



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

ANÁLISIS DEL DESARROLLO DE LA COMBUSTIÓN BAJO CONDICIONES DE CARGA HOMOGÉNEA MEDIANTE EL USO DE LA MÁQUINA DE COMPRESIÓN Y EXPANSIÓN RÁPIDA

AUTOR: CRISTINA VÁZQUEZ VIDAL

TUTOR: JOAQUÍN DE LA MORENA

Curso Académico: 2018-19



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES
CENTRO DE MOTORES TÉRMICOS

TRABAJO FIN DE GRADO

**ANÁLISIS DEL DESARROLLO DE LA COMBUSTIÓN
BAJO CONDICIONES DE CARGA HOMOGÉNEA
MEDIANTE EL USO DE LA MÁQUINA DE
COMPRESIÓN Y EXPANSIÓN RÁPIDA**

GRADO EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

Presentado por:

CRISTINA VÁZQUEZ VIDAL

Bajo la dirección de:

JOAQUÍN DE LA MORENA

VALENCIA 2018

*A mis tres pilares:
mis padres y mi hermano,
que depositan en mí una confianza ciega.*

*Agradecimientos a Joaquín de la Morena, Vincenzo Pagano
y al resto del equipo de la RCEM que han seguido adelante con el proyecto.*

RESUMEN

El estudio de la evolución de la combustión juega un papel importante hoy en día, apuntando al desarrollo de motores cada vez más eficientes y menos contaminantes.

El objetivo principal del presente Trabajo Fin de Grado es un estudio del desarrollo de la combustión de una mezcla aire e iso-octano bajo condiciones de carga homogénea y encendido provocado. Para este propósito, ha sido utilizada la máquina de compresión y expansión rápida, una instalación presente en el CMT, que simula la carrera de compresión y expansión de un motor, bajo condiciones de contorno controladas.

Ha sido realizado el diagnóstico de la combustión a partir de la señal de presión medida en la cámara de combustión y de la señal de posición del pistón, con el fin de analizar parámetros característicos como la ley de liberación de calor y la velocidad de combustión, así como los límites operativos de funcionamiento.

La campaña experimental llevada a cabo ha previsto la variación de parámetros operativos en la cámara de combustión como el dosado relativo, el instante de activación de la bujía o la tipología de turbulencia. El control de dichos parámetros es de fundamental importancia para obtener una correcta evolución de la combustión, evitando la aparición de fenómenos indeseados como el *knocking*.

*“El peor error es no hacer nada por pensar
que es poco lo que se puede hacer.”*

E. Burke

ÍNDICE GENERAL

| | |
|--|----|
| RESUMEN | 3 |
| ÍNDICE DE FIGURAS | 5 |
| ÍNDICE DE TABLAS | 9 |
| MEMORIA | |
| CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN | 11 |
| 1.1. MARCO GLOBAL | 11 |
| 1.2. MOTIVACIÓN | 13 |
| 1.3. ESTRUCTURA DEL TRABAJO | 14 |
| CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO | 15 |
| 2.1. MOVIMIENTO DEL AIRE EN EL CILINDRO | 16 |
| 2.2. FENÓMENO DE LA COMBUSTIÓN | 21 |
| 2.3. COMBUSTIÓN EN LOS MCIA | 25 |
| 2.4. SISTEMA DE INYECCIÓN | 35 |
| CAPÍTULO 3: EQUIPO EXPERIMENTAL | 41 |
| 3.1. CARACTERÍSTICAS DE LA MÁQUINA | 41 |
| 3.2. FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN | 44 |
| 3.3. COMPONENTES FUNDAMENTALES | 46 |
| CAPÍTULO 4: METODOLOGÍA EXPERIMENTAL Y COMPUTACIONAL | 57 |
| 4.1. RUTINA DE ENSAYO | 57 |
| 4.2. POSTPROCESO | 61 |
| 4.3. CHEMKIN | 65 |
| CAPÍTULO 5: RESULTADOS | 67 |
| 5.1. VARIABILIDAD DE ENSAYