 -
2.6.6.2 Régimen de giro .....	- 19 -
2.6.6.3 Grado de Carga.....	- 19 -
2.6.6.4 Dosado.....	- 20 -
2.6.6.5 Presión exterior .....	- 20 -
2.6.6.6 Humedad.....	- 20 -
2.6.7 Combustión anormal.....	- 20 -

## Presentación

---

2.6.7.1 Combustión por autoinflamación .....	- 20 -
2.6.8 Autoencendido de la mezcla.....	- 21 -
2.6.8.1 Factores que afectan a la aparición de combustión por inflamación.....	- 22 -
2.6.9 Encendido superficial.....	- 22 -
2.6.10 Cámaras combustión MEP.....	- 22 -
Capítulo 3: Descripción de la maquinaria empleada.....	25
3.2 Máquina de compresión-expansión rápida (Rapid Compression-Expansion Machine).....	25
3.2.1 Características principales de la RCEM.....	26
3.2.2 Elementos de la máquina de compresión-expansión rápida.....	27
3.2.3 Descripción de Funcionamiento.....	28
3.3 Sistemas secundarios.....	29
3.3.1 Sistema de aporte de gases.....	29
3.3.2 Bomba de vacío.....	29
3.3.3 Carro Inyección Gasolina.....	30
3.3.3 Software Camas.....	32
3.3.4 Sensor de presión en cámara de combustión.....	32
3.3.5 Inyector Spray-G.....	34
3.3.7 Osciloscopio.....	36
3.3.8 Regla Magnética.....	36
3.4 Procedimientos a seguir en la RCEM:.....	37
3.4.1 Puesta en marcha.....	37
Capítulo 4: Hipótesis y consideraciones termodinámicas empleadas.....	43
4.1 Modelo de cálculo de pérdidas de calor.....	43
4.2 Modelo de deformación.....	45
4.3 Modelo de fugas.....	46
4.4 Procedimiento de cálculo las constantes C y K.....	48
Capítulo 5: Diseño culata GDI.....	51
5.1 Requerimientos de diseño de la culata RCEM.....	51
5.2 Características técnicas de la culata.....	52
5.3 Detalle diseño culata.....	53
5.4 Vistas en sección de inyector y sonda de temperatura de cámara.....	55
Capítulo 6: Resultados.....	58
6.1 Análisis de estanqueidad de la cámara de combustión.....	58
6.2 Ajuste de la constante $C_1$ y K del modelo termodinámico.....	59

## Presentación

---

6.2.1 Ajuste de las constante C1 y K para la carrera de 120mm.....	59
6.2.2 Ajuste de las constantes C <sub>1</sub> y K para la carrera de 200mm.....	62
6.2.3 Ajuste de la constante C1 y K para la carrera de 249mm. ....	64
6.3 Análisis de la curva de presión en arrastre.....	65
6.3.1 Análisis general de la señal de presión durante un ensayo de arrastre. ....	66
6.3.2 Análisis de la señal de presión con la carrera de 120mm: .....	67
6.3.3 Análisis de la señal de presión con la carrera de 200mm .....	69
6.3.4 Análisis de la señal de presión con la carrera de 249.....	72
6.4 Ensayos con combustión en función del dosado relativo FR .....	73
6.4.1 Análisis de curva de presión para dosados relativos 0.7, 0.8 y 1.5 .....	75
6.4.2 Análisis de curva de presión dosados relativos 0.9 y 1 .....	75
6.4.3 Análisis de curva de presión dosado relativo 1.1 .....	76
6.4.4 Conclusiones de los ensayos con combustión en función del dosado.....	77
7. Conclusiones y trabajos futuros. ....	78
Bibliografía.....	80
Pliego de condiciones generales .....	82
Pliego de condiciones particulares .....	84
Presupuesto.....	87

PRIMERA PARTE  
MEMORIA

# CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1. Introducción.....	- 2 -
1.1 Antecedentes.....	- 3 -
1.2 Objetivos y estructura del trabajo.....	- 4 -

## Presentación

---

### 1. Introducción

Con el paso de los años, la utilización del motor de combustión interna se ha visto incrementado, llevando con ello un aumento en las emisiones de gases contaminantes y de efecto invernadero. Esto ha llevado a los diferentes estamentos gubernamentales a elaborar diferentes legislaciones en vista a tratar de reducir considerablemente las emisiones contaminantes y sus efectos dañinos con el medio ambiente. Este desafío ha llevado a los ingenieros al desarrollo de nuevas tecnologías con el ánimo de perseguir tales fines.

Recientemente como consecuencia de la cada vez más restrictiva legislación creada en materia de emisiones, las mecánicas MEC (Motor de Encendido por Compresión) con configuraciones basadas en el combustible Diésel, no son capaces de cumplir con los requisitos establecidos en estas últimas, sin tener que recurrir a dispositivos que hacen inviable económicamente este tipo de motores para el consumidor.

Lo cual nos lleva a centrar los esfuerzos en los motores del tipo MEP (*Motor de Encendido Provocado*) basados principalmente en la gasolina, ya que consiguen ser menos contaminantes y tienen un amplio potencial de mejora, haciéndolos muy interesantes para el estudio en la actualidad.

Como consecuencia directa de esto, las marcas automovilísticas y los diferentes organismos de investigación han estado desarrollando todo tipo de estudios alternativos con el fin de mejorar las mecánicas gasolina. Esto ha llevado a la proliferación de diferentes maquetas y modelos experimentales, como son las máquinas de compresión y Expansión rápida.

La máquina de compresión y expansión rápida RCEM por sus siglas en inglés, la cual se encuentra presente en el departamento de motores térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia, nos brinda la posibilidad de realizar varios estudios y ensayos, como pueden ser estudios de autoencendido de premezclas reactivas o el análisis de la ignición y atomización diferentes chorros de combustibles.

Este estudio se va a centrar en la puesta a punto de esta máquina, para realizar análisis de combustión de una configuración gasolina en condiciones homogéneas, con el fin de determinar si son factibles este tipo de estudios en la Máquina de Compresión y Expansión Rápida. Para

## Presentación

---

ello se llevarán a cabo una serie de modificaciones tanto en la fisionomía de la máquina como en los procesos de realización del ensayo, persiguiendo que los parámetros sean lo suficientemente fiables y semejantes a un motor de combustión interna convencional de una manera repetitiva y estable.

### 1.1 Antecedentes

Realizar un estudio de la combustión producida en el interior de un motor, siempre se ha tornado ampliamente complicado debido principalmente al alto régimen de giro en la que se pueden alcanzar regímenes de giro de hasta 7000 rpm, a su reducido diseño lo cual dificulta la instalación de los aparatos de medición y a las condiciones de flujo turbulento que aumenta la variabilidad de la medición. Todo esto, unido a las altas velocidades que presenta un motor convencional y una gran variabilidad en las condiciones en todo el proceso de combustión, ha llevado al intento de simplificar el proceso mediante el desarrollo de maquetas que operan de una manera similar a un motor o constan de partes por las que se pueden realizar visualizaciones de su interior como, por ejemplo, puede ser un motor de culata transparente.

Para este estudio en concreto, el elemento escogido ha sido la máquina de compresión rápida, de la cual a continuación, se detallará ampliamente su funcionamiento y las partes de las que consta.

Para comenzar a hablar de la máquina de compresión rápida, debemos de decir que existe un número muy reducido de éstas en el mundo. Están presentes principalmente en centros de investigación o en marcas automovilísticas.

Actualmente el número de máquinas de compresión rápida gira entorno a la veintena en todo el globo, las cuales generalmente, difieren en algunos aspectos unas de otras debido a las modificaciones realizadas en cada una de ellas para satisfacer diferentes cometidos y a su fabricación casi en su totalidad realizada artesanalmente.

En el caso de la máquina que tiene en propiedad el Centro de Motores Térmicos ha sido adquirida de un fabricante externo.



## Presentación

---

### 1.2 Objetivos y estructura del trabajo

En la actualidad, debido a las continuas restricciones en materia de emisiones de gases para reducir los efectos dañinos en el medio ambiente, obliga a los ingenieros a intentar mejorar y disminuir las emisiones de los motores de combustión interna sin descuidar un buen rendimiento y a la vez manteniendo una alta eficiencia.

La cual obliga a iniciar la búsqueda de nuevos métodos y técnicas para conseguir una mejora cada vez más complicada.

E aquí el principal objetivo del proyecto, el cual consistirá en la puesta en marcha y optimización de una configuración gasolina en la máquina de compresión rápida.

El siguiente proyecto va a constar de un apartado dedicado a la descripción de la RCEM y los elementos que se han utilizado para la realización del trabajo. Acto seguido un apartado que hablará del marco teórico necesario para comprender todos los conceptos desarrollados.

Un análisis de los resultados obtenidos tras la realización del estudio y finalmente las conclusiones más importantes que se han obtenido tras la realización de este.

# CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

En el presente apartado se van a desarrollar una serie de conceptos que ayudaran a poner en contexto el trabajo realizado y ayudar a la comprensión de este.

Capítulo 2: Marco Teórico .....	- 3 -
2.1 Características del flujo de aire en motores:.....	- 3 -
2.2 Movimiento del aire dentro del cilindro: .....	- 3 -
2.2.1 Swirl:.....	- 3 -
2.2.2 Efecto de la geometría de la cabeza del cilindro sobre el Swirl:.....	- 4 -
2.2.3 Tumble: .....	- 4 -
2.2.3.1 Efecto del tumble sobre el desarrollo de la combustión: .....	- 5 -
2.2.4 Interacción del aire con el chorro de combustible: .....	- 5 -
2.3 Requerimientos de la mezcla MEP:.....	- 6 -
2.4 Sistemas de Inyección .....	- 7 -
2.4.1 Clasificación de los sistemas de inyección: .....	- 9 -
2.4.2 Inyección indirecta: .....	- 9 -
2.4.3 Inyección directa: .....	- 9 -
2.4.3.1 Inyección directa gasolina GDI: .....	- 10 -
2.4.3.2 Funcionamiento del sistema de inyección directa.....	- 10 -
2.5 Inyectores de Inyección directa:.....	- 12 -
2.5.1 Partes de un inyector: .....	- 12 -
2.5.2 Tipos de inyectores de para motores GDI.....	- 13 -
2.6 Proceso de combustión en MEP .....	- 13 -
2.6.1 Combustión normal/anormal.....	- 16 -
2.6.3.1 Velocidad de combustión laminar.....	- 16 -
2.6.3.2 Velocidad de combustión turbulenta: .....	- 17 -
2.6.6 Factores que afectan a la combustión .....	- 18 -
2.6.6.1 Instante de encendido .....	- 19 -
2.6.6.2 Régimen de giro .....	- 19 -
2.6.6.3 Grado de Carga.....	- 19 -
2.6.6.4 Dosado.....	- 20 -
2.6.6.5 Presión exterior .....	- 20 -
2.6.6.6 Humedad.....	- 20 -
2.6.7 Combustión anormal.....	- 20 -



## Presentación

---

2.6.7.1 Combustión por autoinflamación .....	- 20 -
2.6.8 Autoencendido de la mezcla.....	- 21 -
2.6.8.1 Factores que afectan a la aparición de combustión por inflamación.....	- 22 -
2.6.9 Encendido superficial.....	- 22 -
2.6.10 Cámaras combustión MEP.....	- 22 -

## Presentación

---

### Capítulo 2: Marco Teórico

En el presente apartado se van a desarrollar una serie de conceptos que ayudaran a poner en contexto el trabajo realizado y ayudar a la comprensión de este.

#### 2.1 Características del flujo de aire en motores:

El flujo interno que se da en el interior de un motor MCI (Motor de combustión interna alternativo) es un objeto de estudio complejo debido a una serie de características:

- La no estacionalidad del flujo, debido a los movimientos de los elementos móviles que componen un motor (pistón, válvulas, etc).
- Se da un flujo turbulento en todos los regímenes de operación.
- La tridimensionalidad del fluido.
- Flujo reactivo a altas temperaturas.

#### 2.2 Movimiento del aire dentro del cilindro:

Existen tres tipos de movimiento del aire en el interior del cilindro diferentes, Estos describen como el aire se comporta en el momento de la admisión hasta que se produce la combustión, el movimiento que produce la propia combustión y el sistema de inyección del combustible.: *Swirl* (movimiento de rotación respecto al eje del cilindro, *Tumble* (movimiento de rotación respecto del eje transversal) *Squish* (movimiento inducido por el pistón durante la fase ascendente)

##### 2.2.1 Swirl:

Este movimiento es una rotación del aire alrededor de la componente correspondiente al eje vertical del cilindro, el cual se origina por el movimiento durante la apertura de las válvulas de admisión. El cual entra con cierto momento angular creando un vórtice alrededor de las paredes del cilindro y comenzando a disminuir por rozamiento visco contra dichas paredes en el momento que las válvulas de admisión se cierran.

Este movimiento contribuye especialmente a distribuir el combustible por toda la cámara de combustión, mejorando la proporción aire/combustible en todas las regiones espaciales. Por el contrario, un

## Presentación

---

alto grado de *swirl* puede dificultar la combustión. Es un parámetro más característico de los motores MEC (Motor encendido por compresión) debido a la dependencia de la inyección y el movimiento de la mezcla para su correcto funcionamiento.



Figura 2.1 Efecto Swirl en el interior de la cámara de combustión. Fuente: <https://www.nissan-global.com/JP/TECHNOLOGY/FILES/m9r.jpg>

### 2.2.2 Efecto de la geometría de la cabeza del cilindro sobre el Swirl:

La geometría del cilindro tiene una gran influencia sobre la cantidad de *swirl* que se va a producir. A medida que se aumentan la profundidad de las paredes del *bowl* (Hendidura en la cabeza del pistón para favorecer la turbulencia) la velocidad tangencial incrementa, mientras que a medida que se aumenta el diámetro de *bowl* esta velocidad se reduce, apreciándose que existe una relación entre profundidad y velocidad del fenómeno.

### 2.2.3 Tumble:

Se denomina *tumble* al movimiento de rotación del aire al momento de entrada al cilindro en dirección con la componente normal del eje del cilindro. Este movimiento se origina por el efecto de la deflexión en la cabeza del pistón, originando un vórtice al chocar el flujo de aire o mediante una inclinación de la válvula de admisión haciendo que el fluido choque esta vez con la pared contraria del cilindro. Ambas estrategias le confieren un momento angular que finaliza al cerrarse la admisión, momento en el que también ocurre en el *swirl* comienza a reducirse por rozamiento con las paredes del cilindro.

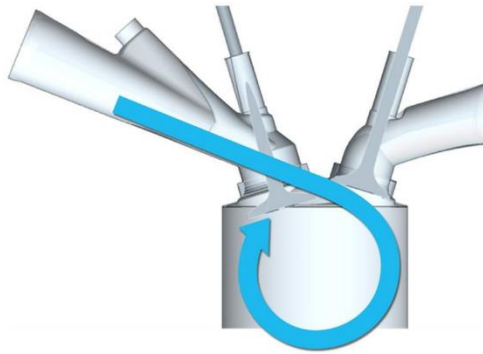


Figura 2.2 Efecto Tumble en el interior de la cámara de combustión. Fuente:  
<https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fwww.greencarcongress.com>

#### 2.2.3.1 Efecto del tumble sobre el desarrollo de la combustión:

El *tumble* tiene una gran influencia en el comportamiento de la combustión en los motores MEP debido al beneficio que comporta el aumento de la intensidad de la turbulencia y la homogeneización de la mezcla en las proximidades del punto de ignición de la bujía, favoreciendo que la velocidad de combustión sea muy elevada, desempeñando un papel crítico en condiciones estequiométricas. En condiciones de mezcla pobre la generación de turbulencia contribuye a conseguir una buena dispersión cíclica de la mezcla.

#### 2.2.4 Interacción del aire con el chorro de combustible:

En el interior de los motores de combustión interna el flujo turbulento tiene un papel protagonista en la preparación de la mezcla, atendiendo a ésta hay que preguntarse cómo se modifica el flujo cuando se produce la inyección del combustible, produciendo diferentes casos según la configuración del motor.

En los motores diésel el chorro de combustible empuja al aire entrante hacia los aledaños, mientras que el *swirl* defleca el chorro hacia las paredes del cilindro, confiriendo un patrón toroidal que contribuye a introducir la mezcla en el *bowl*. Si el *swirl* es débil, la combustión se realizará prácticamente fuera del *bowl*, mientras que, si este es demasiado fuerte provocará el desplazamiento excesivo del chorro hacia la periferia, infrautilizando el aire alojado en la periferia del *bowl*.

## Presentación

---

En motores de encendido provocado MEP el factor geométrico de la cámara de combustión tiene un papel muy importante en la interacción entre el aire y el chorro de combustible. En condiciones de carga homogénea la interacción entre chorro y *tumble* no es especialmente importante, persiguiendo únicamente la homogeneización del combustible, todo lo contrario que en los motores con cargas estratificadas, en los cuales es crítico como esta interacción chorro *swirl* se comporta.

### 2.3 Requerimientos de la mezcla MEP:

Para obtener cambios en la potencia que suministra un motor deben producirse variaciones de la cantidad de combustible que se introduce, esto se conoce como *variar el grado de carga*. En los motores MEP el proceso que se lleva a cabo es variar la cantidad de aire que se admite en el motor al mismo tiempo que el sistema determina la cantidad de combustible indicada que debe introducir para dicha cantidad de aire en cada condición de funcionamiento del motor. Esta relación entre masa de aire y combustible recibe el nombre de dosado:

$$F = \text{Masa Combustible} / \text{Masa Aire}$$

Eq. (2.1)

También podemos hablar de dosados relativos si esta fracción de aire/combustible se divide entre la fracción de aire combustible estequiométrica:

$$Fr = F / Fe$$

Eq. (2.2)

Teniendo como dosados relativos=1 mezclas estequiométricas, para cuando el valor de la ecuación sea <1 la mezcla será pobre, por tanto, tendrá un exceso de aire, lo contrario se producirá cuando la mezcla sea >1, en la cual tendremos un exceso de reactivo o combustible.

Generalmente los motores MEP trabajan con dosados cercanos al estequiométrico y mantienen dentro unos límites en los que la mezcla deja de ser estable y el frente de llama no puede progresar. Estos límites se encuentran en la zona de dosados relativos mayores a uno y en la zona de dosados relativos menores a uno.

Para que el proceso de combustión pueda llevarse a cabo, los MEP requieren de varias situaciones que deben darse:

## Presentación

- La mezcla aire/combustible debe de ser totalmente gaseosa, el combustible debe atomizarse.
- Debe ser lo más homogénea en el momento de la ignición.
- Que el dosado se encuentre dentro de los límites de inflamabilidad.

### 2.4 Sistemas de Inyección

Aparte los sistemas de inyección existen otras para introducir la mezcla en el interior de la cámara de combustión como son los sistemas de carburación, los cuales han caído en desuso frente a los sistemas de inyección. Principalmente por no poder tener un control del dosado en todos los puntos de operación del motor y de no poder tener una presión de inyección mayor en la cámara de combustión. En la siguiente tabla se muestra de manera resumida las ventajas de los sistemas de inyección frente los sistemas de carburación:

Tabla 2.1 Ventajas y desventajas de los diferentes sistemas de inyección. (Fuente: Desantes Payri [1])

Variable Operativa	Ventajas inyección	Efecto	Justificación
Par motor	+++	Curva de par más adecuada	Diseño más flexible de los colectores de admisión. Respuesta más rápida en la aceleración.
Potencia	+++	Mayor potencia	Mejor diseño de los colectores de admisión con mejor rendimiento volumétrico. Eliminación del Venturi.
Consumo específico	-/+	Menor consumo si se permiten	Mejor calidad y homogeneidad



## Presentación

		mezclas pobres y ricas (habitual mezcla estequiométrica).	de la mezcla aire/combustible. Posible eliminación del aporte de combustible en las deceleraciones.
Emisiones contaminantes	+++	Menores emisiones de CO, HC y NOX.	Mejor control de calidad de la mezcla y la cantidad de combustible. Compatibilidad con sistemas de catalizadores de escape.
Sobrealimentación	+++	Mejor comportamiento	Control de la temperatura de escape y de la tendencia a la detonación.
Coste	--	Mayor costo	Mayor complejidad y costo de los sistemas.

## Presentación

---

### 2.4.1 Clasificación de los sistemas de inyección:

Como punto de partida podemos realizar una primera calificación de los sistemas de inyección en función de si la inyección se realiza fuera del cilindro en la tobera de admisión (Inyección indirecta) o dentro del cilindro (Inyección directa).

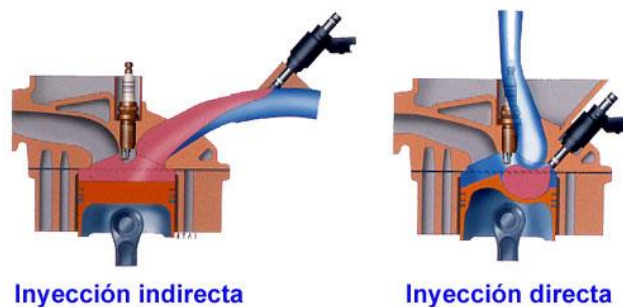


Figura 2.3 Imagen descriptiva Inyección directa e Inyección Indirecta. Fuente: [https://www.km77.com/marcas/peugeot/motorhpi\\_00/1med/compracion.jpg](https://www.km77.com/marcas/peugeot/motorhpi_00/1med/compracion.jpg)

### 2.4.2 Inyección indirecta:

En la inyección indirecta el combustible se inyecta a través de un inyector alojado en la tobera de admisión en las proximidades de la tobera de admisión entrando ya el fluido mezclado o parcialmente mezclado al interior de la cavidad del cilindro. Estos sistemas presentan una mejora en la reducción de la superficie que se moja de combustible en el colector de admisión frente los sistemas de carburación.

### 2.4.3 Inyección directa:

En los sistemas de inyección directa, el combustible se inyecta en el interior de la cámara de combustión, generalmente durante la etapa de admisión, aunque el sistema permite realizar inyecciones en otros puntos del régimen del motor. En sistemas modernos existen varias formas de llevar a término el proceso de la inyección.

Sistemas en los que la inyección directa existe que el pistón tenga labrada la cabeza para que de este modo se consiga aproximar la zona más rica de la mezcla a la bujía (*Wall-Guided*). Y sistemas en los que el chorro de

## Presentación

---

combustible se controla a través de la inyección en diversos puntos de la cámara de combustión (*Spray-Guided*).

Esto permite que se pueda desarrollar el frente de llama desde este punto hacia las zonas más alejadas con mezclas más pobres de combustible. Este sistema es muy similar a los utilizados para la inyección de motores diésel. Pero con unos parámetros más bajos de presión de inyección para evitar la auto detonación de la mezcla y que este sistema necesita una fuente de ignición (bujía) para que se inicie la combustión.

### 2.4.3.1 Inyección directa gasolina GDI:

Como se ha comentado en apartados anteriores el concepto de inyección directa consiste en el interior de la cámara de combustión en lugar de colector, este procedimiento presenta algunas dificultades con respecto a la inyección indirecta, pero presentando ventajas, sobre todo en la reducción de consumo y de contaminantes. Las dificultades principalmente son la necesidad de inyectar a una presión mayor de la existente en la cámara de combustión y el menor tiempo disponible para aportar el combustible.

La regulación es mucho más compleja ya que la homogeneidad de la mezcla depende del grado de carga y del régimen de giro. Poniéndose de manifiesto que el motor va a funcionar en escenarios tanto de mezcla estequiométrica como de mezcla pobre según en el punto de funcionamiento en el que se encuentre el motor. Obligando a realizar un ajuste de todos los posibles modos de funcionamiento de todas las variables (grado de apertura de mariposa, tiempo de apertura del inyector, número de inyecciones, etc.).

### 2.4.3.2 Funcionamiento del sistema de inyección directa.

Para que todo el proceso se lleve a buen término se debe conseguir una presión muy superior al de inyección directa. Para conseguir esta presión se requiere del uso de una bomba de alta presión que mantenga un flujo de combustible a alta presión en la entrada de todos los inyectores existiendo muchas configuraciones de sistemas como inyectores bomba en el que la presión es individual para cada inyector o sistemas de *common rail*, siendo este el más utilizado.



Figura 2.4 Sistema de Inyectores Common Rail. Fuente: <https://josemaco.wordpress.com/2010/03/30/sistema-common-rail/>

En el funcionamiento del motor en carga homogénea la inyección se realiza en la carrera de admisión, permitiendo que la mezcla tenga tiempo suficiente para que se homogenice, dependiendo este proceso de la volatilidad del combustible, de la temperatura en el interior de la cámara, de la geometría de la cámara de combustión y del tamaño de las gotas inyectadas,

En funcionamiento en carga estratificada la inyección por el contrario se realiza durante la carrera de compresión. Por lo que el tiempo para que el combustible se evapore y se mezcle con el aire sea mucho más reducido, siendo necesario que la geometría del pistón y la cámara ayuden a que el chorro de combustible se dirija hacia la zona donde se encuentra la bujía para que progrese desde esta zona hacia la región más pobre.

Existen tres modos para conseguir dirigir el chorro de combustible, guiándolo por la pared siendo muy importante la forma inclinada de la culata, mediante la generación de movimiento de aire turbulento, ya puede ser *swirl*, o *tumble* o finalmente guiando el chorro de inyección directamente hacia la bujía.

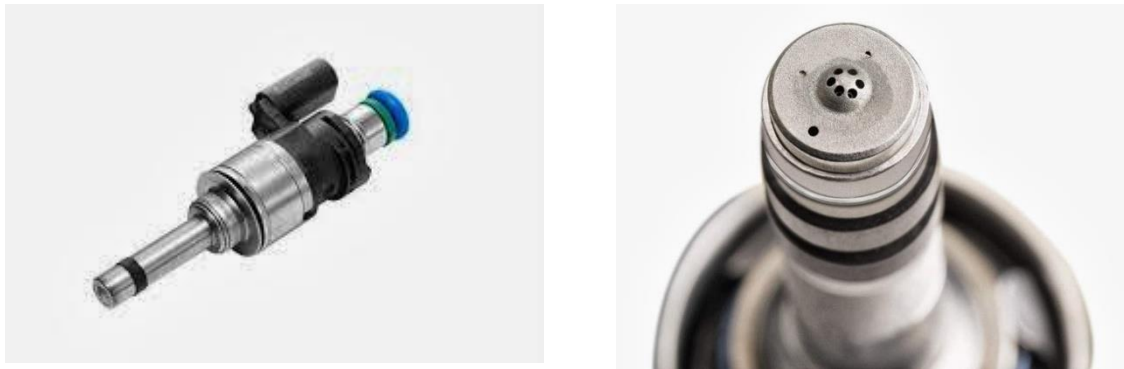
Principalmente la inyección directa presenta dos ventajas claras; mejora el control del dosado durante transitorios y también ayuda a que baje la temperatura en el cilindro durante la admisión. Lo que se consigue es un aumento del rendimiento térmico de la mezcla, pero por contraprestación se producen emisiones de hollín y NO<sub>x</sub>, que se pueden contrarrestar recirculando los gases de escape (EGR).

## Presentación

---

### 2.5 Inyectores de Inyección directa:

Este tipo de inyectores necesitan más requerimientos de resistencia mecánica que los inyectores indirectos al tener que soportar presiones mayores de trabajo. También deben de poder trabajar con tiempos de apertura mucho más rápidos debidos al tiempo reducido para proceder a la inyección.



*Figura 2.5 Imágenes de Inyector GDI y de boca de atomización. Fuente: Internet*

#### 2.5.1 Partes de un inyector:

El inyector, es una suerte de válvula electromagnética. En un inyector el combustible que pasa por él se transforma de líquido a vapor en un breve espacio de tiempo, por lo que es una pieza fundamental para que la mezcla sea eficiente. Cuando el solenoide está desactivado el muelle mantiene cerrada la tobera de inyección y no se produce suministro de combustible. las características principales son las siguientes:

- El tiempo de duración del chorro tiene que ser muy breve
- El inyector debe de resistir la temperatura elevada del interior de la cámara, por lo que la fabricación es necesariamente precisa, con tolerancias muy estrechas, y las piezas deben de ser robustas, relativamente pesadas, por tanto, el coste se ve incrementado. A continuación, se muestra un esquema donde se muestran las diferentes partes de las que consta un inyector:

## Presentación



Figura 2.6 Partes que conforman el inyector. Fuente: (Desantes, Payri [1])

### 2.5.2 Tipos de inyectores de para motores GDI

Existen varios tipos de inyectores en el mercado, todos tienen la misma misión, vaporizar y mezclar el combustible eyectado eficaz, pero cada uno con un método diferente. Para inyección directa a diferencia de la indirecta, el inyector debe de estar situado en el cilindro, por lo que las presiones de inyección deben de ser mayores. Las presiones habituales rondan entre 30 a 200 bar. Pero se han probado con presiones mayores de hasta 400 bar y se concluyó que el aumento de la presión proporciona un ligero beneficio en el consumo de combustible, aunque también se descubrió que el mayor efecto de aumentar la presión de inyección estaba en la formación de hollín. Entonces entra en juego la decisión de más presión a cambio de menos consumo y más hollín o baja presión y más consumo, pero menos hollín. Otra forma de clasificación es si es monoorificio o multiorificio. En este aspecto, en la primera generación de inyectores se hicieron de un solo agujero, pero con el avance tecnológico la mayoría de los inyectores son multiorificio porque mejora la atomización. otra forma de clasificar es respecto al control sobre la cantidad de combustible que puede ser por caudal o por tiempo de inyección.

### 2.6 Proceso de combustión en MEP

Siempre se ha considerado que en los motores MEP (Motor de encendido provocado) el mecanismo consiste en una deflagración premezclada homogénea, pero con la aparición de la inyección directa este proceso se ha visto parcialmente modificado.

Para llevar a cabo el análisis de cómo el flujo de trabajo se desarrolla en el interior de la cámara de combustión existen dos variables que las

## Presentación

cuales son presión y temperatura, con una mayor importancia la presión y no siendo tan importante la temperatura dado el gradiente de temperaturas que se da en toda la superficie de la cámara de combustión. En lo que se refiere a la señal de presión si será un parámetro de evolución lineal en toda la cámara de combustión posibilitando su medición con mejor precisión mediante sensores de presión piezoeléctricos.

A partir de la señal presión se está en disposición mediante la aplicación del principio de conservación de la energía de hallar la cantidad de calor que se libera en la cámara de combustión. Todo este calor liberado procede del combustible el cual se conoce su poder calorífico y a partir de este obtener el combustible que se quema en cada instante.

Como se aprecia en la figura 2.7 se puede ver de forma esquemática cómo se desarrolla el proceso de combustión en una situación intermedia. Apreciándose el frente de llama y dos regiones la región uno correspondiente a los productos quemados y la región dos a los productos sin quemar. A medida que este frente de llama avanza la velocidad de combustión se incrementa y se va reduciendo paulatinamente la zona de mezcla sin quemar, llegando a su fin la combustión en el instante que toda la mezcla se consume y el frente de llama llegue a las paredes del cilindro. La energía térmica que se libera en este proceso comporta un aumento de la señal de presión superior a la que se produce al comprimirse la mezcla en la carrera de compresión. A partir de esta señal y el poder calorífico se puede calcular la MFQ (fracción de masa quemada). Siendo lo más común representar la DFQL (evolución temporal de la tasa combustión).

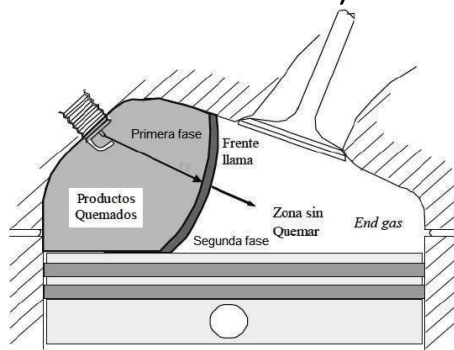


Figura 2.7 Evolución del frente de llama durante el proceso de la combustión. Fuente: (Desantes, Payri [1])

## Presentación

A partir de los conceptos mostrados anteriormente *Heywood* [21] relaciona la presión instantánea con la masa quemada. Partiendo de la existencia de una transferencia de trabajo entre la carga del cilindro y el pistón después de la ignición de la mezcla y tras haberse alcanzado el PMS. Y una transferencia de calor hacia las paredes del cilindro. De esta forma por conservación de la masa se representa tal que así:

$$\frac{V}{m} = \int_0^{FMQ} v_{pq} dY + \int_{FMQ}^1 v_{sq} dY \quad \text{Eq. (2.3)}$$

Y la energía:

$$\frac{U_0 - W - Q}{m} = \int_0^{FMQ} u_{pq} dY + \int_{FMQ}^1 u_{sq} dY \quad \text{Eq. (2.4)}$$

El trabajo y el calor en el instante considerado:

$$W = \int_{V_0}^{V(\alpha)} p dV ; Q = \int_{\alpha_0}^{\alpha} \left(\frac{\dot{Q}}{360n}\right) d\alpha \quad \text{Eq. (2.5)}$$

Teniendo en cuenta que se consideran gases ideales y calores específicos constantes:

$$pv_{pq} = R_{pq}T_{pq} ; u_{pq} = c_v T_{pq} + \Delta h_{F,pq}^0 \quad \text{Eq. (2.6)}$$

$$pv_{sq} = R_{sq}T_{sq} ; u_{sq} = c_v T_{sq} + \Delta h_{F,sq}^0 \quad \text{Eq. (2.7)}$$

Sustituyendo las ecuaciones queda:

$$\frac{pV}{m} = R_{pq}T_{pq} FMQ + R_{sq}T_{sq}(1 - FMQ) \quad \text{Eq. (2.8)}$$

$$\frac{U_0 - W - Q}{m} = FMQ(c_v \bar{T}_{pq} + \Delta h_{F,pq}^0) + (1 - FMQ)(c_v \bar{T}_{sq} + \Delta h_{F,sq}^0) \quad \text{Eq. (2.9)}$$

Donde:

$$\bar{T}_{pq} = \frac{1}{FMQ} \int_0^{FMQ} T_{pq} dY ; \bar{T}_{sq} = \frac{1}{1-FMQ} \int_{FMQ}^1 T_{sq} dY \quad \text{Eq. (2.10)}$$

De estas dos últimas ecuaciones se deduce que:

$$FMQ = \frac{pV - p_0V_0 + (\gamma_{pq} - 1)(W + Q) + (\gamma_{pq} - \gamma_{sq})m c_{v,sq}(\bar{T}_{sq} - T_0)}{m[(\gamma_{pq} - 1)(\Delta h_{F,sq}^0 - \Delta h_{F,pq}^0) + (\gamma_{pq} - \gamma_{sq})c_p \bar{T}_{sq}] \quad \text{Eq. (2.11)}$$



## Presentación

$$\bar{T}_{pq} = \frac{R_{sq}}{R_{pq}} \bar{T}_{sq} + \frac{pV - mR_{sq}\bar{T}_{sq}}{mR_{pq}FMQ}$$

Eq. (2.12)

Relacionando la temperatura de la mezcla sin quemar con la presión, se asume que la temperatura evoluciona con una compresión isentrópica.

### 2.6.1 Combustión normal/anormal

En los motores MEP se asume que en condiciones normales el proceso de la combustión se inicia mediante un agente externo (bujía), imponiendo como requisito que los combustibles utilizados deban tener resistencia a la autoinflamación, para que la mezcla no se encienda espontáneamente sin la chispa de la bujía.

En la siguiente figura se muestra cómo se desarrolla la combustión a partir de la FQL y su derivada DFQL y la señal de presión.

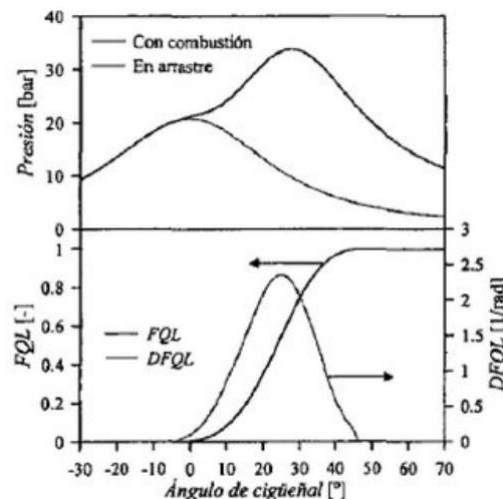


Figura 2.8 Imagen de la evolución de la FQL, DFQL y Presión. Fuente: (Desantes, Payri [1]).

#### 2.6.3.1 Velocidad de combustión laminar

Para comprender como se desarrolla correctamente el proceso de combustión primero hay que atender a los parámetros que influyen en la velocidad de combustión, en la que se parte primero de condiciones laminares. Los principales factores son tres:

- La difusividad térmica
- La presión
- Velocidad de reacción.

## Presentación

---

Para simplificar hay que centrarse en la presión y la temperatura, la presión que hace que se decremente la velocidad a medida que aumenta y la temperatura que influye tanto en la reacción como en el transporte. Existen dos temperaturas de interés: La temperatura de los gases sin quemar,  $T_{sq}$ , dependiente principalmente de la temperatura del aire de admisión y la temperatura de los gases quemados,  $T_{pq}$ , la cual depende de varios factores que se nombran a continuación:

- La temperatura inicial de la mezcla, cuanto mayor sea esta, mayor será la  $T_{sq}$  (mayor velocidad de combustión).
- La presencia de compuestos inertes que disminuyen la temperatura de los gases quemados (se reduce la velocidad de combustión).
- El dosado de la mezcla, a medida que el dosado sea rico y se encuentre próximo a las condiciones estequiométricas la temperatura de los gases quemados será más alta (máxima velocidad de combustión).

### 2.6.3.2 Velocidad de combustión turbulenta:

A medida que la turbulencia se incrementa la velocidad de propagación del frente de llama aumenta considerablemente, el cual se cuantifica con el llamado, *flame speed ratio*, tal y como se puede ver en la ecuación es una relación entre la velocidad de combustión laminar y la velocidad de combustión laminar:

$$FSR = u_{CT}/u_{CL}$$

Eq. (2-13)

Los principales valores que caracterizan el flujo turbulento son:

- La intensidad de la turbulencia ( $I$ ) y la energía cinética de la turbulencia ( $k$ ).
- La tasa de disipación de la energía turbulenta ( $\varepsilon$ ).
- La escala integral espacial ( $L_{int}$ ) y temporal ( $\tau_{int}$ ), representando los tiempos y tamaños característicos de los torbellinos más grandes.
- La escala de Kolmogorov espacial ( $\lambda_K$ ) y temporal ( $\tau_K$ ), representando los tamaños y tiempos característicos de los torbellinos más pequeños.

## Presentación

---

Tal y como *Tabaczynski* [20] analizó las escalas temporales y espaciales al variar el régimen de giro, estableció que la intensidad de la turbulencia crece con el régimen de giro, mientras que la escala espacial se mantiene constante, dando como conclusión que la escala temporal se reduce al incrementar el régimen de giro. Adicionalmente si se hace uso de una válvula deflectora, esta provoca una turbulencia mayor esta vez en escala espacial mientras que la turbulencia a escala temporal se mantiene constante.

Cuando tiene lugar la combustión en el motor, ésta será diferente en función de cómo sean las longitudes y tiempos característicos de la turbulencia. Existen dos longitudes características de la turbulencia, con dos tiempos característicos a escala macroscópica, ( $\tau_{int}$ ), y referido a la microescala, ( $\tau_K$ ), dando lugar a dos números adimensionales si se comparan con el tiempo característico de reacción, ( $\tau_R$ ):

- El número de Damköhler,  $Da$ :

$$Da = \frac{\tau_{int}}{\tau_R} = \frac{L_{int}/I}{\delta/u_{CL}}$$

Eq. (2.14)

- El número de Karlovitz,  $Ka$ :

$$Ka = \frac{\tau_R}{\tau_K} = \frac{\delta/u_{CL}}{\lambda_K/I}$$

Eq. (2.15)

### 2.6.6 Factores que afectan a la combustión

En este apartado se busca determinar los factores que influyen la estructura de la velocidad de llama y de la evolución de la presión, estos factores pueden dividirse en dos grupos:

- Factores de diseño de la cámara de combustión
- Factores de operación, como son el régimen de giro, el grado de carga, las condiciones ambientales, etc. Siendo estos los que se van a detallar a continuación.

## Presentación

---

### 2.6.6.1 Instante de encendido

La variación del instante de encendido produce una modificación en la cantidad de la mezcla que se quema después de alcanzar el PMS, lo cual denota una gran influencia en el trabajo desarrollado por el ciclo. Para la presión ocurre lo siguiente: por un lado, a medida que avanzamos el encendido la masa quemada crece antes de alcanzar el PMS, haciendo que presión máxima se alcance mucho antes. Cuando el avance es demasiado pequeño, la presión al cilindro sube demasiado tarde no obteniéndose todo el rendimiento a la combustión. Y si el avance es excesivo la presión se alcanza demasiado pronto, dificultando incluso la subida del pistón. Por lo que se deben evitar estas dos condiciones extremas de avance. Siendo necesario buscar el punto de máximo rendimiento en el que se dirá que la combustión está centrada.

### 2.6.6.2 Régimen de giro

Al incrementar el régimen de giro mientras se mantienen constantes los demás parámetros,  $\alpha_{Cl}$  (ángulo correspondiente a la primera fase de combustión) aumenta. Mientras que  $u_{CL}$  sigue constante. Haciendo que la combustión se descentre y sea necesario modificar el avance de encendido.

### 2.6.6.3 Grado de Carga

Si se reduce la carga se produce un incremento de gases residuales en el interior del cilindro, es decir, al bajar la carga se reduce la presión en el colector de admisión, haciéndose necesario evacuar los gases remanentes para que pueda entrar la nueva mezcla fresca. Esta mayor cantidad de gases inertes en el interior de la cámara produce una reducción de la velocidad de combustión como se ha nombrado en apartados anteriores. Siendo necesario volver a modificar el avance de encendido para mantener la combustión centrada.

## Presentación

---

### 2.6.6.4 Dosado

La variación del dosado permite observar, que para mezclas más ricas de combustible dentro de los límites de operación normales para un MEP. El exceso de combustible puede llegar a producir autoencendido de la mezcla de aire/combustible

### 2.6.6.5 Presión exterior

La presión exterior en un motor de aspiración natural, la reducción de esta conduce a una menor cantidad de masa encerrada en el cilindro, con lo que las pérdidas de calor crecen, existe mayor enfriamiento y cae la velocidad de combustión.

### 2.6.6.6 Humedad

La humedad produce una reducción en la temperatura de combustión al añadir masa de componentes inertes a la mezcla, lo que reduce como se ha visto anteriormente la velocidad de combustión.

### 2.6.7 Combustión anormal

En determinadas situaciones de operación del motor MEP pueden aparecer anomalías en el proceso que se desarrolla en la combustión, pudiendo poner en peligro la integridad del conjunto del motor. Las principales anomalías son la combustión por inflamación y el encendido superficial.

#### 2.6.7.1 Combustión por autoinflamación

- Este fenómeno tiene lugar cuando parte de la mezcla sin quemar se auto inflama antes de que llegue el frente de llama. El autoencendido en la parte final de la mezcla trae consigo las siguientes consecuencias:
- Produce un incremento repentino de la presión y temperatura, lo que genera una onda de presión que se propaga violentamente por toda la cámara de combustión.
- La consecuencia de esta onda de presión es la aparición de ruido (picado de biela). Este ruido lleva en consonancia un gradiente de

## Presentación

presiones que castiga mecánicamente el motor. En la siguiente figura se muestra cómo se desarrolla una combustión a partir de la presión, FQL y DFQL. En la que se ha producido un autoencendido de la mezcla:

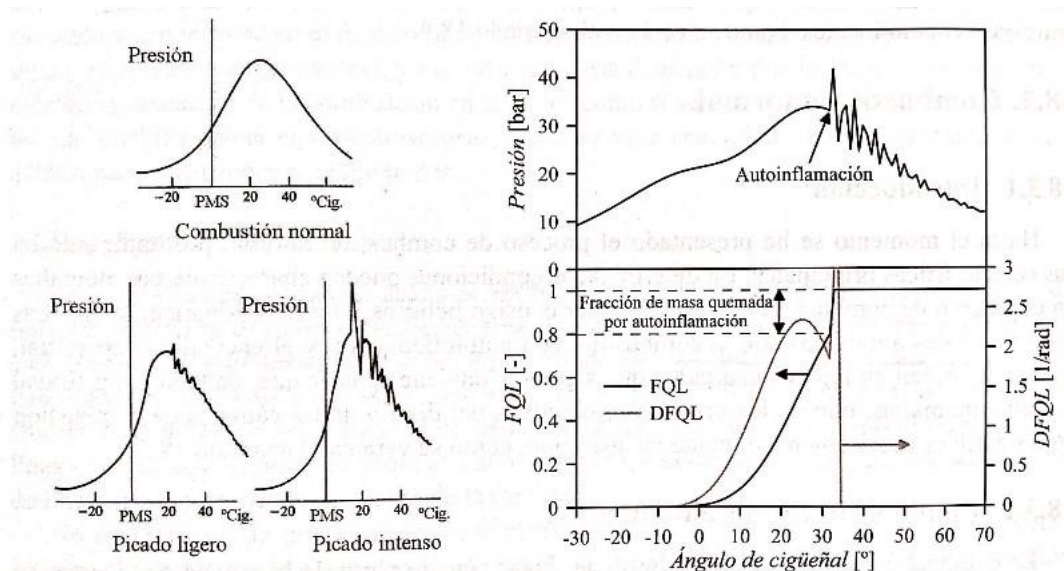


Figura 2.11 Ejemplo de autoencendido y picado según señal de presión. Fuente (Desantes Payri [1])

- La rotura de la capa limite térmica que existe en las paredes del cilindro produce una fusión del material, teniendo consecuencias fatales para la integridad de este.



Figura 2.10 Imagen de un pistón deteriorado por picado de biela. Fuente: Internet

### 2.6.8 Autoencendido de la mezcla.

Cuando una mezcla se encuentra en la situación en la que se dan ciertas condiciones temperatura y presión, en la que se comienza a producir una actividad química, provocando la combustión de los reactivos (fenómeno en los que se produce en motores MEC).

## Presentación

---

### 2.6.8.1 Factores que afectan a la aparición de combustión por inflamación.

Existen diversos factores que pueden contribuir a que se dé el fenómeno de autoencendido ya que facilitarán el aumento de la temperatura o presión. A continuación, se muestran una serie de estos condicionantes:

- Grado de carga. A medida que sea mayor el grado de carga, mayor será la temperatura de la cámara.
- Régimen de giro. Cuanto más se incremente el número de revoluciones del motor más puede verse incrementada la temperatura que se da en el interior del cilindro, al reducirse el tiempo para que se evacue el calor por las paredes.
- Dosado. Este aspecto suele tener una gran importancia en los fenómenos de autoencendido, cuando se encuentra en condiciones cercanas al funcionamiento estequiométrico.
- Avance de encendido. Si se retrasa el encendido, la temperatura y sobre todo la presión se incrementarán favoreciendo la auto detonación de la mezcla.
- Relación de compresión. El aumento de la relación de compresión lleva consigo aparejado un aumento de la presión y de la temperatura.

### 2.6.9 Encendido superficial.

Este fenómeno anómalo en la combustión consiste en el encendido de un frente de llama no deseado por la aparición de puntos calientes, ya sea la bujía o de productos quemados que todavía permanecen en el interior del cilindro. Este inicio espontáneo puede darse tanto antes de la combustión (pre encendido) como al final de la combustión (post encendido).

### 2.6.10 Cámaras combustión MEP.

Existen varios factores a destacar que van desde la posición en la que se aloja la bujía al diseño de la forma de la culata. Estos dos elementos deben coordinarse de tal forma que maximicen la obtención de trabajo,

## Presentación

aumentando la turbulencia. Aunque existen infinidad de posibilidades y diseños se toman una serie de criterios que se detallan a continuación:

- Reducir el tiempo de combustión, ya sea incrementando la velocidad del frente de llama (incrementando turbulencia)
- Reducir la superficie por ende el volumen de la cámara de combustión para minimizar las pérdidas por calor.
- Evitar los efectos indeseables de autoencendido y auto detonación. Para no comprometer las propiedades mecánicas del motor.
- Eliminar o minimizar las emisiones contaminantes. Con el objeto no solo de reducir las emisiones perjudiciales para el medio ambiente si no para un mejor aprovechamiento del rendimiento del combustible.



Figura 2.11 Imagen descriptiva de varios diseños de cámara de combustión MEC. Fuente: Internet



# CAPÍTULO 3: MEDIOS UTILIZADOS

Capítulo 3: Descripción de la maquinaria empleada.....	25
3.2 Máquina de compresión-expansión rápida (Rapid Compression-Expansion Machine).....	25
3.2.1 Características principales de la RCEM.....	26
3.2.2 Elementos de la máquina de compresión-expansión rápida.....	27
3.2.3 Descripción de Funcionamiento.....	28
3.3 Sistemas secundarios.....	29
3.3.1 Sistema de aporte de gases.....	29
3.3.2 Bomba de vacío.....	29
3.3.3 Carro Inyección Gasolina.....	30
3.3.3 Software Camas.....	32
3.3.4 Sensor de presión en cámara de combustión.....	32
3.3.5 Inyector Spray-G.....	34
3.3.7 Osciloscopio.....	36
3.3.8 Regla Magnética.....	36
3.4 Procedimientos a seguir en la RCEM:.....	37
3.4.1 Puesta en marcha.....	37

## Medios Utilizados

---

### Capítulo 3: Descripción de la maquinaria empleada

Para llevar a cabo la investigación se hace imprescindible el uso de diversas técnicas y aparatos de medida que nos permitan llegar a unos resultados precisos y con una buena fiabilidad. Aquí haremos una descripción detallada de los mismos, así como el uso que se va a hacer de ellos y su funcionamiento.

#### 3.2 Máquina de compresión-expansión rápida (Rapid Compression-Expansion Machine)

La máquina de compresión rápida será el elemento principal en el que apoyarse para realizar el estudio, al poder reproducir distintos modos de funcionamiento y configuraciones varias.

La RCEM realiza la simulación únicamente de la carrera de compresión y de la expansión ya que su funcionamiento no es cíclico, lo que en un motor convencional sería imposible de reproducir ya que hay que contar con la reciprocidad de estos y sus tiempos característicos.

Llevando a cabo pequeños cambios, ofrece varias posibilidades como son, la realización de estudios de visualización de chorros de combustible, estudio de combustión de mezclas heterogéneas y estudios de autoencendido de mezclas.

La maquinaria permite el estudio con diversos tipos de carburantes (diesel, gasolina y subrogados) con apenas unas variaciones en su *setting* y modificaciones en la culata, posibilitando trabajar con mezclas homogéneas (misma proporción de aire/combustible en la cámara de combustión) y mezclas heterogéneas (diferentes dosados localizados en el interior de la cámara de combustión). También se pueden simular condiciones de EGR realizando una premezcla en el tanque exterior que incorpora.

Simplificando el funcionamiento de la RCEM, se trata de una serie de pistones hidráulicos y neumáticos que se utilizan para lanzar un pistón hacia la cámara de combustión, es decir, nos permite variar la carrera de éstos y simular varias configuraciones de motores diferentes pudiendo ir, de un motor de ciclo gasolina de un utilitario con una carrera muy corta o un ciclo diésel lento con una carrera muy larga. Como se puede

## Medios Utilizados

comprobar, es un elemento muy flexible que puede abarcar un amplio abanico de cometidos con variaciones pequeñas en su fisionomía, permitiendo reproducir las condiciones que se dan en una gran cantidad de motores convencionales.

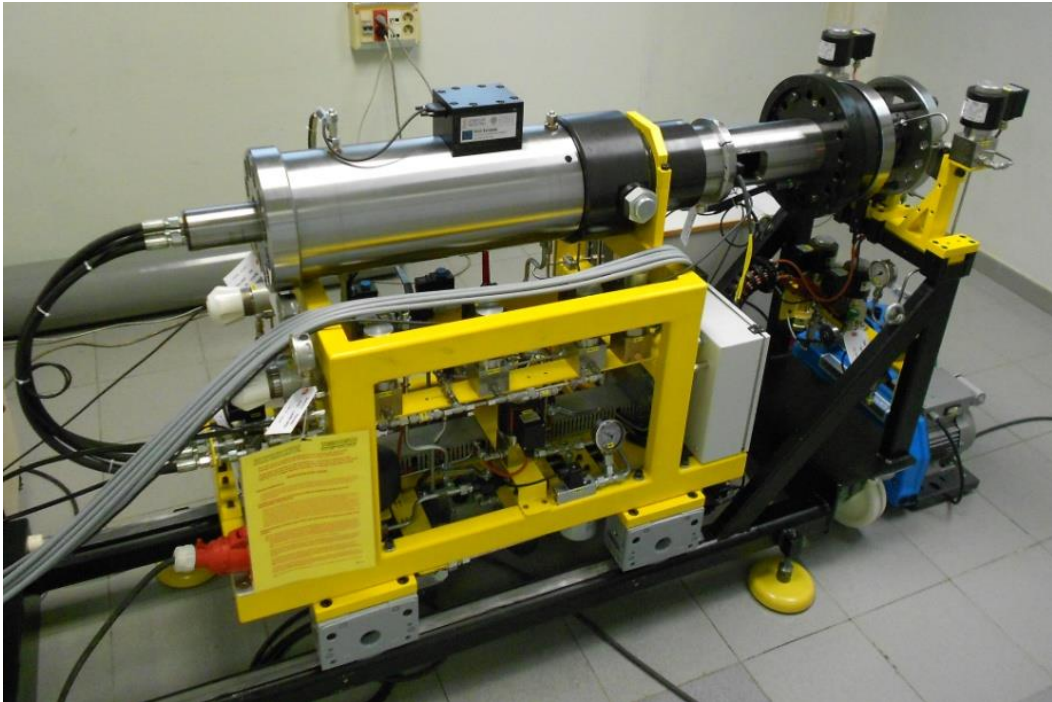


Figura 3.1 Fotografía de la RCEM

### 3.2 .1 Características principales de la RCEM

A continuación, se definirán las características tanto de operación como de funcionamiento de esta, así como los rangos geométricos en los que puede operar:

<b><i>Diámetro del pistón (mm)</i></b>	84
<b><i>Carrera del pistón (mm)</i></b>	120 - 249
<b><i>Relación de compresión</i></b>	5 - 25
<b><i>Presión máxima (bar)</i></b>	200
<b><i>Máxima temperatura (°C)</i></b>	180
<b><i>Régimen de giro equivalente (rpm)</i></b>	600 - 3000

Tabla 3.1 Características de funcionamiento de la RCEM

## Medios Utilizados

### 3.2.2 Elementos de la máquina de compresión-expansión rápida

En la siguiente figura se muestra un dibujo en sección de la máquina en la que se aprecian sus diferentes partes internas:

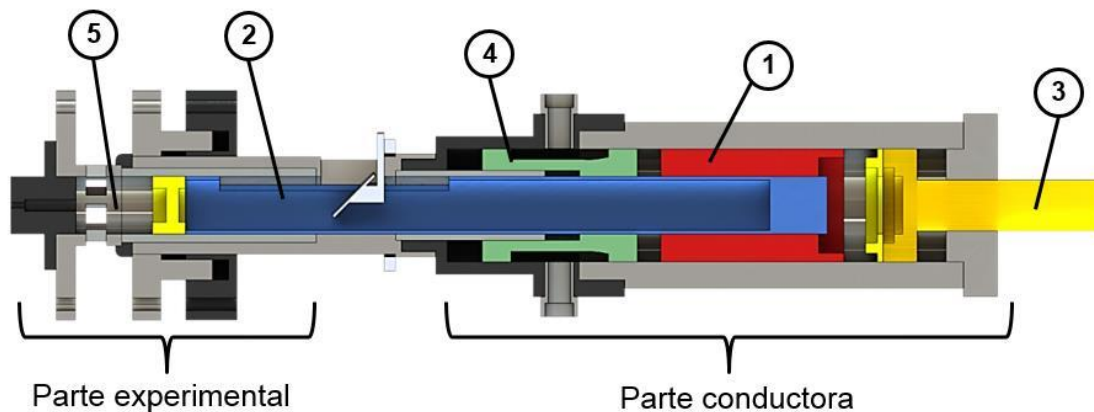


Figura 3.2 Esquema de perfil de la RCEM

La parte encargada del pilotaje de la máquina de compresión rápida o también llamada parte conductora, tiene como función principal accionar la máquina.

Como se puede apreciar en la figura, cuenta con cuatro pistones en los que cada uno desempeña un cometido concreto:

1. Pistón rojo (1), mediante un desplazamiento coaxial en dirección contraria consigue un equilibrio inercial con el fin de reducir las vibraciones en el ensayo.
2. Pistón azul (2), encargado de subir la presión en el interior de la cámara de combustión gracias a su desplazamiento.
3. Pistón amarillo (3), encargado de modificar la longitud de la carrera.
4. Pistón verde (4), comanda el *driving gas volume* el cual puede hacer variar la presión dependiendo de las condiciones que se deseen.

## Medios Utilizados

---

La parte experimental está formada por varios componentes los cuales son el pistón que está unido al pistón azul, la camisa o cilindro y la culata, sometidos a presiones que pueden llegar a alcanzar valores similares a los alcanzados en motores turboalimentados.

Para conseguir las temperaturas en el interior de la cámara que se dan en un motor y reproducir fidedignamente las condiciones que se dan en éste, se disponen de calentadores alojados en el cilindro para llevar hasta unos 150 °C la cámara de combustión, el resto del cilindro se calentaría mediante difusión.

A su vez, la cámara de combustión consta de dos partes:

- Un anillo que se une a la culata que contiene los calentadores y unos orificios tangenciales practicados en el lateral de éste para realizar el *swirl* (introducción de turbulencias para mejorar la mezcla).
- Un pistón que va unido solidariamente con el pistón azul y se encarga de aumentar la presión en cámara durante la fase de compresión.

### 3.2.3 Descripción de Funcionamiento

A continuación, se muestra a grandes rasgos el proceso que desarrolla la RCM entrando más en detalle en el punto 3.8 en el que se describe el proceso completo de funcionamiento.

- Se inicia la carrera de compresión lenta en la que el pistón amarillo coloca la posición de la carrera del pistón azul.
- Se comienza a inyectar aire presurizado en la cavidad del *driving gas volumen*.
- El pistón azul se desacopla del amarillo y se inicia la carrera de compresión rápida en la que sale a gran velocidad disparado y comprime los gases que se encuentran en la cámara de combustión.

## Medios Utilizados

---

### 3.3 Sistemas secundarios

Como toda máquina, la RCEM se apoya en otros elementos mecánicos y sistemas, que la ayudan a funcionar y permiten que lleve a cabo la tarea para la cual ha sido diseñada.

#### 3.3.1 Sistema de aporte de gases

Este sistema consta de varias botellas previstas con diferentes tipos de gases para realizar varios tipos de ensayos. Ya sea para generar EGR sintético o simplemente para aportar el aire presurizado a la cámara de combustión para simular motores turboalimentados.



*Figura 3.5 Instalación aire comprimido*

#### 3.3.2 Bomba de vacío

Es necesario después de realizar cualquier ensayo poder limpiar la cámara de combustión de posibles restos de combustible quemado, combustible adherido a la pared del cilindro, etc. Ya que la RCEM no realiza la carrera de escape que se realiza en cualquier motor de combustión interna que ayuda a limpiar la cámara de combustión. Por lo que se debe de hacer uso de una bomba de vacío para hacer esta función.

## Medios Utilizados

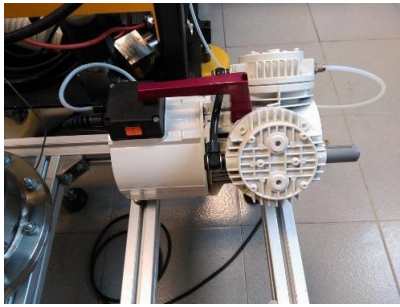


Figura 3.6 Bomba de vacío de extracción de gases

Tabla 3.2 Características bomba de vacío

<b>Potencia</b>	27 W
<b>Capacidad de vacío</b>	13mbar
<b>Alimentación</b>	230 V
<b>Modelo</b>	

### 3.3.3 Carro Inyección Gasolina

Se encarga de suministrar el combustible a cierta presión, para realizar la inyección de combustible al interior de la cámara de combustión. Para ello se hace uso del carro de inyección de gasolina, el cual, mediante el uso de una bomba inyectora de combustible permite presurizar el combustible en el rail directamente acoplado al inyector que se encuentra alojado en la culata de la RCEM.

El sistema cuenta con una bomba inyectora de baja presión encargada de absorber el combustible del depósito de combustible y otra bomba de alta presión, comúnmente utilizada en cualquier vehículo utilitario, pero con la ventaja que permite la regulación de la velocidad mediante variador de frecuencia.

Este sistema ofrece la posibilidad de inyectar a presiones de unos 200 bares muy similares a los sistemas de inyección presentes en el mercado. Las partes de las que está compuesto este dispositivo se detallan a continuación:

- Intercambiador de calor modelo *Funke SSCF*: Se encarga de controlar la temperatura del combustible para que esta se mantenga en unos valores ambientales de aproximadamente 25°C. Este intercambiador es del tipo de carcasa y tubos utiliza agua corriente para la refrigeración del fluido.

## Medios Utilizados

---

- Filtro de combustible modelo *Mahle KL 182*: Dispositivo encargado del filtrado de las impurezas que pueda contener el combustible procedente del depósito, colocado entre la bomba de alta presión y el tanque de combustible.
- Raíles: Se incluyen dos raíles con la función de gestionar la presión deseada que se quiere tener en los inyectores. Para ello la instalación cuenta con un primer raíl encargado de mantener la presión establecida por medio de una caja controladora. El segundo rail es un rail comúnmente utilizado en motores turboalimentados y tiene la función de mantener una presión uniforme en la línea que precede al inyector y mediante un sensor de presión se consigue saber la presión de inyección en cámara, además de actuar de elemento de seguridad en caso de sobre presión.
- Bomba de alta presión modelo *Bosch CR/CP3hS3/R110/30-789S*: Bomba rotativa de alta presión apta para conseguir presión de hasta 2700 bar.
- Controlador del carro de presión: Se trata de una caja controladora fabricada en el CMT en la que mediante el uso de un PID gestiona la presión en el rail



Figura 3.7 Imagen caja controladora de carro de inyección



## Medios Utilizados

### 3.3.3 Software Camas

La RCEM cuenta con un software desarrollado por el propio fabricante de la maqueta la empresa TESTEM, el cual se encarga del control de toda la maqueta. En la siguiente imagen se muestra una captura del interfaz del programa:

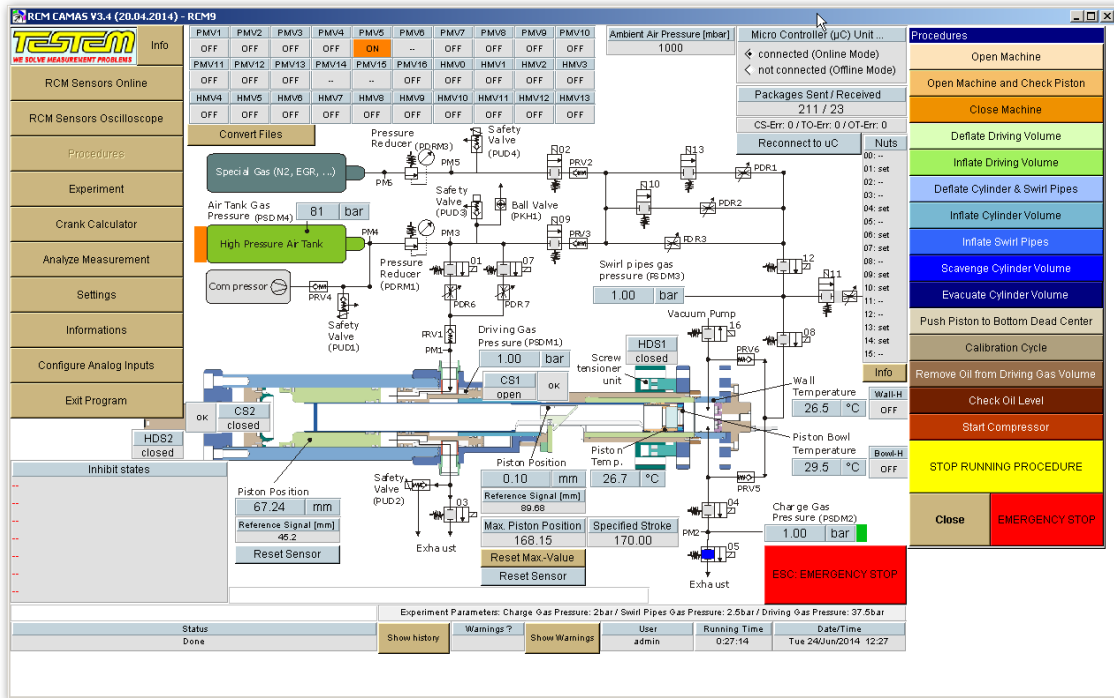


Figura 3.8 Imagen de interfaz software camas

Este interfaz nos permite observar el proceso en tiempo real, además de la presión y temperatura que se están registrando en tiempo real.

La RCEM cuenta con un sensor colocado en la culata de la cámara para medir la presión en el interior de la cámara de combustión el modelo es el *Kistler 6045A* con las siguientes características técnicas:

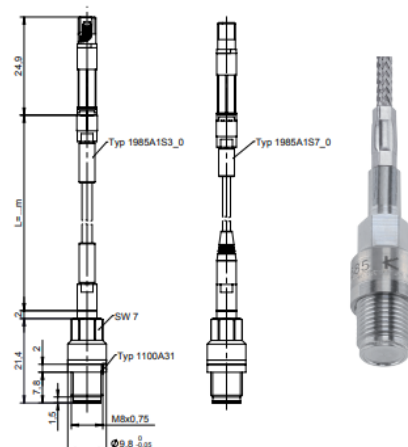


Figura 3.9 Imagen sensor KISTLER 6045A

## Medios Utilizados

Spray G operating conditions of ECN	
Ambient gas temperature	300 °C (573 K)
Ambient gas pressure <sup>a</sup>	near 6.0 bar (600 kPa)
Ambient gas density <sup>a</sup>	3.5 kg/m <sup>3</sup>
Ambient gas oxygen (by volume)	0% O <sub>2</sub> (non-reacting). ( <a href="#">reference gases in pre-burn chambers</a> )
Ambient gas velocity	Near-quiet, less than 1 m/s
Fuel injector	Delphi solenoid-activated
Nozzle	8-hole ( <a href="#">see detailed nozzle geometry</a> )
Fuel injection pressure	20 MPa (200 bar), prior to start of the injection
Fuel	Iso-octane
Fuel temperature at nozzle <sup>b</sup>	363 K (90 °C)
Injection mass	10 mg*
Electronic injection duration	680 μs
Actual injection duration	780 μs (see <a href="#">actual measured injection duration</a> )
Measured needle lift	<a href="#">Argonne x-ray data</a>

Tabla 3.2 Características Técnicas sensor KISTLER 6045A

El sensor debe ir conectado a un amplificador de señal modelo *Kistler 5011*:



Figura 3.11 Amplificador KISTLER 5011

### Operation

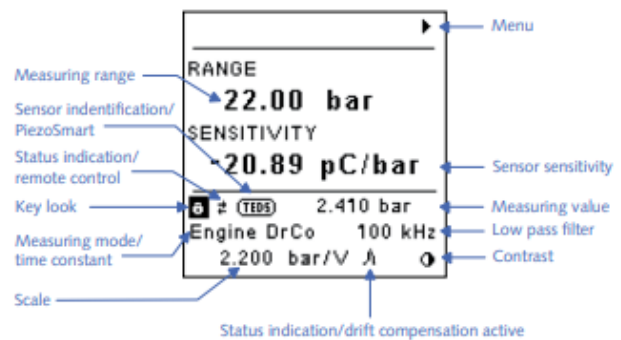


Figura 3.12 Placa de características KISTLER 5011

## Medios Utilizados

### 3.3.5 Inyector Spray-G

Para poder realizar el estudio de la culata GDI se necesitaba hacer uso de un tipo de inyector que permita un buen control de la mezcla de aire/combustible, una alta precisión en la liberación del combustible y que obtenga una buena atomización del chorro. Por lo que se ha decidido utilizar el inyector *Delphi multi-hole GDI* más conocido como *Spray-G*.

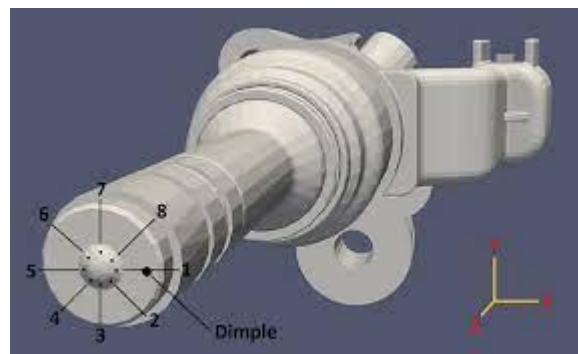


Figura 3.13 Imagen del inyector Spray-G

Este inyector multi orificio tiene una boca de atomización de 8 chorros y permite una presión de trabajo de 20 MPa y una duración de inyección máxima de 780  $\mu\text{s}$ . En la siguiente tabla se muestra todas sus características y de operación.

Spray G operating conditions of ECN	
Ambient gas temperature	300 °C (573 K)
Ambient gas pressure <sup>a</sup>	near 6.0 bar (600 kPa)
Ambient gas density <sup>a</sup>	3.5 kg/m <sup>3</sup>
Ambient gas oxygen (by volume)	0% O <sub>2</sub> (non-reacting). ( <a href="#">reference gases in pre-burn chambers</a> )
Ambient gas velocity	Near-quiet, less than 1 m/s
Fuel injector	Delphi solenoid-activated
Nozzle	8-hole ( <a href="#">see detailed nozzle geometry</a> )
Fuel injection pressure	20 MPa (200 bar), prior to start of the injection
Fuel	Iso-octane
Fuel temperature at nozzle <sup>b</sup>	363 K (90 °C)
Injection mass	10 mg*
Electronic injection duration	680 $\mu\text{s}$
Actual injection duration	780 $\mu\text{s}$ (see <a href="#">actual measured injection duration</a> )
Measured needle lift	<a href="#">Argonne x-ray data</a>

Tabla 3.3 Características del inyector Spray-G

## Medios Utilizados

En la siguiente figura se muestra una imagen del ángulo del chorro de combustible durante una inyección del inyector *Spray-G*.

En la que se ve su ángulo de salida, la penetración máxima del chorro con respecto a la horizontal y el ángulo del cono que forma el chorro de combustible.

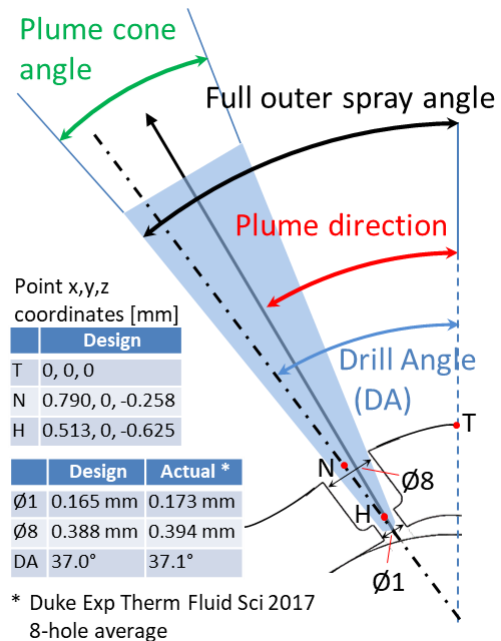


Figura 3.14 Ángulo de penetración del chorro

### 3.3.6 Sistema de encendido

El sistema de encendido basado en un sistema MEP será el encargado de realizar el inicio de la combustión en el interior de la cámara de combustión mediante la generación de un arco eléctrico producido por los electrodos de una bujía. El aporte de energía se realiza mediante conexión a una batería de vehículo. La bobina que será la encargada de generar la carga eléctrica.

Tabla 3.4 y 3.5 Especificaciones bujía y bobina encendido

<b>FABRICANTE</b>	<b>BERU</b>
<b>MODELO</b>	10FR-6CPU03
<b>TIPO</b>	INSTRUMENTADA
<b>DISTANCIA ELECTRODOS</b>	0.8 mm
<b>ROSCA</b>	M12x1.25 mm
<b>LONGITUD DE ROSCA</b>	25 mm
<b>PESO</b>	44 g

<b>FABRICANTE</b>	<b>DELPHI</b>
<b>MODELO</b>	SB 61223
<b>VOLTAJE NOMINAL</b>	14 V
<b>INTENSIDAD NOMINAL</b>	19 / 21 A
<b>PESO</b>	235 g
<b>TIEMPO DE CARGA</b>	610 / 690 $\mu$ s



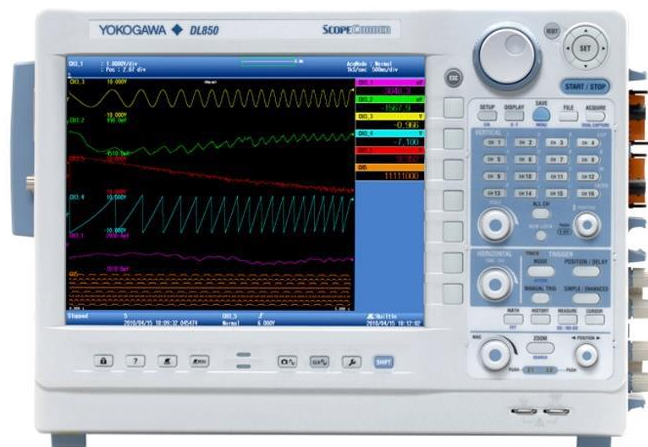
Figura 3.14  
Imagen de la bujía  
Delphy

## Medios Utilizados

### 3.3.7 Osciloscopio

EL osciloscopio es el encargado de recopilar todos los datos procedentes de todos los sensores utilizados, para posteriormente procesarlos y analizarlos. El modelo utilizado es el *Yokogawa DL850V*. Este modelo permite múltiples opciones para el visualizado de las señales y cuenta con hasta 16 canales de entrada de datos

Figura 3.15 Yokogawa DL850V



Los ensayos realizados en el osciloscopio se guardan en un archivo único que posteriormente se puede descargar al PC para el procesado y análisis.

La frecuencia de adquisición ha sido 10 MHz, pero durante el procesado se ha bajado a 1MHz para obtener una resolución de la señal de  $1\mu\text{s}$

### 3.3.8 Regla Magnética

Para la medición de la posición del pistón durante todas las fases del ciclo se hace uso de una regla magnética. Este dispositivo es crucial que disponga de una alta precisión en la medida ya que el resto de las variables están referenciadas a la posición. La precisión que la regla magnética proporciona es de 0.01mm.

Esta herramienta cuenta con una banda magnética en el interior del pistón. Esta banda contiene protuberancias a lo largo de toda su superficie, con una separación entre ellas muy pequeña. Por otro lado, hay un sensor de efecto hall fijado a un soporte interno. Este se divide en dos partes, y a medida que la regla magnética se desplaza induce una

## Medios Utilizados

corriente eléctrica (onda cuadrada) por la acción del campo magnético que contiene la banda.

A partir de la separación de los sensores a través del desfase que existe entre estos dos es posible saber si el pistón está avanzando o retrocediendo a lo largo de su recorrido. Se verá cómo se detecta primero la señal A si avanza y por el contrario se detectará primero la señal B si retrocede. En la figura se ve un ejemplo de cómo sería la fase de compresión superior de la imagen y una fase de expansión en la parte inferior.

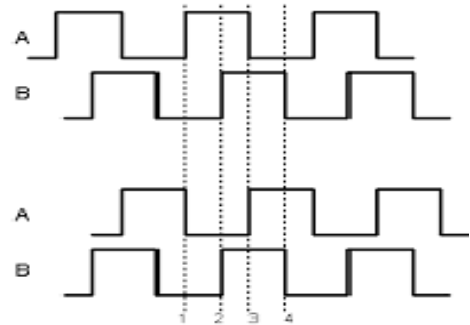


Figura 3.16 Imagen onda cuadrada generada banda magnética

### 3.4 Procedimientos a seguir en la RCEM:

En la RCEM existen varios procedimientos a seguir para la correcta utilización de la máquina y para la realización de un ensayo.

A continuación, se enumeran los procedimientos para la puesta en marcha, la realización de un ensayo y la apertura y el cierre de la máquina.

#### 3.4.1 Puesta en marcha

Estas son las acciones previas que el técnico encargado de la máquina de compresión rápida con una configuración de una culata de gasolina y un inyector *Spray-G*, con condiciones de carga homogénea y una sola inyección.

Se ha de comprobar que se encuentra correctamente cerrada la máquina habiendo seguido el procedimiento de cierre de ésta el cual aparece detallado en el apartado siguiente.

Debe conectarse el calefactor de la cámara de combustión y dejar aproximadamente un período de dos horas para alcanzar por difusión la

## Medios Utilizados

---

temperatura deseada, tanto en la cámara de combustión como en el cilindro.

Llegado a este punto, se inicia el sistema de inyección, conectando el carro de inyección y sus cajas controladoras encargadas de medir la presión en el rail la temperatura en cámara. Una vez conectadas se debe iniciar la rampa de subida del variador, aumentando drásticamente la apertura de entrada de la bomba para que el sistema *PID* (controlador proporcional, integral y derivativo) comience a iniciar su funcionamiento. Una vez hecho esto se debe dejar en valores comprendidos entre 15 a 17.

Acto seguido, se comienza a subir la velocidad de la bomba, acción que debe de hacerse gradualmente para evitar golpes de líquido en el rail, hasta llegar aproximadamente hasta 200Hz.

A continuación, se abre la apertura de la válvula hasta alcanzar unos valores entre 20 y 21.1, una vez el sistema está estable ya se habrá alcanzado la presión en el rail.

En el momento en el que todos los actos anteriores se han realizado se deberá conectar el sistema de adquisición de datos propio de la RCM, que controla diversos parámetros indispensables para el posterior análisis.

El sistema de adquisición de datos propio de la RCM se utiliza para el control del ensayo, así como para el envío de *triggers*.

Al necesitar la obtención de datos más precisos de los que puede volcar el sistema de adquisición de datos que incorpora la RCM, se debe utilizar un sistema de adquisición de datos externo, encargado de medir la presión en cámara de combustión, la presión en el rail, los dos sensores de posición del pistón azul, la temperatura en cámara de combustión, la visualización de *triggers* de inyección y de bujía.

Para llevar a cabo la activación del sistema de adquisición de datos externo se aprovechará el *trigger* que proporciona la válvula de cierre de la cámara de combustión. Esta válvula, se encarga de iniciar el proceso de carrera rápida de la máquina, para activar el sistema.

## Medios Utilizados

El sistema de adquisición de datos tiene disponibles ocho canales los cuales se conectarán mediante cable coaxial a los diferentes actuadores y sensores. Hay que tener en cuenta que solo permite grabar cinco canales por limitaciones propias del sistema así que, diversos parámetros únicamente serán visualizados para control.

A continuación, se conectarán de la siguiente forma:

- Cable coaxial entre válvula de cierre y el canal 8 para envío de *trigger* de comienzo de medición de datos.
- Cable coaxial entre sensor de presión en rail y canal 7.
- Cable coaxial entre sensor de posición uno y canal 1.
- Cable coaxial entre sensor de posición dos y canal 2.
- Cable coaxial entre sensor de temperatura y canal 3
- Cable coaxial entre sensor de presión, amplificador de señal y canal 4.
- Cable coaxial entre pinza amperimétrica y canal 6.
- Cable coaxial entre salida *trigger* microcontrolador RCEM, amplificador y sistema de ignición de bujía.

Llegado a este punto, se inicia el software de control de la RCEM en la que se muestra el estado de todas las electroválvulas y se puede dar la orden de inicio de diversos procedimientos, los cuales, son indispensables para la realización del ensayo.

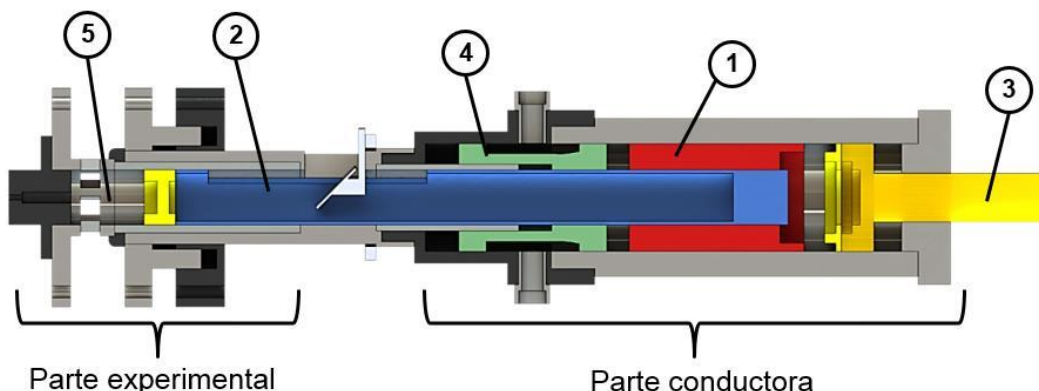


Figura 3.17 Imagen de perfil de la RCEM



## Medios Utilizados

---

Todo se iniciará con el ciclo de calibración, en el cual se coloca la carrera deseada, fijando el volumen que tendrá en el ensayo la cámara de combustión.

Esto se consigue con la variación de posición del pistón amarillo, que mediante dos sensores capacitivos modelo *AMO LMK102* y el uso de una regleta dentada generará una señal de posición y adaptará la carrera con ayuda del circuito hidráulico, llenando la cavidad A del pistón de aceite hidráulico, teniendo como valor máximo 240mm y como mínimo a 120mm de carrera.

Una vez este paso se haya completado, la posición del pistón amarillo no se verá modificada hasta haber finalizado el ensayo o se requiera modificar la carrera del pistón.

En el momento que ha finalizado el paso anterior se abrirá otro circuito hidráulico independiente del anterior y comenzará a llenarse la cavidad C consiguiendo que el pistón verde y azul se acoplen.

Acto seguido el controlador permitirá la inyección de aire presurizado en el interior del cilindro rojo o *driving gas volume* hasta que se alcance la presión deseada. Una vez las presiones se igualen en todas las cavidades existentes entre los diversos pistones se dará luz verde a la fase de compresión.

La compresión consta de dos fases, la compresión lenta y la rápida.

En la fase de compresión lenta el aire presurizado comenzará a ejercer presión sobre el pistón de empuje. Una vez se haya alcanzado la presión de consigna en el *driving gas*, se presurizará a esa misma presión el aceite presente en la cavidad entre el cilindro amarillo y el cilindro rojo y, por tanto, comenzará a abrirse el *by-pass* que comunica la cámara B con el hueco existente en el pistón amarillo, haciendo avanzar lentamente al pistón azul hasta que se alcancen los 29 mm de referencia.

Una vez se sobrepasa esta posición se consigue comunicar las cámaras B y D haciendo que, debido a la diferencia de presiones existente entre ambas, comience a entrar aceite en la cámara D procedente de la cámara B y se ejerza una fuerza de empuje en el pistón azul muy alta, iniciándose así la compresión rápida y acelerando el pistón hacia la cámara de

## Medios Utilizados

---

combustión como en un sistema de combustión interna alternativo.

En el momento en que la presión en el interior en cámara sea superior a la presión ejercida en la parte conductora, debido a que la superficie de la cámara B comienza a crecer y por lo tanto a bajar su presión, harán que el pistón azul comience a perder energía cinética hasta que se detenga por completo. En este momento, el pistón habrá llegado a su PMS (Punto muerto superior) y comenzará a retroceder por ser mayor la presión de la cámara de combustión.

Una vez después de producirse varios rebotes hasta que el pistón quede detenido por completo, se abrirán los orificios de salida de los gases de escape y la máquina comenzará a llenar con aire fresco la cámara de combustión, para limpiar ésta y hacer un trabajo similar al que se hace en la fase de escape de un motor convencional.

Cabe añadir que como no se cuenta con la ayuda del pistón, para empujar los gases de escape deben extraerse de forma manual mediante el uso de una bomba de vacío que tras varios minutos limpiará la cámara de gases de post combustión. El ensayo se podrá dar por finalizado y la máquina quedará a espera.

# CAPÍTULO 4: HIPÓTESIS Y CONSIDERACIONES TERMODINÁMICAS.

Capítulo 4: Hipòtesis y consideraciones termodinàmicas empleadas .....	43
4.1 Modelo de cálculo de pérdidas de calor .....	43
4.2 Modelo de deformación .....	45
4.3 Modelo de fugas .....	46
4. 4 Procedimiento de cálculo las constantes C y K .....	48

## Hipòtesis y consideraciones termodinàmicas

### Capítol 4: Hipòtesis y consideraciones termodinàmicas empleadas

Para la realización del proyecto se han tenido en cuenta diversos modelos teóricos para poder procesar los datos experimentales que se obtienen de la RCM, los cuales se describen a continuación.

#### 4.1 Modelo de cálculo de pérdidas de calor

Como se propone en *López Pintor, D. (2008) Post-processing of the experimental data* [4]. Los modelados de las pérdidas de calor principalmente serán debidos a las pérdidas generadas por la convección, y se calcularán sus pérdidas mediante un modelo basado en la correlación de *Woschni* [19], adaptado convenientemente a la RCEM.

En dicha ecuación se define un coeficiente de convección global, ( $h$ ) para toda la cámara de combustión como se detalla en la ecuación.

$$h = 0.013d^{-0.2}P^{0.8}T^{-0.53}[C_{11}C_m + C_{12}u_{swirl} + C_2 \frac{V_d T_{ref}}{V_{ref} P_{ref}} (P - P_{motored})]^{0.8}$$

Eq. (4.1)

- $d$ - Diámetro del pistón
- $P$ - Presión en el interior del cilindro
- $T$ - Temperatura en el interior del cilindro
- $C_m$ - Velocidad media del pistón
- $u_{swirl}$ - Velocidad de swirl
- $V_d$ - Volumen desplazado por el pistón
- $T_{ref}$ - Temperatura de las condiciones de referencia
- $V_{ref}$ - Volumen de las condiciones de referencia
- $P_{ref}$ - Presión de las condiciones de referencia
- $P_{motored}$ - Presión en el interior del cilindro en condiciones de arrastre (sin combustión)
- $C_{11}$ - Movimiento de aire en el interior del cilindro antes de TDC
- $C_{12}$ - Movimiento de aire en el interior del cilindro después de TDC
- $C_2$ - Representa el valor de la turbulencia generado en el proceso de combustión

## Hipòtesis y consideraciones termodinàmicas

En la ecuación (4.1) aparecen tres coeficientes  $C_1$ ,  $C_{12}$ ,  $C_2$  las cuales deben ser ajustadas de manera experimental.  $C_1$ ,  $C_{12}$  hacen referencia al movimiento de aire que se causa por la geometría de la máquina, como la geometría de la máquina no depende de la acción del clásico sistema de biela-manivela presente en un motor MEP como (López Pintor, 2008) [4] señala que sendos coeficientes deben ser calculados para cada punto de operación. Esto se debe a que el TDC se alcanza por la compensación generada por las fuerzas que se dan debido a la presión generada en el *driving gas volume*, la inercia generada por el pistón y la presión en el interior cámara de combustión. Lo que conduce a diferentes condiciones geométricas lo que implica que se obtienen valores diferentes de  $C_1$ ,  $C_{12}$  en cada punto de operación.

Por otra parte,  $C_2$  se presenta como el coeficiente que se encarga de contemplar la turbulencia que se genera en el proceso de la combustión es un valor el cual está propuesto por *Woschni* [19] y que se establece para la fase de combustión:

- $C_2$  entre 0,6- 0.16 (en motores diésel)
- $C_2$  entre 0.075 (en motores Gasolina)

Por lo que, dado que el ensayo se establece para asemejarse a un motor MEP, para él se elige valor de 0.075 utilizado para motores MEP.

Como (López Pintor, 2008) [4] contempla, cabe apreciar, que durante las fases de la carrera de compresión y de la carrera de expansión aparecen dos velocidades del motor  $C_m$  diferentes, lo que hace que aparezca una discontinuidad en la evolución en las pérdidas de calor en el TDC.

En el instante que el coeficiente de convección se ha obtenido, se puede llevar a cabo el cálculo de las pérdidas de calor aplicando la ley de enfriamiento de Newton:

$$\dot{Q}_{perd.} = hA(T_w - T) \quad \text{Eq. (4.2)}$$

- $A$ - Área que engloba toda la superficie de transferencia de calor
- $T_w$ - Temperatura de pared del cilindro, se supone uniforme en todo el ciclo
- $h$ - Coeficiente de convección global
- $T$ - Temperatura exterior

## Hipótesis y consideraciones termodinámicas

### 4.2 Modelo de deformación

El modelo de deformación está basado en la ley de deformación que se produce en una viga sometida a esfuerzos de compresión, en la que se debe ajustar la constante de rigidez  $K$  con para modelar el conjunto de deformaciones mecánicas que aparecen en el interior de la cámara, incluyendo también la expansión térmica que experimenta

La deformación  $\delta$ , como se menciona en (López Pintor, 2008) [4] es calculada asumiendo que toda la deformación puede ser atribuida al pistón, la cual modifica la posición del pistón. La deformación  $\delta$  se calcula a partir de dos fuerzas la inercial y la presión en el interior generada en el interior del cilindro, calculándose mediante la siguiente expresión:

$$\delta = (F_{\text{presión}} + F_{\text{inercia}}) = K \left[ P \frac{\pi}{4} d^2 + (m_{\text{pistón}} + \lambda L) a \right]$$

Eq. (4.3)

- $K$ - Constante de rigidez.
- $P$ - Presión generada en el interior del cilindro
- $d$ - Diámetro del pistón
- $m_{\text{pistón}}$ - Masa del pistón
- $\lambda$ - Densidad del pistón
- $a$ - Aceleración del pistón
- $L$ - Longitud del cilindro

La constante  $K$  debe ser ajustada para cada punto de operación la que depende de la temperatura de pared y de la presión que se alcance en la parte conductora de la RCEM

De modo que una vez esta constante ha sido calculada, permite obtener la deformación del pistón y así, obtener el volumen del interior de la cámara de combustión:

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 [S - (x - \delta)]$$

Eq. (4.4)

## Hipòtesis y consideraciones termodinàmicas

### 4.3 Modelo de fugas

Ya que el sistema presenta pérdidas de masa en el tiempo en el que dura la carrera de compresión hasta que el sistema inicia la carrera de expansión, estas pérdidas no pueden despreciarse ya que son lo suficientemente significativas para tenerse en cuenta, es decir, se debe implementar un modelo que contemple estas y las caracterice por lo que se introduce el modelo de fugas siguiente

Principalmente las pérdidas son debidas al fluido que se escapa de la cámara de combustión, a través de la pared del cilindro y el segmento del pistón, como se puede apreciar en la figura 4.1 en la que la flecha roja simula el paso de fluido.

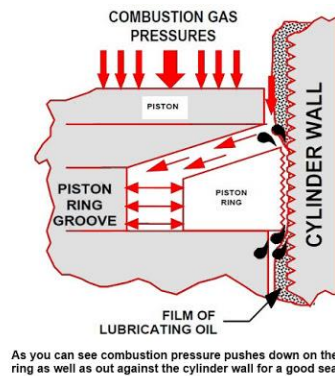


Figura 4.1 Descripción gráfica del fenómeno blow-by.  
Fuente: Internet

Para comenzar (López Pintor, 2008) [4] asume que el coeficiente adiabático  $\gamma$  tiene el valor de 1.4 y que para que se alcancen condiciones sónicas en el orificio la presión en cámara debe de ser de 1,89 bar. Una vez alcanzada esta velocidad se mantendrá constante durante una gran parte del ciclo, mientras que se suponen condiciones de presión ambiental de 1 bar.

Por lo tanto, se utiliza la ecuación del gasto másico para caracterizar la cantidad de flujo que se escapa a través de la garganta quedando tal que así:

$$\dot{m}_{pérd} = A_{garganta} \rho_{garganta} a_{garganta}$$

Eq. (4.5)

## Hipòtesis y consideraciones termodinàmicas

- $a_{garganta}$ - Velocidad del sonido en condiciones críticas
- $\rho_{garganta}$ - Densidad del gas
- $A_{garganta}$ - Área de la garganta

Los términos de la densidad de los gases  $\rho_{garganta}$  y la velocidad crítica alcanzada  $a_{garganta}$  se obtienen de las siguientes dos expresiones:

$$\rho_{garganta} = \frac{P_{crit} MW}{RT_{crit}} \quad \text{Eq. (4.6)}$$

$$a_{garganta} = \sqrt{\gamma \frac{R}{MW} T_{crit}} \quad \text{Eq. (4.7)}$$

Donde el término de la presión crítica,  $P_{crit}$ , depende de la presión que se dé en el interior del cilindro se obtiene a su vez de:

$$P_{crit} = P \left( \frac{2}{(\gamma + 1)} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma + 1}} \quad \text{Eq. (4.8)}$$

Y la temperatura crítica,  $T_{crit}$ , la cual depende de la temperatura en el interior del cilindro a partir de:

$$T_{crit} = T \left( \frac{2}{(\gamma + 1)} \right) \quad \text{Eq. (4.9)}$$

Para acabar, se puede obtener la superficie de la garganta a partir de la medición de la pérdida de presión de la cámara de combustión en función de un tiempo determinado, con la cámara de combustión a una presión establecida. A partir del caudal que se pierde a través de esta se puede obtener el área de la garganta,  $A_{garganta}$ .



## Hipòtesis y consideraciones termodinàmicas

### 4. 4 Procedimiento de cálculo las constantes C y K

Primero de todo se deben de calcular las constantes  $C_{11}$ ,  $C_{22}$  para las pérdidas de calor y la constante  $K$  para el modelo de deformación, de manera experimental. Ya que  $C_{11}$  y  $K$  dependen directamente de las condiciones de operación. Y  $C_{22}$  como se ha mencionado en apartados anteriores representa los movimientos internos de aire en el cilindro. En tesis (López Pintor, 2008) [4] se establece que  $C_{22}$  es dependiente de *swirl*. Dependiendo de la tipología del ensayo que se va a realizar la velocidad *swirl* puede tenerse en cuenta o no. Por ejemplo, en ensayos de autoencendido es de interés que esta sea lo más cercana a cero, mientras que, para el caso de estudio de este trabajo la velocidad si se debe de tener en cuenta. Ya que durante una combustión de llama premezclada el *swirl* adquiere gran importancia en la generación de turbulencia y de la velocidad del frente de llama.

Así que durante un ensayo sin combustión o arrastre la liberación de calor será cero pudiendo aplicar e igualar la ecuación de estado y ecuación de la energía, siempre asumiendo condiciones de gas/mezclas ideales. Pudiendo calcular la temperatura en el interior del cilindro:

$$T = \frac{PV}{mR} MW = \frac{P\frac{\pi}{4}D^2(S-(x-\delta))}{mR} MW \quad \text{Eq. (4.10)}$$

O también:

$$\frac{d}{dt}(mC_v T) = \dot{Q}_{lost} - P \frac{dV}{dt} = hA(T_w - T) - P \frac{d}{dt} \left[ \frac{\pi D^2}{4} (S - (x - \delta)) \right] \quad \text{Eq. (4.11)}$$

- $m$ . corresponde a la masa atrapada en el cilindro calculada en el modelo de fugas.
- $C_v$ . Es el calor específico a volumen constante de la mezcla.
- $K$  y  $\delta$ . Corresponden a las constantes del modelo de deformación.

## Hipòtesis y consideraciones termodinámicas

Como se aprecia en la ecuación tendremos diferentes valores de  $K$  y  $C_{11}$  para diferentes temperaturas. Así que para poder obtener el valor óptimo de estas dos constantes se obtendrá mediante la iteración de estas dos constantes en la ecuación de estado y de la energía. Con lo que se conseguirá minimizar el área comprendida entre las dos curvas de temperatura como se aprecia en la siguiente figura en la que se utiliza como ejemplo la curva calculada en (López Pintor, 2008) [4]

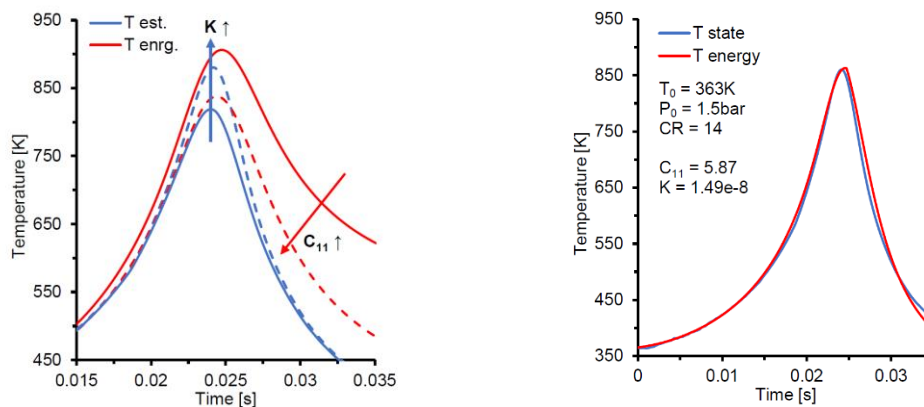


Figura 4.2 Gráficas correspondientes al ajuste de  $C_{11}$  y  $K$ . Fuente (López, Pintor [19])



## Capítulo 5: Diseño Culata GDI

Capítulo 5: Diseño culata GDI .....	51
5.1 Requerimientos de diseño de la culata RCEM.....	51
5.2 Características técnicas de la culata.....	52
5.3 Detalle diseño culata .....	53
5.4 Vistas en sección de inyector y sonda de temperatura de cámara .....	55

## Diseño de culata GDI

---

### Capítulo 5: Diseño culata GDI

En el presente capítulo se muestra el diseño que se ha realizado de la culata que permita trabajar a la RCEM con ensayos MEP. Esta culata ha sido específicamente diseñada para que se pueda implantar la tecnología GDI en dicha maqueta respetando las restricciones geométricas que esta presenta.

A continuación, se presentarán los requerimientos necesarios para la culata, las claves del porqué del diseño considerado y el diseño realizado mediante el uso del software SolidWorks.

#### 5.1 Requerimientos de diseño de la culata RCEM

Para comenzar, la tecnología TGI como se ha explicado en el capítulo dos, consiste en la inyección directa del combustible en el interior de la cámara de combustión lo que permite un mayor control de la combustión y de las emisiones de efecto invernadero. Esto implica que una culata GDI deba tener labrada una cavidad tanto para el inyector, como para la bujía.

En un motor convencional también van alojadas en la culata las válvulas de expansión y escape, caso que no se da en la RCEM debido a que ese cometido está se mediante el uso de electroválvulas conectadas a cavidades labradas en el cilindro y que la propia maqueta que la maqueta gestiona mediante el software que ella incorpora. Por lo tanto, el diseño de la culata puede simplificarse mucho al prescindir de las válvulas.

El tipo de geometría con el que se diseña la culata tiene mucha importancia en el desempeño de la combustión. Esto se puede hacer posibilitando que mediante su diseño se incremente el grado de turbulencia generada, reducción de la relación superficie/volumen con el objeto de minimizar las pérdidas de calor y, por último, evitar que se generen zonas donde se puedan acumular restos sin quemar que produzcan que la mezcla pueda auto encenderse. En la práctica existen diversas configuraciones de culata, pero se pueden dividir en tres grupos principales:

- Cámara de cuña: Está específicamente diseñada para concentrar la mayor parte del combustible cerca de la bujía.
- Cámara planta: El diseño es muy simple y generalmente la cámara está labrada en el pistón. Puede crear elevadas turbulencias

## Diseño de culata GDI

---

debido a la aceleración del fluido al quedar confinado entre la culata y el pistón

- Cámara hemisférica: Favorece la generación de *tumble*, puede iniciarse la combustión desde dos zonas diferentes, superficie/volumen baja por estar centrada la bujía.

En el caso de la RCEM se ha optado por el diseño plano debido a su simplicidad y sencillez de diseño lo que permite tener un coste comedido de producción de la pieza. También existen restricciones geométricas que presenta la maqueta en la zona donde debe ir alojada la culata, impidiendo otros tipos de diseño.

Puesto que, se va a trabajar con carga homogénea, interesa que exista la misma proporción de aire combustible en todo el recinto lo que descartaría una cámara hemisférica que centraría la mayor parte del combustible en una zona concreta.

Otro aspecto importante por lo que se opta por la cámara plana es debido al interés de que el chorro de combustible sea perpendicular a la cabeza del pistón, es decir tanto bujía como inyector su posición debe de estar centrada en la culata. Con el objetivo de que el frente de llama se desplace desde la parte superior de la cámara de combustión y se desplace este de forma radial hacia las paredes del cilindro.

### 5.2 Características técnicas de la culata.

La culata debe poseer unas características de resistencia mecánica a los esfuerzos generados por las fuerzas generadas durante la combustión. Como una baja dilatación térmica para que esta no se dilate y se deforme en el asiento donde va alojada en la RCEM.

Para ello es crítico la elección del material con el que se va a mecanizar la culata, es decir se debe de optar por un acero con un coeficiente de dilatación térmica bajo y que posea unas características de resistencia mecánica aceptables, ya que se pueden dar picos de presión de hasta 120 bar en el interior de la cámara de combustión y temperaturas del orden de 2000K en el momento de la combustión.

Otro aspecto por considerar es, que el material debe de tener algún tipo de tratamiento térmico o ser inoxidable ya que puede haber elementos corrosivos en el interior de la cámara de combustión derivados del

## Diseño de culata GDI

combustible o del vapor de agua que se genera como producto de la combustión.

En la siguiente tabla se muestra las características técnicas del material que se ha utilizado para la fabricación de la culata GDI:

Tabla 5.1 Características mecánicas del material de la culata

Material	Aluminio	-
Módulo de elasticidad	69000	N/mm <sup>2</sup>
Coef. de dilatación térmica	2,3*10 <sup>-5</sup>	1/°C
Peso específico	27	KN/m <sup>3</sup>
Tipo de tratamiento	Anodizado	-

### 5.3 Detalle diseño culata

En las siguientes figuras se muestra como quedan distribuidos los diferentes componentes tanto en la parte superior que da al exterior de la maqueta como la parte de la cámara de combustión. Así como, los taladros pasantes para sujetar la culata a la RCEM.

En el apéndice dedicado a los planos de diseño de la culata se podrán comprobar todos los aspectos geométricos en detalle.

Sondas de temperatura de culata y termopar cámara de combustión

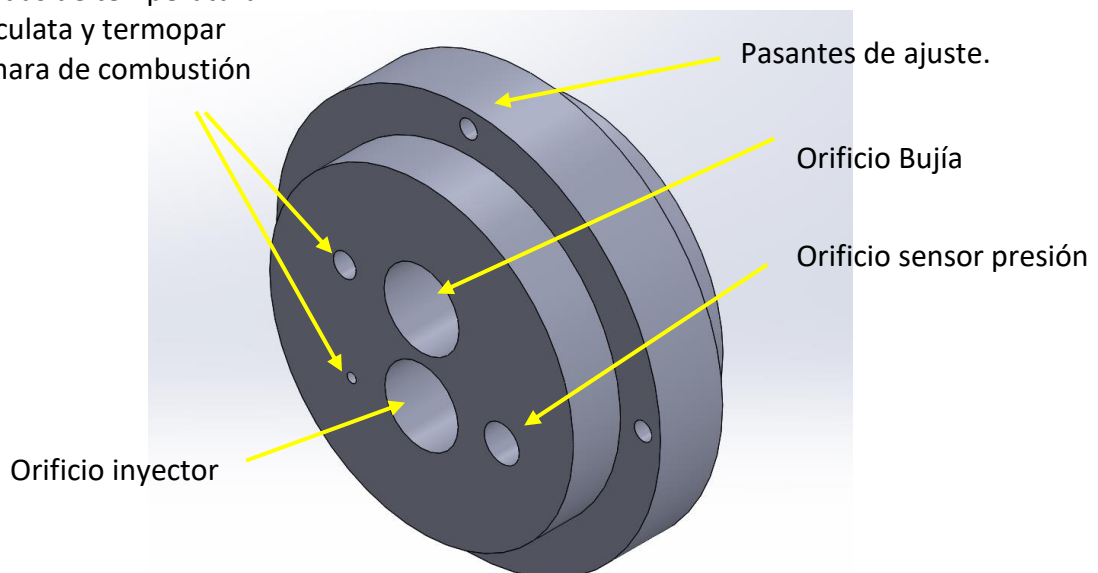
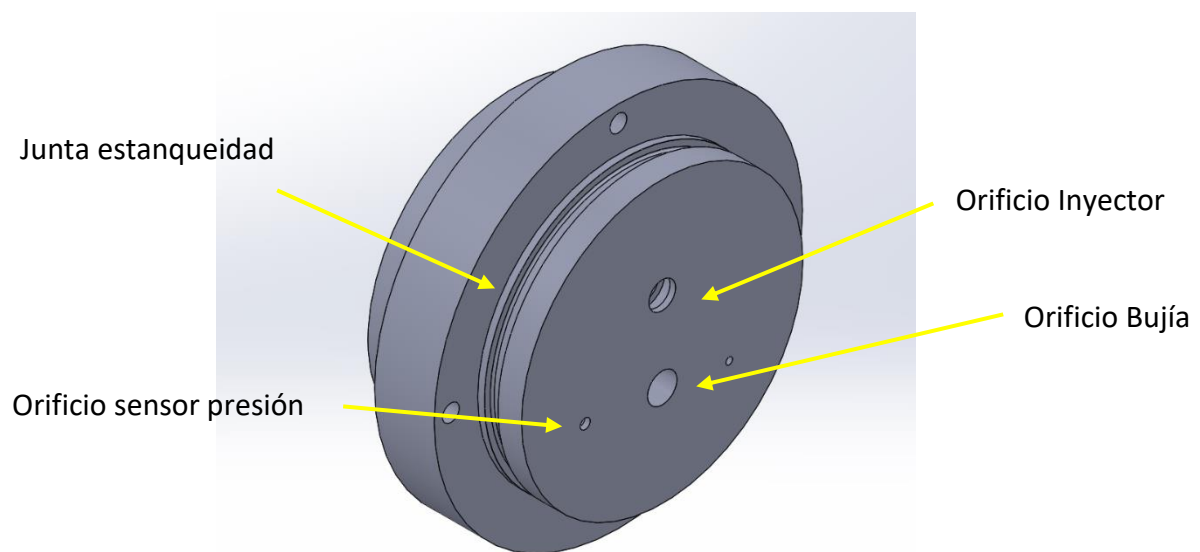


Figura 5.1 Parte superior culata

## Diseño de culata GDI

En la figura 4.1 se puede observar que los dos orificios practicados para el inyector GDI y para la bujía se observa que quedan centrados lo máximo posible sin que lleguen a comunicarse. Por otra parte, también se pueden ver los orificios para los sensores de presión, el encargado de medir la onda de presión generada durante todo el ciclo. La sonda de temperatura de culata, encargada del control de temperatura para la calefacción de la culata. Y el termopar, cuya función es medir la temperatura inicial a la que se encuentra el aire en la cámara de combustión.



*Figura 5.2 Parte inferior culata*

En la figura 4.2 se muestra la vista de la parte inferior, que estará en el interior de la cámara de combustión. Aquí se puede ver como quedan distribuidos en la cámara de combustión todos los componentes, a excepción de la sonda de temperatura de culata.

También el canal donde queda alojado la junta tórica para que la cámara de combustión para quede totalmente sellada con el cilindro de la RCEM, gracias a esta y a los pernos de unión.

## Diseño de culata GDI

### 5.4 Vistas en sección de inyector y sonda de temperatura de cámara

En la figura 4.3 se ve en detalle cómo están realizados en sección los orificios de la bujía y del inyector GDI. Estos dos deben estar los más centrados posibles en la cámara de combustión para que el frente de llama realice un barrido desde el centro hacia los laterales del cilindro. Por lo que se ha diseñado para que la distancia entre los dos sea mínima, pero que no llegue a sobrepasar el ángulo de atomización del inyector GDI. Para evitar así, que el chorro de combustible empape la bujía o el arco eléctrico generado por la bujía pueda comunicarse con el inyector.

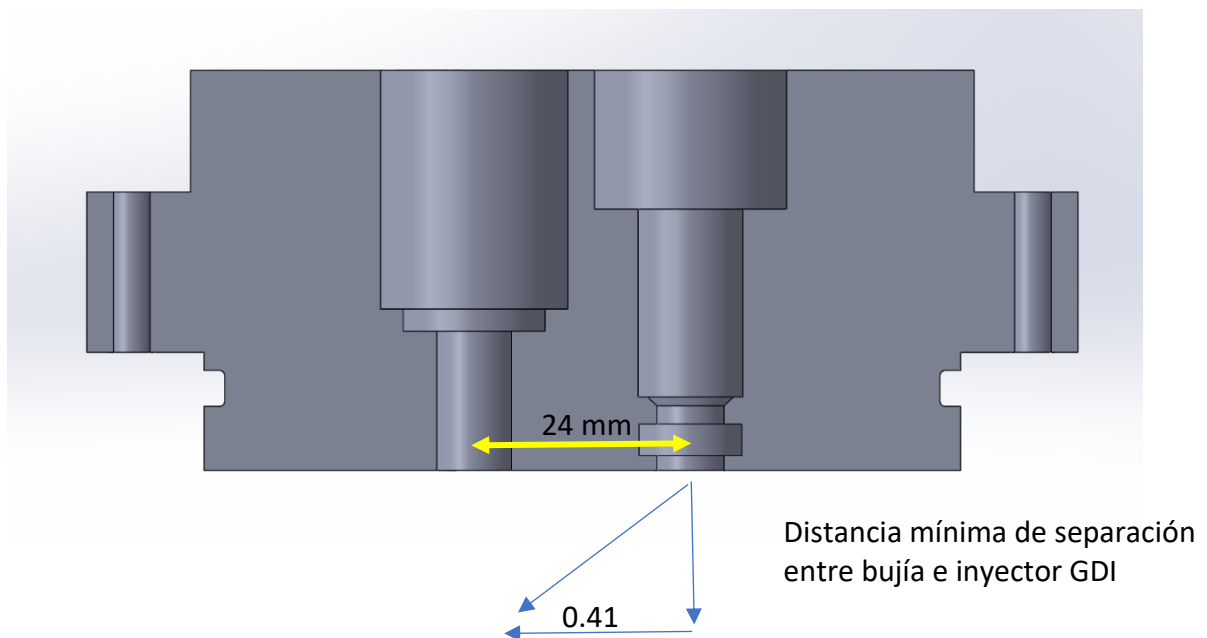


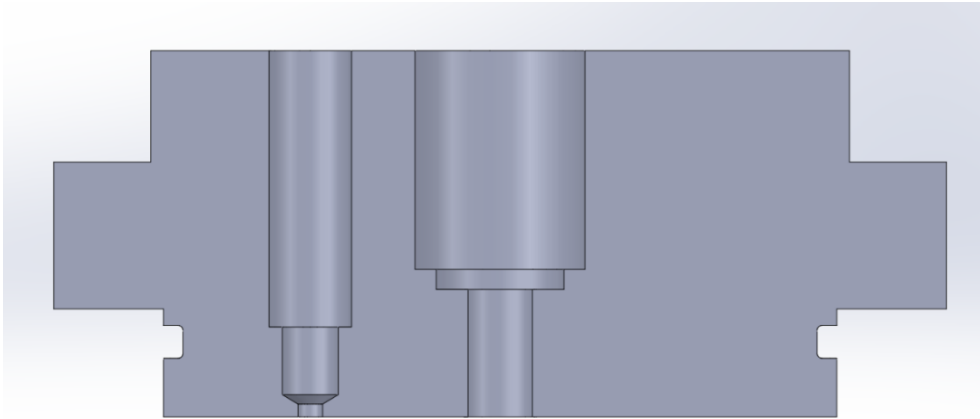
Figura 5.3 Vista en sección de orificios de culata e inyector GDI

También se puede ver en la figura 4.3 las juntas tóricas que sellaran el inyector GDI, por el contrario, la bujía estará roscada y quedará sellada mediante una arandela de deformación que esta incluye.

En las figuras 4.4 y 4.5 se muestra los orificios practicados para el sensor de presión piezoeléctrico *Kistler 6045A* y el termopar de temperatura. Tanto el sensor de presión como el termopar están emplazados a los laterales de la culata, paralelos a los orificios dedicados al inyector y a la bujía.



## Diseño de culata GDI

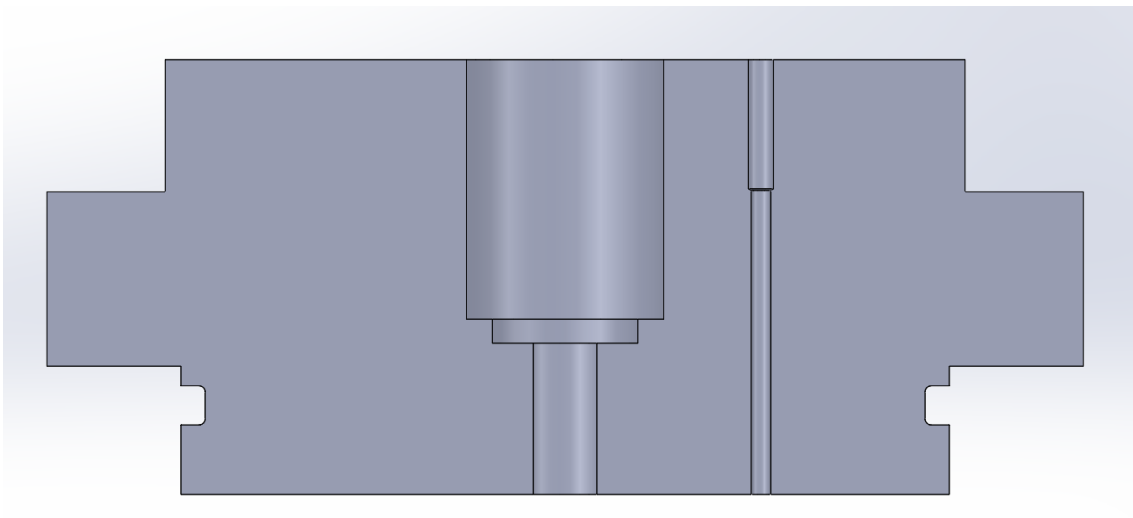


*Figura 5.4 Sección sensor de temperatura de culata y sensor de presión en cámara*

El sensor *Kistler* juega un papel crítico para el estudio, al ser el encargado de medir la señal de presión que se genera durante toda la combustión.

Cabe aclarar que la sonda de temperatura es incapaz de medir el incremento tan rápido de temperatura que se da en el momento de la combustión, tan solo está para medir la temperatura inicial de la cámara antes de que se llegue la fase de combustión.

Estos dos componentes se han descrito sus características técnicas en el apartado 2 dedicado a los medios utilizados.



*Figura 5.5 Vista sección sonda temperatura de cámara de combustión.*

## Capítulo 6 Análisis y Resultados

Capítulo 6: Resultados .....	58
6.1 Análisis de estanqueidad de la cámara de combustión .....	58
6.2 Ajuste de la constante $C_1$ y K del modelo termodinámico.....	59
6.2.1 Ajuste de las constante C1 y K para la carrera de 120mm.....	59
6.2.2 Ajuste de las constantes $C_1$ y K para la carrera de 200mm .....	62
6.2.3 Ajuste de la constante C1 y K para la carrera de 249mm. ....	64
6.3 Análisis de la curva de presión en arrastre.....	65
6.3.1 Análisis general de la señal de presión durante un ensayo de arrastre. ....	66
6.3.2 Análisis de la señal de presión con la carrera de 120mm: .....	67
6.3.3 Análisis de la señal de presión con la carrera de 200mm .....	69
6.3.4 Análisis de la señal de presión con la carrera de 249.....	72
6.4 Ensayos con combustión en función del dosado relativo FR .....	73
6.4.1 Análisis de curva de presión para dosados relativos 0.7, 0.8 y 1.5 .....	75
6.4.2 Análisis de curva de presión dosados relativos 0.9 y 1 .....	75
6.4.3 Análisis de curva de presión dosado relativo 1.1 .....	76
6.4.4 Conclusiones de los ensayos con combustión en función del dosado.....	77

## Análisis y Resultados

### Capítulo 6: Resultados

En el siguiente apartado se va a realizar el análisis correspondiente a la señal de presión que se produce en el interior del cilindro durante el ciclo expansión-compresión de la RCEM.

Conviene aclarar que el objetivo del análisis es comprobar la repetibilidad de la maqueta bajo la configuración con la culata GDI. Para la comprobación de esta se ha realizado una serie de ensayos en arrastre para comprobar que la secuencia del ensayo es repetitiva. Para aclarar las abreviaturas de las variables se dispone de la siguiente tabla:

Tabla 6.1 Abreviaturas utilizadas

Concepto	Abreviatura
Presión Máxima en Cámara	Pmax
Posición Máxima del pistón	Xmax
Punto muerto superior	PMS

#### 6.1 Análisis de estanqueidad de la cámara de combustión

Se ha realizado un análisis de estanqueidad de la cámara de combustión para comprobar que no se producen fugas en el interior, debido a los múltiples orificios que se le han practicado a la culata para alojar el inyector GDI, la bujía y el sensor de presión. Y también con el objetivo de cerciorarse que los componentes pueden aguantar con seguridad las condiciones extremas de presión a las que se van a ver sometidas en el experimento.

Para ello se ha presurizado con aire el interior de la cámara de combustión a 120bar y cerrado las válvulas de entrada y escape dejando la cámara sellada durante el periodo de 10 min, con el objetivo de que la pérdida que registre el sensor de presión sea inferior al 10% de la presión inicial.

En cuanto a los resultados de la prueba, se ha registrado una caída media de 2 bar en los 10 min de duración de la prueba lo cual representa un 1,66% respecto de la presión inicial, por lo tanto, se puede corroborar que la cámara es estanca y no hay pérdidas significativas debido a fugas. Esta caída de presión se debe al enfriamiento de la masa de aire introducida al entrar en contacto con las paredes del cilindro.

## Análisis y Resultados

---

### 6.2 Ajuste de la constante $C_1$ y $K$ del modelo termodinámico.

Atendiendo al modelo termodinámico descrito en el capítulo cuatro. Se ha realizado el ajuste de la constante  $C_1$  para la configuración con culata GDI. Este procedimiento se ha llevado a cabo mediante el uso de un *Script* de Matlab desarrollado en el CMT basado en el modelo termodinámico explicado en el capítulo 3. En el que a partir de los archivos (.WDF) en bruto procedentes del sistema de adquisición de datos permite procesarlos y obtener el ajuste de la constante  $C_1$  y de  $K$ , para poder conseguir que las temperaturas generadas tanto por la ecuación de estado y de la ecuación de la energía coincidan posibilitando posteriormente obtener el modelo de pérdidas de calor mediante la correlación de *Woschni* [19].

Como se habla en el capítulo tres, esta constante se puede ajustar partiendo de un ensayo sin combustión o arrastre. Ya que la liberación de calor será cero pudiendo aplicar e igualar la ecuación de estado y ecuación de la energía, (siempre asumiendo condiciones de gas/mezclas ideales), de este modo se podrá mediante cálculo iterativo obtener la constante  $C_1$  y  $K$ .

El ajuste se ha realizado en base a los ensayos en arrastre de 120 mm, 200mm y 249mm de carrera del pistón. Los cuales se han establecido con la misión de poder comprobar que la RCEM puede trabajar y es repetitiva en diferentes escenarios y configuraciones de carrera de pistón.

#### 6.2.1 Ajuste de las constante $C_1$ y $K$ para la carrera de 120mm

Los datos previos para el ajuste de la constante  $C_1$  son:

- Temperatura del pistón  $T_i=293,15 K$
- Presión de referencia  $P_{ref}= 1.5 \text{ bar}$
- Carrera del pistón  $S= 120\text{mm}$
- Temperatura ambiente  $T_p= 293.15 K$
- Volumen muerto  $V_m= 0,3e-6 \text{ mm}^3$

Al tratarse de un cálculo iterativo se establecerá un valor inicial de la constante  $C_1 = 10$ . Se parte desde este valor por ser un valor utilizado con anterioridad en ensayos pasados. Para la constante  $C_2$  que también es necesaria para el cálculo esta viene propuesta por *Woschni* [19] y establece para motores gasolina un valor de  $C_2 = 0,075$

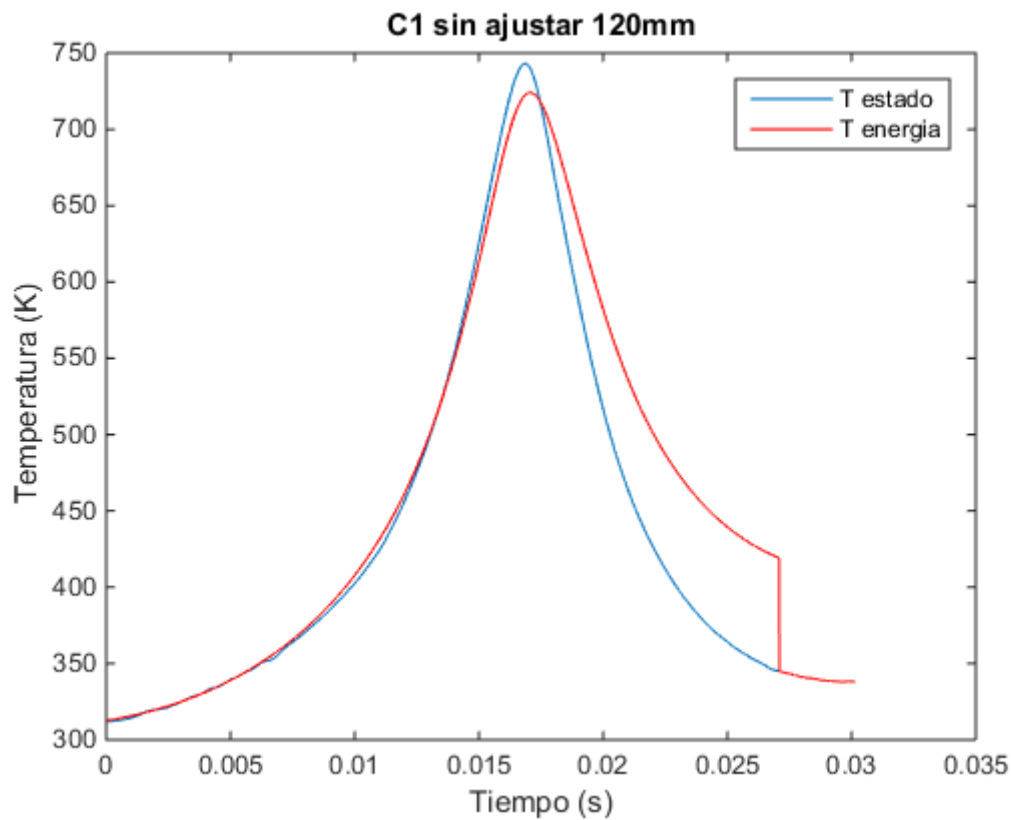


Figura 6.1 Curva de ajuste C1 sin ajustar carrera 120mm

Como se ve en la figura 4.1 ambas ecuaciones se desfasan sobre todo una vez alcanzado el PMS, una vez se inicia la fase de expansión.

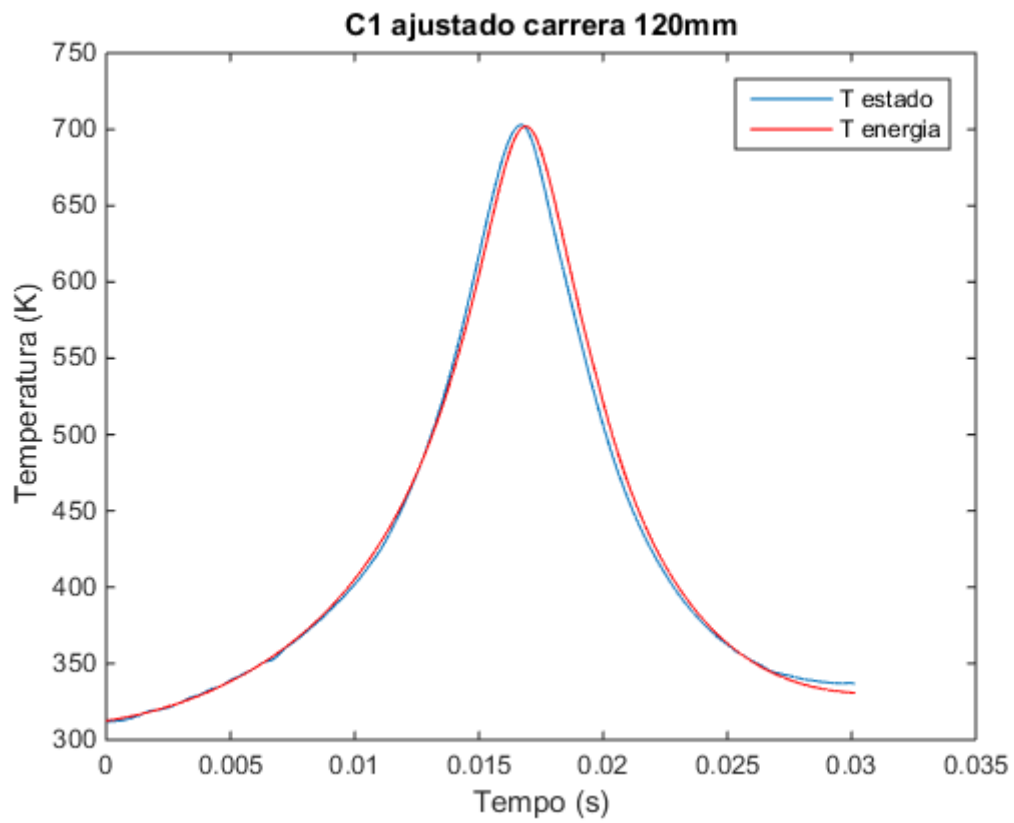


Figura 6.2 Curva con C1 ya ajustado carrera 120mm

## Análisis y Resultados

### 6.2.2 Ajuste de las constantes $C_1$ y $K$ para la carrera de 200mm

Para esta configuración del pistón se ha partido de los mismos datos preliminares excepto la variación de  $S=200$

- Temperatura del pistón  $T_i=293,15 \text{ K}$
- Presión de referencia  $P_{\text{ref}}= 1.5 \text{ bar}$
- Carrera del pistón  $S= 200\text{mm}$
- Temperatura ambiente  $T_p= 293.15 \text{ K}$
- Volumen muerto  $\text{mm}^3 \text{ V}_m= 0,3\text{e-}6 \text{ mm}^3$

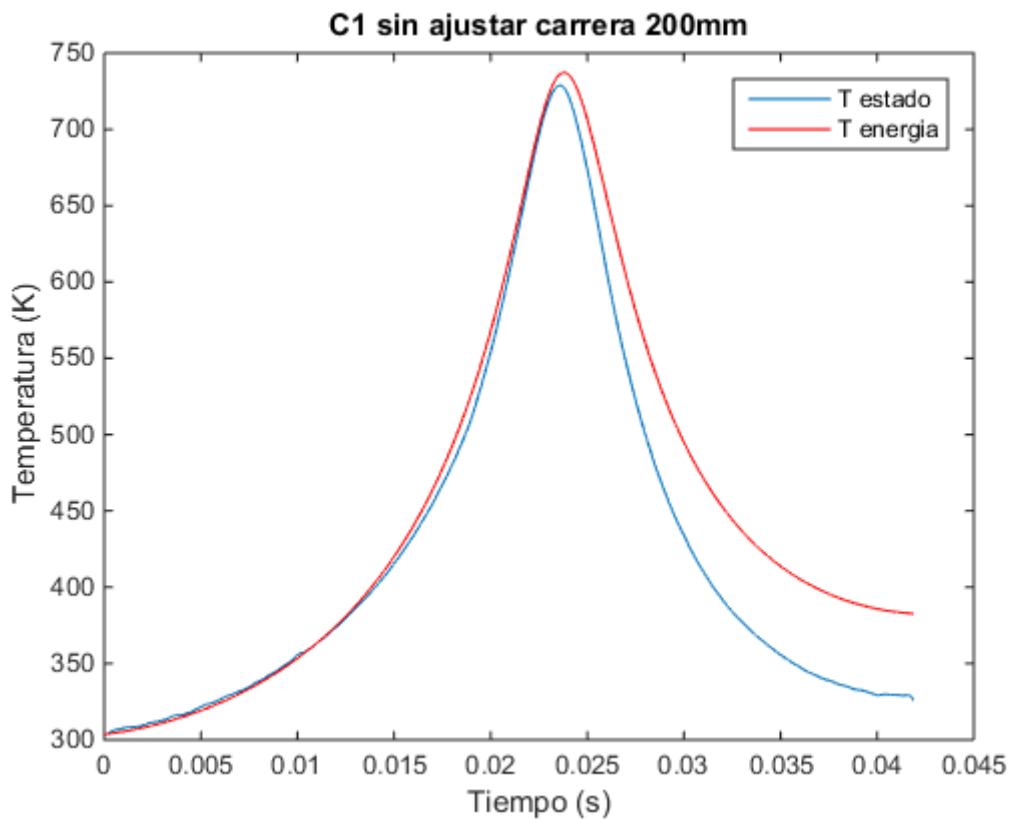


Figura 6.3 Curva sin ajustar C1 carrera 200mm

Como se puede ver en la figura 4.3, aparecen graficadas las curvas de temperatura  $T \text{ (K)}$  frente al tiempo de duración del ciclo  $t \text{ (seg.)}$ , correspondientes a la ecuación de estado y a la temperatura de la ecuación de la energía, antes de proceder al ajuste de  $C_1$  y de  $K$ . La primera parte de la curva se aprecia que ambas curvas presentan una pendiente similar, pero comienzan a desfasarse a partir de alcanzarse el

## Análisis y Resultados

pico máximo de temperatura. A partir de este momento los valores comienzan a ser mucho más dispares entre sí. Es decir, el mayor desajuste se encuentra una vez pasado el PMS y de la temperatura máxima alcanzada. Alcanzado un valor de  $T_{max} = 711.6 K$  en la ecuación de energía y de  $T_{max} = 712.5 K$  en la ecuación de estado. Es decir, hay un desfase entre estas de  $1.1 K$  antes de ajustar  $C_1$  y  $K$ , principalmente este desfase de  $T_{max}$  viene influido por la constante  $K$  tal y como se indica en el capítulo tres, ya que este ajusta el valor en el eje de ordenadas mientras que  $C_1$  lo ajusta en el eje de ordenadas.

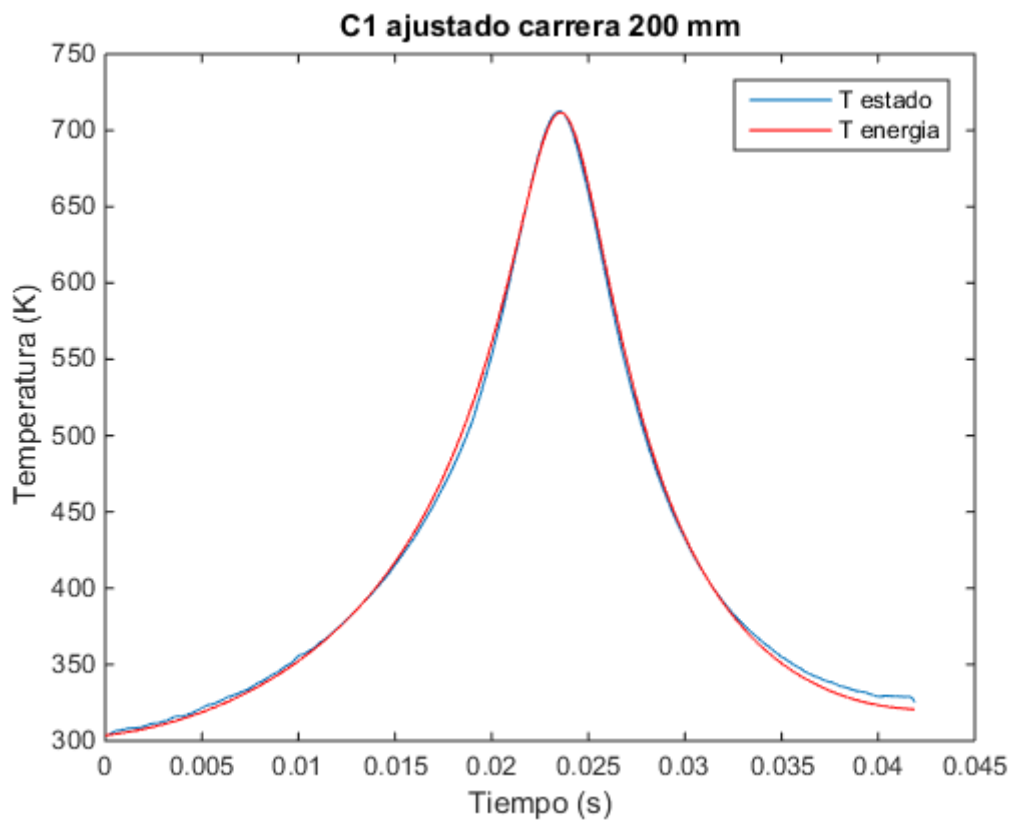


Figura 6.4 Curva con  $C_1$  ya ajustado carrera 200mm

En la figura 5.4 se muestran las curvas de temperatura de la ecuación de estado y de temperatura una vez las constantes  $K$  y  $C_1$  han sido ajustadas, dando un valor de  $C_1 = 20,82$  y  $K = -1,39e-8$ . Alcanzado un valor de  $T_{max} = 711.6K$  en la ecuación de energía y de  $T_{max} = 712.5 K$  en la ecuación de estado. Es decir, hay un desfase entre estas de  $1.1 K$ .

Por otra parte, el área comprendida entre ambas gráficas se ha reducido significativamente con un valor próximo a cero como se ve en la figura 4.4. Con lo que se puede concluir que se ha obtenido un buen ajuste de  $C_1$  y  $K$  para este tipo de carrera.



## Análisis y Resultados

### 6.2.3 Ajuste de la constante C1 y K para la carrera de 249mm.

Para este tipo de carrera de pistón se vuelven a tener todos los valores previos iguales a excepción de la variable  $S= 249\text{mm}$ .

- Temperatura del pistón  $T_i=293,15\text{ K}$
- Presión de referencia  $P_{\text{ref}}= 1.5\text{ bar}$
- Carrera del pistón  $S= 249\text{mm}$
- Temperatura ambiente  $T_p= 293.15\text{ K}$
- Volumen muerto  $\text{mm}^3\ V_m= 0,3\text{e-}6\text{ mm}^3$

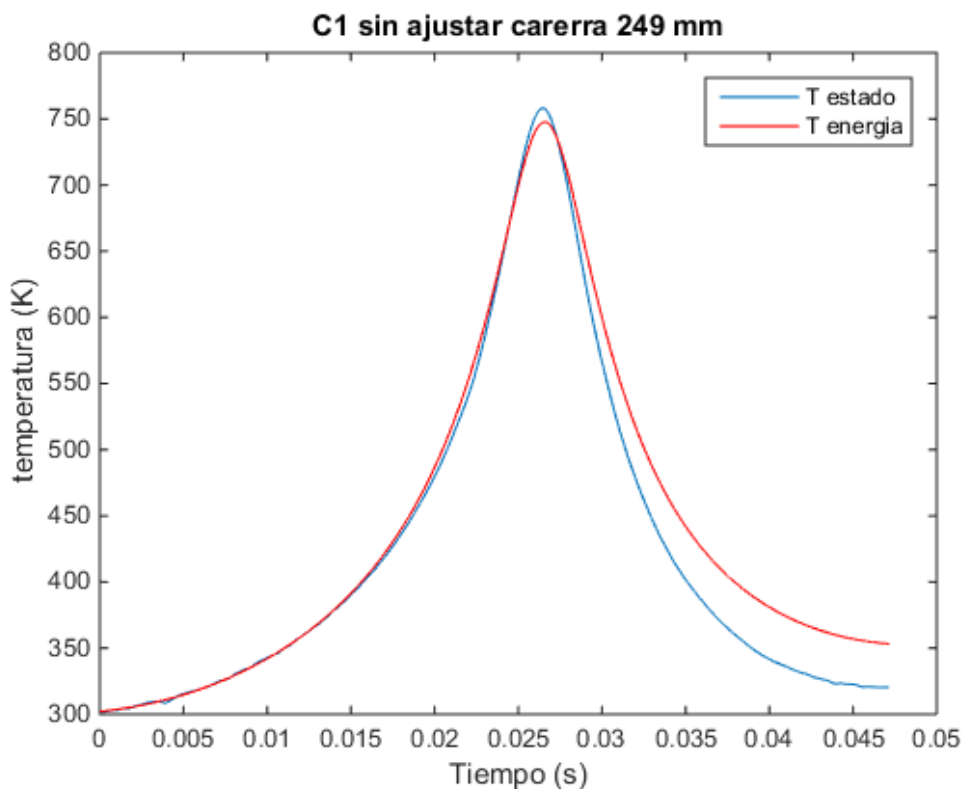


Figura 6.5 Curva sin ajustar C1 carrera 249mm

En la figura 5.5 se vuelve a registrar un comportamiento muy parecido a las anteriores curvas con carreras diferentes en las que se desfase las curvas una vez se alcanza el PMS, pero a diferencia de las anteriores configuraciones esta al recorrer más distancia el pistón el PMS se alcanza más tarde y esto se traduce en un ligero aumento de la temperatura.

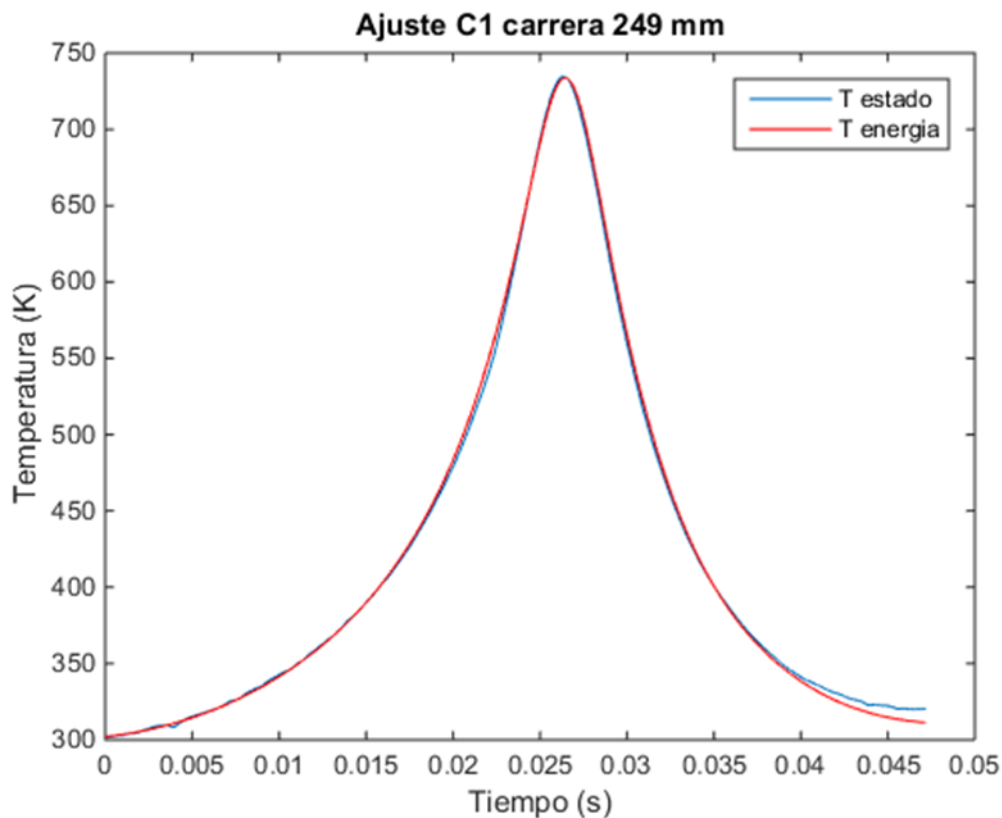


Figura 6.6 Curva con C1 ya ajustado carrera 249mm

Para esta carrera de pistón, como en las anteriores también se ha obtenido un buen ajuste entre ambas curvas. Con valores de  $C_1 = 17.75$  y  $K = -2.073e-8$ , teniendo diferencia de  $T_{max}$  entre curvas de  $1,7 K$ .

### 6.3 Análisis de la curva de presión en arrastre.

Para la comprobación inicial de la maqueta se han realizado ensayos en arrastre, es decir, no se produce combustión durante el ciclo de trabajo de la RCM, no tenemos inyección de combustible ni ignición de la bujía. Este procedimiento tiene como objetivo comprobar que la maqueta tiene un comportamiento repetitivo mientras variamos la carrera de compresión.

El proceso de obtención de la curva de presión se hará siguiendo el procedimiento de análisis de la curva de presión nombrado en el apartado 3. Para tener un conjunto de datos suficientemente grande que garantice la veracidad de los resultados, se ha estructurado una batería de 15 ensayos divididos en función de la carrera del pistón siendo estas:

## Análisis y Resultados

---

- Carrera mínima del pistón 120mm
- Carrera intermedia del pistón 200mm
- Carrera máxima del pistón 249mm

Conviene aclarar que en la RCEM cuando se hace referencia al término de carrera se habla de la posición más baja en la que se encuentra el pistón al comienzo de la fase de compresión rápida.

### 6.3.1 Análisis general de la señal de presión durante un ensayo de arrastre.

Primero es necesario analizar el comportamiento de la señal de presión en el interior de la RECM al realizar un ciclo de arrastre, identificando cada una de las fases descritas en el apartado 2 y relacionarlas con el comportamiento de la señal de presión. Para ello, se parte de una señal de presión correspondiente a la carrera de 120mm que se muestra en la figura 4.1.

Primero se aprecia que a medida que avanza el pistón de la RCEM, la presión comienza a incrementarse ligeramente desde la presión inicial de 1.5 bar hasta llegar a unos 7 bares en el interior de la cámara de combustión. Esto coincide con la fase de compresión lenta de la RCEM. Durante la fase de compresión rápida se inicia incremento de presión mucho más acelerado por la acción del recorrido del pistón hacia PMS. En  $t=0.1\text{seg}$  se producen oscilaciones correspondientes al momento en el que se el pistón inicia la fase de compresión rápida, produciendo ondas de presión responsables de estas oscilaciones. Acto seguido la presión aumenta hasta un valor de Presión máxima alcanzada medio de  $P_{\text{max}}=57.22\text{ bar}$  alcanzado PMS en  $t=1.75\text{seg}$ , la presión comienza a disminuir drásticamente por la retracción del pistón debido a la contrapresión generada por el aire comprimido alojado en la cámara de combustión, dando paso a la fase de escape. Al tratarse de un pistón hidráulico no sujeto a ningún elemento, este comenzará a rebotar hasta que por acción de la fricción acabe parando, produciendo nuevas señales depresiones menores, que se han recortado en la figura 4.1 debido a que carecen de interés para el estudio. Por lo tanto, se establece que una vez se detecta la presión más baja el ciclo se da por terminado, esta presión se registra en  $x=3\text{seg}$ . Para finalizar, pasado un tiempo predeterminado la válvula de escape se abre y se produce la descarga de presión al exterior finalizando el proceso.

## Análisis y Resultados

### 6.3.2 Análisis de la señal de presión con la carrera de 120mm:

En la figura 4.2 se muestra la señal de presión registrada por el sensor alojado en el interior de la cámara de combustión correspondiente a la serie de ensayos realizados con la carrera de 120mm. Las condiciones iniciales de temperatura presión inicial y volumen muerto serán de 298 K (sin precalentamiento de la cámara de combustión), 1.5 bares de presión y un volumen muerto de  $0,37 \times 10^{-6}$  m<sup>3</sup>. En la figura 4.2 se compara presión frente al tiempo transcurrido de los 14 ensayos en arrastre realizados. bajo esta configuración.

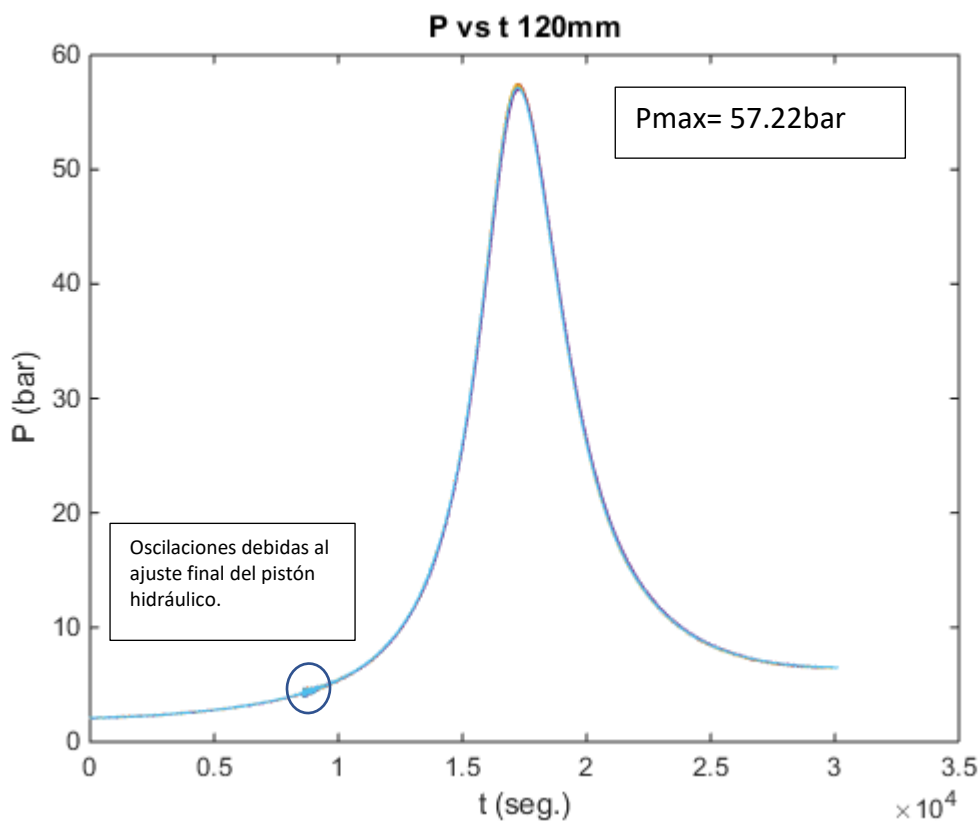


Figura 6.7 Curva de presión de un ensayo de referencia.

Con el fin de comprobar la repetibilidad del modelo, se ha calculado la desviación típica y el coeficiente de variación de Pearson de los valores más significativos del análisis. Como son la relación de compresión (CR), la presión registrada en el interior de la cámara de combustión ( $P_{max}$ ), la distancia recorrida máxima recorrida por el pistón ( $X_{max}$ ). Dando como resultado los valores mostrados en la tabla 4.1:

## Anàlisis y Resultados

Tabla 6.2 Valores estadísticos ensayos carrera 120mm.

Variabes	Des. Tip.	Coef. Pearson.
CR	0,05	0,36
Pmax	0,25	0,44
Xmax	0,03	0,02

Una de las razones que explican el alto coeficiente de variación de Pearson en el conjunto de valores de Pmax. Se debe principalmente que el pistón no está unido a una biela que lo sujeta, sino que su accionamiento es hidráulico y alcanza el PMS mediante la contrapresión generada en la cámara de combustión, esto influye en la relación de compresión geométrica que varía debido al balance de fuerzas en el pistón. También puede deberse en menor manera, a alta variabilidad de la presión alcanzada en el interior de la cámara. Y finalmente, al estar trabajando con un fluido compresible que está sujeto a pequeñas variaciones de densidad y temperatura que pueden influir en la medida de presión. Las mismas razones pueden ser extrapolables a CR ya que influye la carrera máxima alcanzada por el pistón en la relación de compresión.

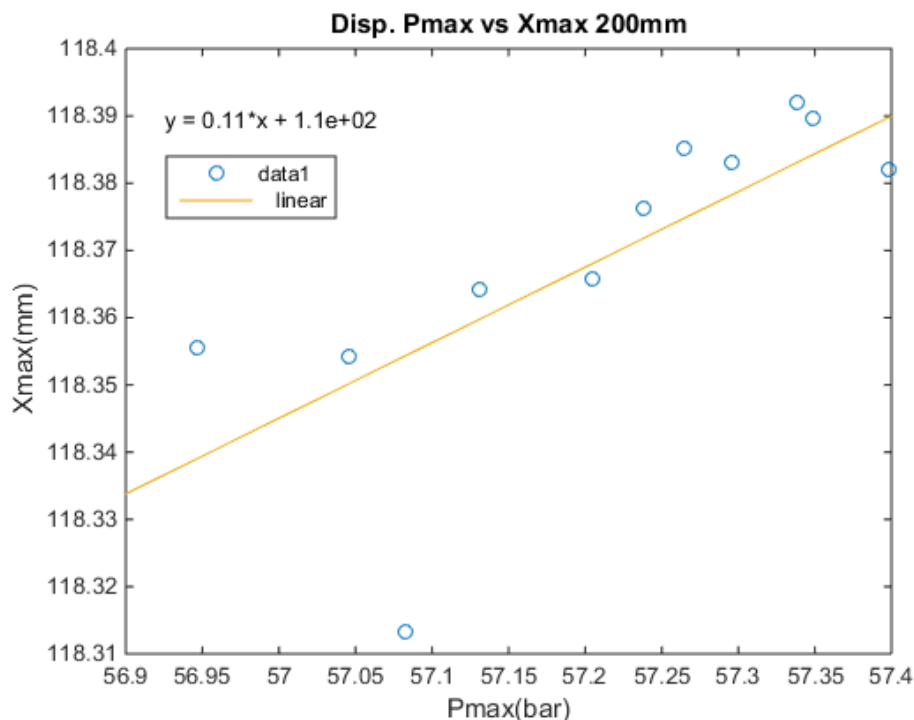


Figura 6.8 Gráfico de dispersión de Pmax vs Xmax carrera 120mm.

## Análisis y Resultados

En la figura 4.3 en la que se muestra la dispersión de los valores de  $P_{max}$  frente a  $X_{max}$  se puede extraer como conclusión que las pequeñas variaciones de posición máxima del pistón pese a ser muy pequeñas, influyen en el valor de  $P_{max}$  registrado.

### 6.3.3 Análisis de la señal de presión con la carrera de 200mm

Para la señal de presión en la carrera de 200mm las condiciones iniciales de temperatura presión inicial y volumen muerto serán iguales al ensayo de carrera del pistón 120mm y en la figura 4.2 se muestran los resultados de la señal de presión obtenidos.

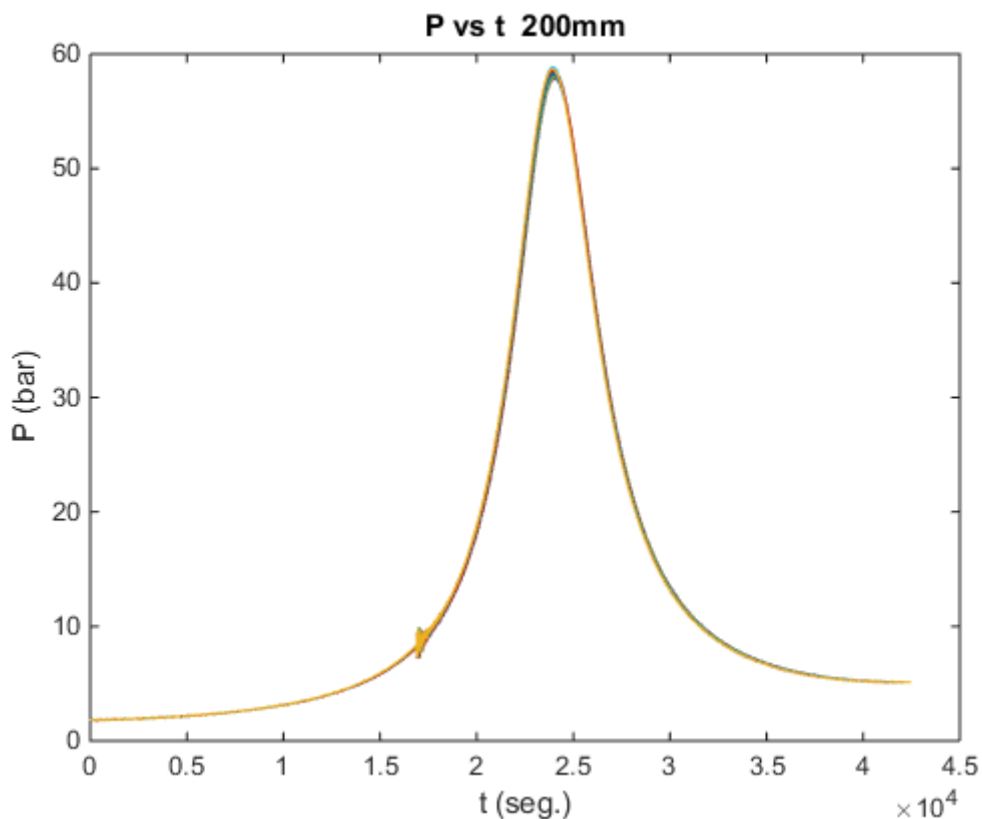


Figura 6.9 Curva de presión vs tiempo carrera 200mm.

Como se puede ver en la gráfica correspondiente a la carrera de 200mm, el desempeño es muy similar al de la carrera de 120mm salvo que se alcanza una presión mayor en PMS, concretamente se ha alcanzado un valor de  $P_{max}$  medio en todos los ensayos de un valor  $P_{Max} = 58,35$  bar. Claramente este incremento de presión se ve relacionado con el aumento de carrera del pistón, confiriéndole mucha más energía a la

## Análisis y Resultados

---

llegada a PMS al recorrer el pistón más distancia de carrera y conseguir acelerarse mucho más.

También se aprecia que esta vez Pmax se alcanza más tarde concretamente en  $t= 2.5$  y esto se debe a que el pistón, al tener que recorrer una mayor distancia de carrera ve incrementado su tiempo de llegada pese a tener mayor energía. Por otro lado, el tiempo transcurrido para la finalización del ciclo también se dilata en el tiempo.

Para el análisis estadístico correspondiente a esta carrera arroja resultados similares al ensayo de carrera 120mm. En la carrera de 200mm se vuelve a tener un Coeficiente de correlación de Pearson alto tanto en CR como en Pmax, pero se comprueba que la maqueta es repetitiva para esta carrera debido a los valores de Xmax que muestran que el pistón se comporta de una forma repetitiva.

*Tabla 6.3 Valores estadísticos ensayos carrera 200mm.*

Variables	Des. Tip.	Coef. Pearson.
CR	0,08	0,52
Pmax	0,32	0,56
Xmax	0,07	0,04

## Análisis y Resultados

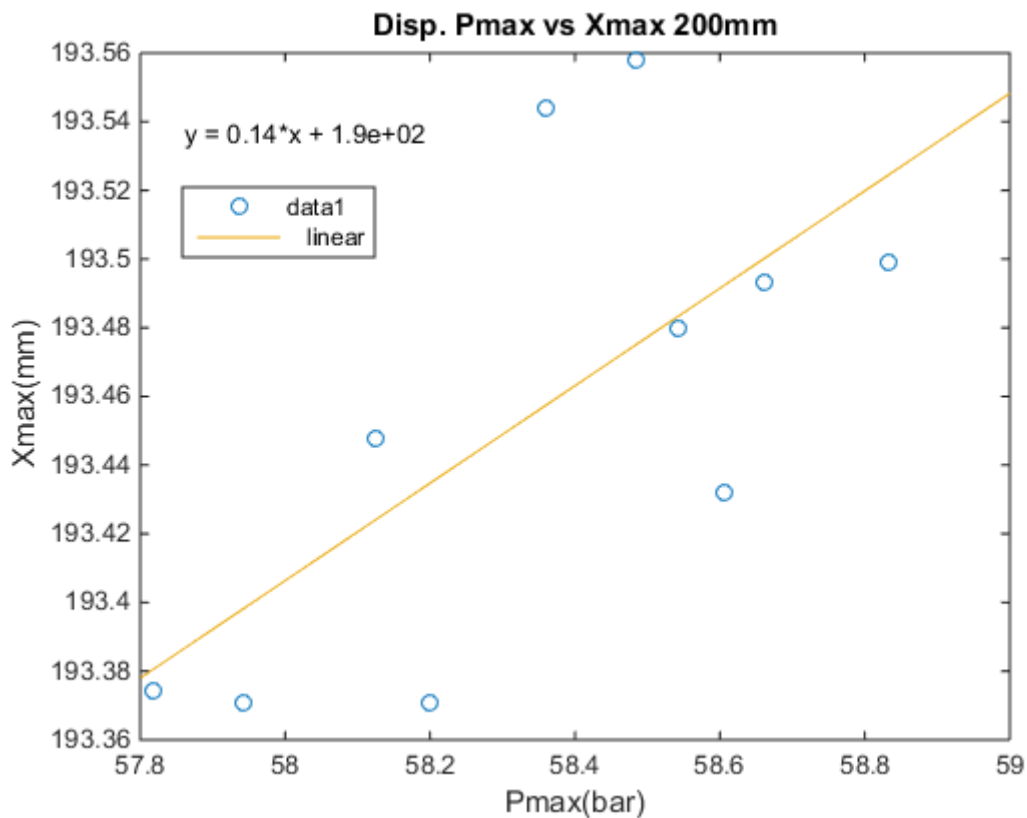


Figura 6.10 Gráfico de dispersión de Pmax vs Xmax carrera 200mm.

Como muestra la figura 4.5 bajo esta configuración también existe mucha variabilidad de la presión con respecto al valor de Xmax generado, dando como conclusión la fuerte influencia del recorrido del pistón respecto al valor de Pmax alcanzado para cualquier carrera del pistón, siendo más fuerte a medida que la carrera es más larga.



## Análisis y Resultados

### 6.3.4 Análisis de la señal de presión con la carrera de 249

Los parámetros iniciales para esta configuración son temperatura inicial serán de  $298\text{ K}$  (sin precalentamiento de la cámara de combustión), 1.5 bares de presión inicial, la carrera del pistón de 249mm y por último volumen muerto de  $0,37 \times 10^6 \text{ mm}^3$ .

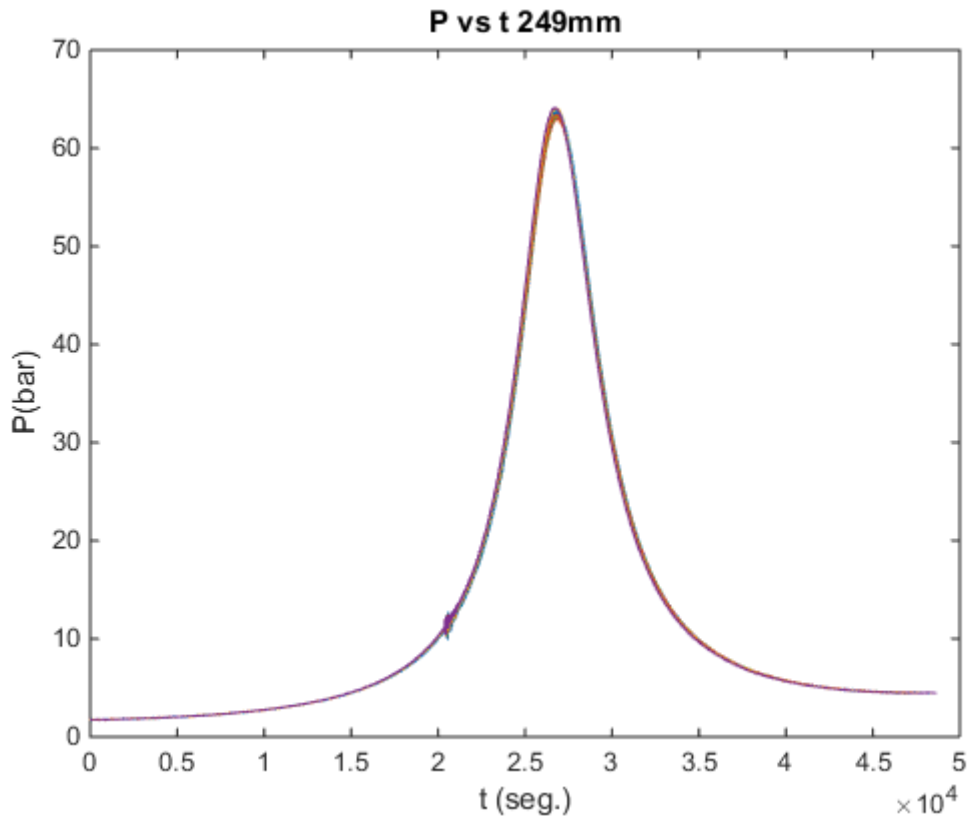


Figura 6.11 Curva de presión vs tiempo carrera 249mm.

Para la carrera de 240 se aprecia que el incremento medio de presión es mayor que la de 120 y 200mm de valor  $P_{\max}=67\text{bar}$ , pero por contraprestación se alcanza el PMS mucho más tarde en comparación con las otras dos carreras concretamente en  $t=3\text{seg}$ .

Tabla 6.4 Valores estadísticos ensayos carrera 249mm.

VARIABLES	Des. Tip.	Coef. Pearson.
CR	0,10	0,67
Pmax	0,34	0,62
Xmax	0,10	0,04

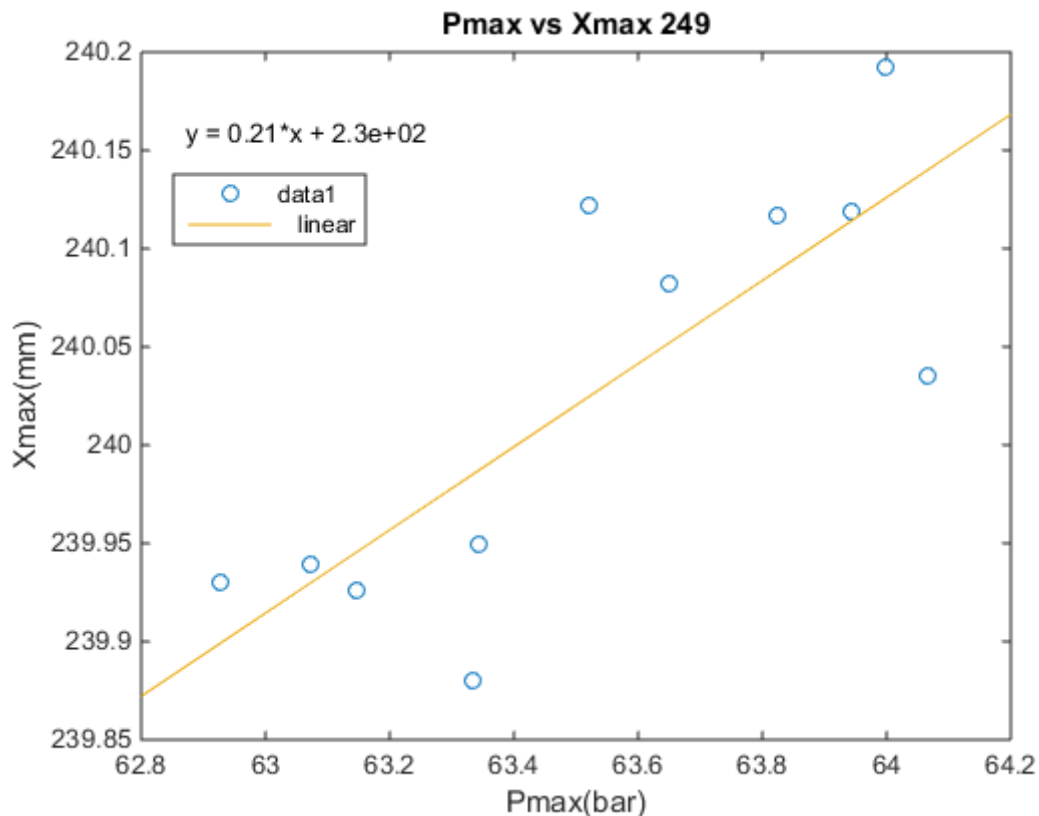


Figura 6.12 Gráfico de dispersión de Pmax vs Xmax carrera 249mm.

Bajo esta configuración de carrera del cilindro, se vuelve a tener alto coeficiente de correlación de Pearson en CR y Pmax debido a las condiciones variables que pueden causar que tanto la Pmax y CR estén sujetos a cambios. Pero por otra parte Xmax sigue siendo repetitiva en todos los ensayos lo que muestra que la maqueta bajo esta configuración el funcionamiento de la maqueta también se comporta de forma aceptable.

#### 6.4 Ensayos con combustión en función del dosado relativo FR

En este apartado se va a estudiar y realizar un análisis del funcionamiento de la RCEM en ensayos con combustión, con el objeto de comprobar cómo se comporta la RCEM cuando se realiza un ensayo en el que si da la combustión. Para ello se ha realizado una serie de ensayos en función del dosado FR de la mezcla y así tener una primera aproximación del comportamiento de la combustión con la culata GDI mencionada en el apartado 5.

## Análisis y Resultados

Estos ensayos se han realizado con una mezcla homogénea de combustible, en la que se tiene el mismo dosado en toda la cámara de combustión. Para ello se han realizado pruebas con diferentes dosados:  $FR= 0.7$  y  $FR= 0.8$  dosados de mezcla pobre,  $FR=1$  y  $FR= 0.9$  condiciones estequiométricas, para finalizar se han hecho ensayos con mezcla rica dosados de  $FR=1.1$   $FR=1.2$ . El combustible utilizado ha sido iso-octano un subrogado de la gasolina.

El aire utilizado ha sido aire a presión procedente de las botellas de aire comprimido. Los ensayos todos han sido realizados a una temperatura ambiente  $20\pm 273\text{ K}$  y a presión atmosférica  $1\text{atm}$ . En cuanto a la configuración de la RCEM se ha utilizado una carrera de  $120\text{mm}$ . Para ayudar a mejorar el mezclado del combustible inyectado y el aire contenido en el interior de la cámara de combustión. Se ha utilizado el efecto swirl, a través de la inyección de aire a presión en durante la fase de compresión, justo después de inyectar el combustible.

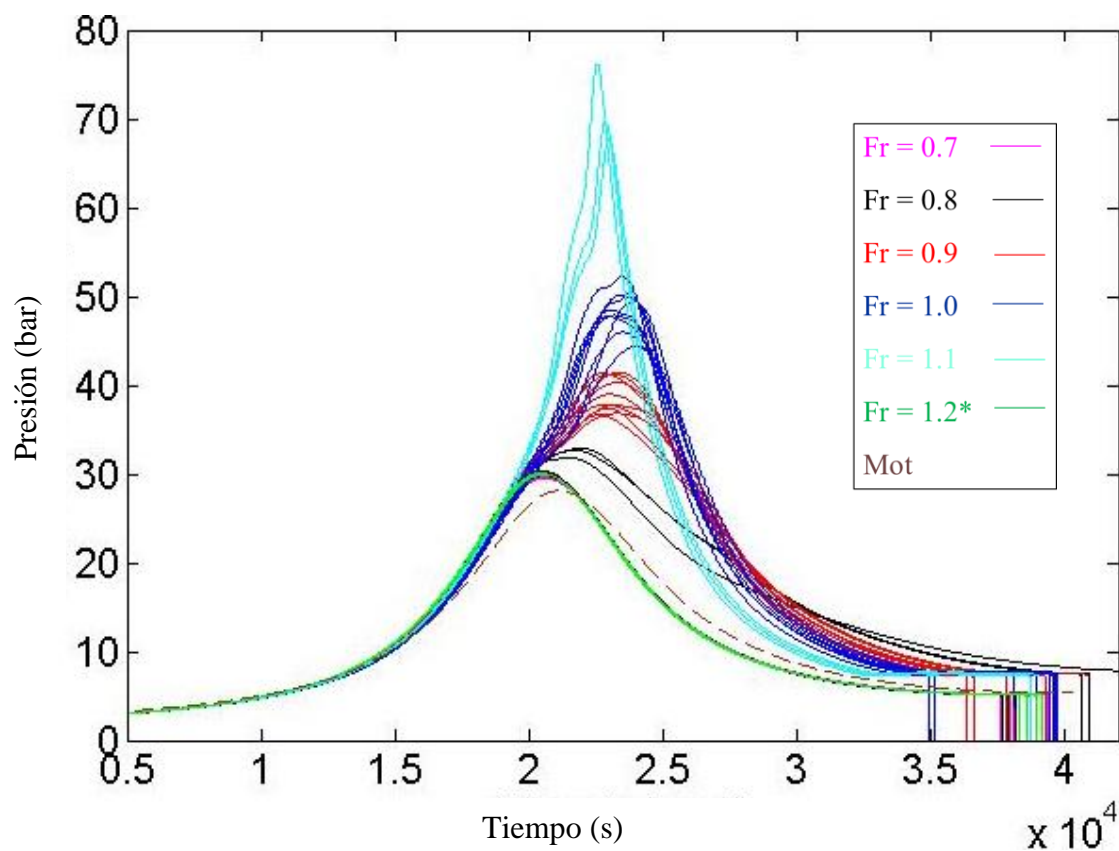


Figura 6.13 Barrido de ensayos de combustión en función del dosado relativo.

## Análisis y Resultados

---

### 6.4.1 Análisis de curva de presión para dosados relativos 0.7, 0.8 y 1.5

El análisis comienza en la denominada fase de compresión, durante todo este periodo el pistón comienza a reducir el volumen en el interior de la cámara de combustión traduciéndose en un aumento progresivo de la presión en el interior hasta que se llega al PMS. Durante este periodo se realiza la inyección de combustible y en PMS aprovechando la máxima compresión de la mezcla se realiza el encendido de la bujía. Debido a que para estos dosados la mezcla es muy pobre, es decir, existe un exceso de aire en el interior de la cámara de combustión la mezcla no llega a poder encenderse por lo tanto no se da la combustión, esto se aprecia en que la curva de presión no sufre ninguna alteración una vez se produce la chispa de la bujía.

La mayor diferencia entre estos dosados es el tiempo en el que se alcanza el PMS, produciéndose un retraso en  $FR=8$ , este fenómeno podría darse porque, puede producirse un encendido parcial de la mezcla bajo este dosado durante la fase de expansión.

El mismo caso se da para el dosado relativo 1.2 pero en este caso la mezcla no se enciende por un exceso de combustible, la mezcla es demasiado rica en iso-octano. Lo que lleva a la mezcla a estar por encima del límite de inflamabilidad y no permite que se produzca combustión. También se deduce que el efecto de la turbulencia también influye sobre estos dosados, al tener un bajo grado de turbulencia, a pesar del *swirl* generado antes de la combustión, impide que la mezcla sea del todo homogénea y queden pequeños dosados locales por toda la región, perjudicando en el desarrollo de la combustión haciendo colapsar el frente de llama.

### 6.4.2 Análisis de curva de presión dosados relativos 0.9 y 1

En los ensayos bajo este tipo de dosado si se produce una buena evolución de la combustión, en contraposición de los ensayos realizados con mezclas más pobres. Durante el periodo en el que la mezcla se comienza a comprimir se ve que la presión aumenta en cámara, pero en el momento en el que se alcanza el PMS aquí si se produce una alteración considerable de la señal de presión, a medida que se produce el encendido por la chispa de la bujía y el frente de llama comienza a

## Análisis y Resultados

---

desarrollarse desde el centro de la culata hacia las paredes del cilindro llegando a unos 51 bar para  $FR=1$  y a 42 bar para  $FR=0.9$ . La señal de presión es mucho mayor con  $FR=1$  esto se explica porque el frente de llama es mucho más veloz con  $FR=1$  ya que al ser la mezcla estequiométrica la combustión es la más eficiente posible. Esto se traduce en una mayor presión por lo tanto mayor energía liberada durante el ciclo frente al dosado relativo de 0.9, por lo tanto, se produce una combustión óptima bajo este dosado, también cabe decir que para  $FR=0.9$  pese a ser ligeramente pobre la combustión también es bastante aceptable.

Para terminar, durante todos los ensayos realizados bajo estos dosados, excepto en algunas ocasiones la combustión se ha realizado produciendo efectos similares.

### 6.4.3 Análisis de curva de presión dosado relativo 1.1

Bajo las condiciones de este dosado se ha producido autoencendido de la mezcla, este fenómeno se aprecia ya que la presión, una vez se acerca al PMS el pistón, esta aumenta bruscamente por acción del incremento de presión y de temperatura, causando que la mezcla se auto encienda sin la acción de la bujía.

Las causas probables pueden deberse a la falta de turbulencia, haciendo que queden zonas muy ricas en combustible que queden por encima del punto de autoinflamación y se enciendan antes de tiempo al momento que la presión y la temperatura se incrementan.

Lo que produce un pico de señal de presión mucho más alto, del orden de 70 bar, en este caso, el frente de llama se desplaza a mucha mayor velocidad.

Durante la fase de expansión la curva baja mucho más pronunciadamente que para los dosados anteriores, poniendo de manifiesto, que esta combustión es ineficiente, al tener una velocidad tan alta de frente de llama quedan muchos reactivos por quemar una vez comienza la fase de expansión.

## Análisis y Resultados

---

### 6.4.4 Conclusiones de los ensayos con combustión en función del dosado.

Durante todos los ensayos y diferentes carreras es palpable que existe una gran influencia del *swirl* en la propagación de la llama. Pero la adición de este fenómeno plantea la necesidad de una caracterización del flujo turbulento que se produce durante el *swirl*.

Por otro lado, el uso de diferentes configuraciones de *bowl* no muestra una influencia muy baja en el desarrollo de la combustión no existiendo diferencias entre el uso de cabeza de pistón plana y con *bowl*.

## Conclusiones y trabajos futuros

---

### 7. Conclusiones y trabajos futuros.

Una vez analizados los resultados obtenidos en el presente trabajo se pone de manifiesto la posibilidad de la intercambiabilidad de la máquina de compresión rápida (RECM), permitiendo que esta pueda trabajar con distintas tecnologías de combustión y tipología de ensayos bajo pequeñas modificaciones en ella.

Más concretamente, se ha comprobado que tras la modificación de la culata y del pistón, la RCEM posee una dispersión aceptable de los valores obtenidos en los ensayos para diferentes carreras del pistón y que estos son repetitivos en el tiempo.

Por otra parte, debido a que su funcionamiento se lleva a cabo mediante la acción de pistón hidráulico de accionamiento balístico, es decir, no está sujeto a un cigüeñal, como un motor de combustión interna alternativo convencional. El pistón se detiene en su interior por contrapresión en el interior de la cámara de combustión el PMS pese a que durante todos los ensayos su posición ha sido muy similar, estas variaciones de posición tienen gran influencia en la evolución la presión máxima alcanzada en cámara, pudiendo producir variabilidad en ensayos con combustión al producir variación en la relación de compresión no deseadas produciendo picados o apagados de llama no deseados.

Otra consideración para tener en cuenta es, la RCEM fue pensada para que en su interior la turbulencia generada en el interior de la cámara de combustión se reduzca al mínimo. Lo que es perjudicial en ensayos con combustibles basados en la ignición de la mezcla dado que dificultada el correcto mezclado de aire y combustible. Esto lleva a producir apagados de llama y dosados no uniformes en su interior.

Un proyecto interesante para el futuro sería la introducción de una cabeza de pistón labrada con el fin de facilitar la mezcla de aire/combustible mediante la acción de *tumble* para favorecer la turbulencia en el momento de la inyección de combustible.

## Conclusiones y trabajos futuros

---

Sería interesante realizar en un futuro ensayos en los que se realicen múltiples inyecciones de combustible variando el dosado, cantidad de combustible inyectado y tiempo de ignición de la mezcla, para estudiar el comportamiento de la combustión cuando se estratifica la mezcla.

Otra posibilidad que ofrece la RCEM es la de instalar un pistón transparente lo que permitiría mediante técnicas de visualización por medio de la quimioluminiscencia ver la evolución de la combustión y así la cantidad de gases contaminantes como CO y NOX y de la cinética de la combustión.



## Bibliografía

---

### Bibliografía

1. Payri, F. y Desantes, J.M. *Motores de Combustión Interna Alternativos*. Editorial Reverté, UPV Editorial, 2011.
2. Álvarez Flórez, J.A., *Motores alternativos de combustión interna*, Editorial: Edicions UPC
3. Thermodynamic cycles. Carnot Cycle. Wikipedia 2020
4. "Post-processing of the experimental data" Darío López Pintor. 2017
5. Apuntes de la asignatura *Combustión*. Grado en Ingeniería Mecánica. 2016
6. *Rapid Compression Machine*. Testem: <https://testem.de/en/engine/rapid-compression-machine/>
7. TeRCM-K84. Rapid Compression Machine Analyzing in-Cylinder Spray Development and Combustion Processes. Technical Manual Version 2.2. TESTEM
8. Manual y software de la RCEM modelo TeRCM-K84.
9. Yokogawa. Products. Test & Measurement. DL850/DL850V ScopeCorder Yokogawa.com
10. "Utilizing boost and double injections for enhanced stratified-charge direct-injection spark-ignition engine operation with gasoline and E30 fuels" "Wei Zeng and Magnus Sjöberg" 2017
11. "Preparación de un modelo termodinámico de un motor generador diésel rápido. Obtención de leyes de liberación de calor e implementación del modelo en avl boost." "Juan Melgarejo Otálora." "2015.
12. "Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa." "D. Jaime Martín Díaz". 2007
13. Spark plug, catalog Bosch.
14. <http://www.bosch-automotive-catalog.com/en/pdp/0242040502>
15. "Análisis de un sistema de encendido con pre-cámara mediante el análisis de la curva de presión y técnicas de visualización en cámara de combustión" "Santiago Caro Rueda". 2019

## Bibliografía

---

16. "A Basic Behavior of CNG DI Combustion in a Spark-Ignited Rapid Compression Machine" "Zuohua HUANG, Seiichi SHIGA, Takamasa UEDA, Nobuhisa JINGU, Hisao NAKAMURA, Tsuneaki ISHIMA, Tomio OBOKATA, Mitsuhiro TSUE, Michicata KONO". 2002
17. "Aerodynamics inside a rapid compression machine" "Gaurav Mittal, Chih-Jen Sung" 2005
18. "A phenomenological explanation of the autoignition propagation under HCCI conditions" "José M. Desantes, J. Javier López, José M. García Oliver, Darío López Pintor." 2017
19. Woschni G. "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine". SAE Technical Papers 670931, 1967.
20. Tabaczynski, R.J., Turbulence, and turbulent combustion in spark-ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science* 2, pp 143-165, 1976.
21. Heywood, J.B., *Internal Combustion Engines and Fundamentals*. Mc Graw Hill, 1988 [cap. 9].

## Bibliografía

---

### Pliego de condiciones generales

En este capítulo se va a hablar de las condiciones que se deben cumplir para llevar a cabo el trabajo de fin de grado, tanto en el área experimental como en la zona de despacho. Todo el trabajo realizado se ha realizado conforme el Real Decreto 488/1992, 14 de abril en el que se establecen las condiciones mínimas de seguridad y salud en actividades que incluyan la visualización de pantallas. Y también en acuerdo con la Ley31/1995, 8 de noviembre, sobre Prevención de Riesgos Laborales.

### Condiciones del área experimental

Aquí se detallan las condiciones que se deben de cumplir en la sala experimental. En el caso de este trabajo se han realizado en la sala de la RCEM, donde se encuentra la propia maqueta como la instrumentación de medida y equipos de adquisición de datos.

Es necesario que para el correcto uso de la sala se presenten ciertos requisitos para preservar la seguridad y salud mientras se realizan trabajos en ella.

Para evitar que el ruido influya la sala está aislada acústicamente de acuerdo con la normal NBE-CA82A. Así como la correcta renovación de aire mediante extracción del aire mediante tiro forzado. Por otra parte, al hacerse uso en la actividad de combustibles debe de estar presente un extintor de eficacia 21 a-113B en un lugar de fácil acceso y correcta señalización. Encontrándose en el caso de la sala de RCEM en un lateral de la puerta.

La instalación de la RCEM cuenta con un pulsador de parada de emergencia situado en el interior de la sala, como otro en la sala de control para accionar la parada de emergencia en caso de algún problema o malfuncionamiento de la máquina.

Toda actividad que se realice en la RCEM debe de hacerse siempre cumpliendo las normas específicas de operación de la sala. Estas normas deben de cumplirse sin excepción del puesto y cualificación de la persona que hace uso de esta. Estas normas son las siguientes:

Los ensayos deben de ser a puerta cerrada.

## Bibliografía

---

Mientras se realice el ensayo siempre debe estar presente un mínimo de personal cualificado.

La sala debe de contar con un botiquín de primeros auxilios además de la ducha de ojos al trabajar con sustancias irritantes.

La limpieza y desinfección debe de realizarse con productos específicos para combustibles y deben de estar al alcance del personal.

### Medidas de emergencia

El edificio debe de contar con un plan de evacuación y salidas de emergencia, estas medidas se asumen que están debidamente aplicadas al tratarse de una fase de construcción del edificio. Dentro de las emergencias también se incluyen los incendios por lo que se incluyen dispositivos para la extinción como extintores y mangueras, cumpliendo con la normativa de protección contra incendios actual y manteniendo un correcto mantenimiento de los equipos de extinción.

### Instalación Eléctrica

Sobre la instalación eléctrica son puestas en funcionamiento por instaladoras que cuentan con la autorización del Ministerio de Energía y Turismo y de su autoridad homóloga en la Generalitat Valenciana cumpliendo el reglamento de Baja Tensión (REBT).

## Bibliografía

---

### Pliego de condiciones particulares

En este apartado se comenta la metodología correcta para el uso de la RCEM con el fin de la adquisición de datos para la validación del uso de la maqueta.

### Instalación de la RCEM

En la sala utilizada para los ensayos de este trabajo, se haya la RCEM, con todos los subsistemas de secundarios que permiten la recogida de datos y su posterior procesamiento a través del programa Matlab.

### Puesta en marcha, apagado y mantenimiento

Si se desea realizar una apertura de la cámara de combustión, ya sea para revisión o para realizar labores de mantenimiento, se debe seguir un proceso de apertura o cierre que comprende los siguientes pasos:

Indicar en el software de RCEM *open machine*. Inmediatamente ésta manda un mensaje de advertencia. Acto seguido el software lanza otro mensaje el cual indica que debe abrirse la válvula de apertura de cámara. Una vez abierta se debe cerrar para conseguir aliviar la presión en el anillo de la cámara de combustión, el software volverá a mandar otro mensaje y ya estará disponible para la apertura de la máquina de compresión rápida.

El proceso de cierre sigue un sistema similar. Únicamente se debe asegurar que los pernos de seguridad que se encuentran en la cámara de combustión tienen el testigo en luz en verde. Una vez los anteriores citados se encuentren en verde se debe proceder con el cierre, indicando en el software *close machine*. Acto seguido se recibe un mensaje de seguridad y se ordena abrir la válvula para volver a conseguir presión en el anillo de la cámara de combustión.

También se realizan tareas para el mantenimiento de la RCEM y de los diversos equipos que la componen tanto tareas mantenimiento preventivo, como el purgado de la instalación hidráulica cada cierto periodo de tiempo, la limpieza del cilindro donde se lleva a cabo la combustión o la comprobación del estado del teflón en las uniones

## Bibliografía

---

roscadas de la línea rígida. Por otra parte, también existen las labores de calibración de los diversos termopares, sensores de presión y amplificadores de señal.

### Equipos informáticos

Para la realización de este trabajo se ha hecho uso de distinto software informático y de varios equipos informáticos que se encuentran bajo la propiedad del departamento de motores térmicos en el que todos los usuarios aceptan las condiciones que se indican en el EULA EULA (End-User License Agreement) el cual son un contrato de uso entre el dueño del programa y el usuario bajo el cumplimiento de la Ley española de la propiedad Intelectual.

Los programas utilizados han sido Matlab R2014b, Office 365 y el software Testem de gestión de la RCEM.

Todos los programas se han utilizado en el mismo PC sobremesa que se encuentra en la sala de control de la RCEM.

**SEGUNDA PARTE**  
**PRESUPUESTO**

## Presupuesto

---

### Presupuesto

En el siguiente apartado del proyecto se muestran los recursos utilizados para llevar a cabo la realización de este y su coste en tiempo y monetario. Se ha añadido el 21% en concepto de IVA (Impuesto de valor añadido).

#### Desglose de costes:

- Costes de personal
- Costes de materiales
- Recursos informáticos
- Recursos instalaciones

#### Costes de personal

CÓDIGO	UD.	TIPO DE PERSONAL	CANTIDAD
CT01	h	Doctor	1
CT02	h	Ingeniero	1
CT03	h	Estudiante	1

CÓDIGO	Precio unitario (€/h)	Horas (h)	Total (€)
CT01	16,00	50	320,00
CT02	6,25	512	3.200,00
CT03	3,00	480	1.440,00

#### Costes de materiales

CÓDIGO	UNIDAD MEDIDA	TIPO DE MATERIAL	CANTIDAD
CM01	UD	RCEM	1
CM02	UD	Sensor KISTLER	1
CM03	L	Iso-octano	1,5
CM04	L	Do-decano	1,5
CM04	UD	Culata GDI	1
CM05	UD	Bujía Bosch	1



## Presupuesto

CÓDIGO	Precio unitario (€)	CANT (UD)	Total (€)
CM02	500	1	500,00
CM03	40,00 (€/L)	1,5	60,00
CM04	12,00(€/L)	1,5	18,00
CM04	720,00	1	720,00
CM05	24,00	2	48,00

### Recursos informáticos

CÓDIGO	UD.	TIPO DE MATERIAL	CANTIDAD
RI01	UD	PC	2
RI02	UD	Software Matlab	1

CÓDIGO	Precio unitario (€)	CANT (UD)	Total (€)
RI01	105,00	2	210,00
RI02	0,00	1	0,00

### Recursos Instalaciones

CÓDIGO	UD.	TIPO DE INSTALACIÓN	CANTIDAD
RIN01	h	Laboratorio RCEM	1
RIN02	h	Despacho	1

CÓDIGO	Precio unitario (€)	CANT (UD)	Total (€)
RIN01	40,00	180	7.200,00
RIN02	20,00	320	6.400,00

### Costes de amortización de máquinas y PC

Hay que tener en cuenta que diversos materiales ya se habían adquirido con anterioridad al inicio del proyecto por lo que se han calculado el coste de amortización de la RCEM y los PC utilizados. En base a los coeficientes máximos de pérdida de valor establecidos por la agencia tributaria y un uso anual de 1800 horas:

CÓDIGO	Coste Amort. (€)	Coef. Amortización (%)	Tiempo Amortización (años)
CM01	335.000,00	12	10
RI02	700,00	26	5

## Presupuesto

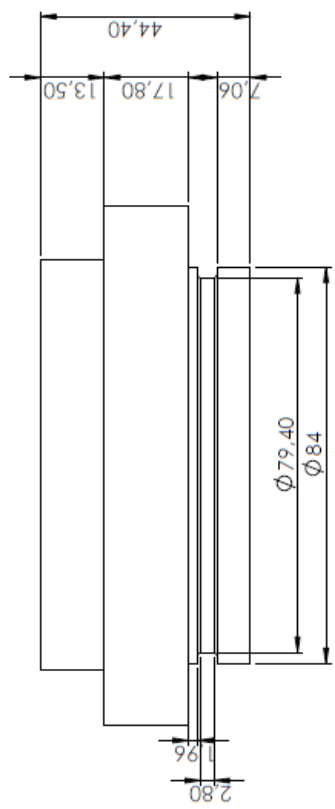
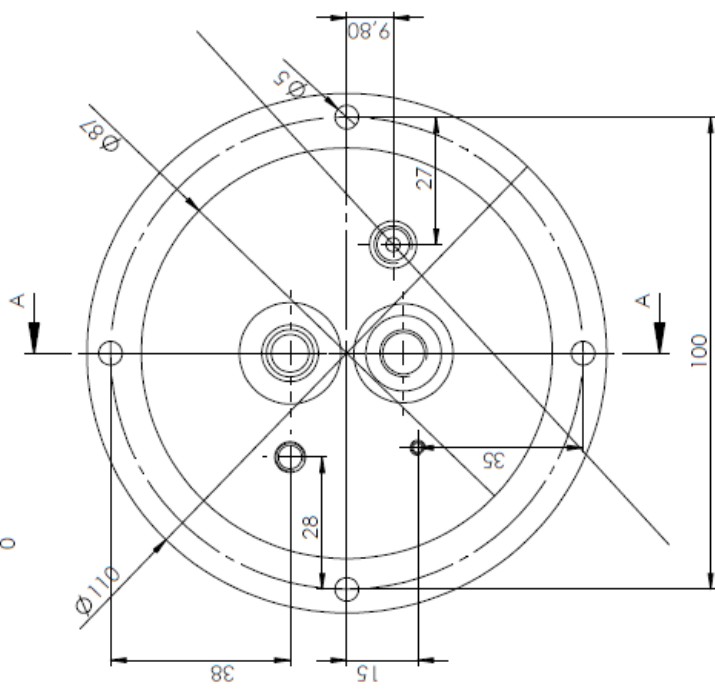
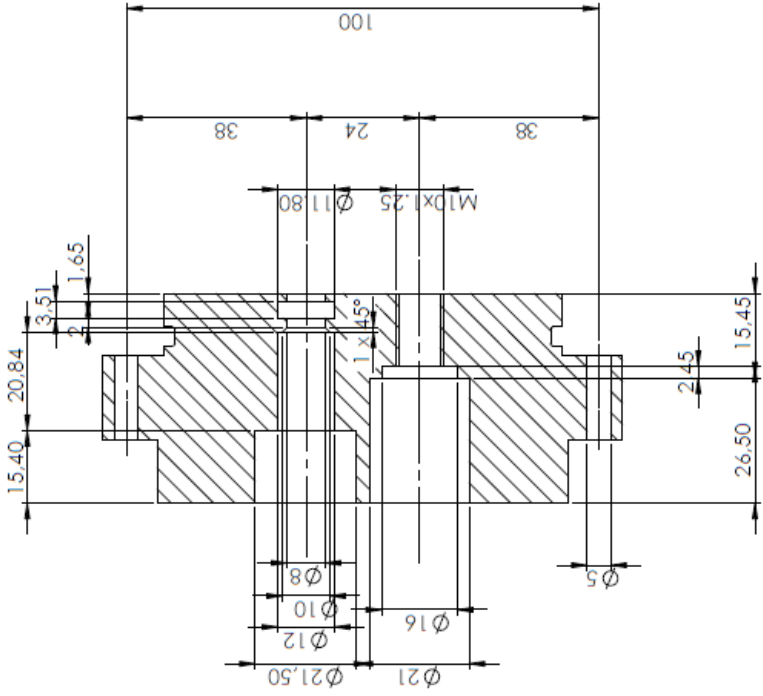
---

<b>CÓDIGO</b>	<b>Precio Unitario (€/h)</b>	<b>Horas de uso (h)</b>	<b>Total (€)</b>
<b>CM01</b>	20,47	160	3.275,75
<b>RI02</b>	0,25	150	37,5



### Presupuesto total

Costes de personal	5.440,00
Costes de materiales	1.388,00
Costes de uso material	3.312,70
Costes informática	210,00
Costes instalaciones	13.600,00
Total (sin IVA)	23.950,70
Total (IVA 21%)	28.980,75

TERCERA PARTE  
PLANOS



SECCIÓN A-A

 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>  <b>motores térmicos</b> <small>Centro de Investigación y Desarrollo en Motores Térmicos</small>	Tipo de documento: <b>Plano de pieza</b>	Creado por: <b>Vincenzo Pagano</b>	Fecha: <b>15/06/2016</b>
	Si no se especifica lo contrario: Unidades en mm Lineal: ±0.2 Angular: ±0.2° Acabado superficial: N9	Aprobado por: <b>José Enrique del Rey</b>	Descripción: <b>Culata de un motor GDI</b>
Línea Inyección <b>A3</b>	Material:	Referencia: <b>RCM</b>	Hoja: <b>1 of 2</b>
Escala: <b>1:1</b>	Material:	Referencia: <b>RCM</b>	Hoja: <b>1 of 2</b>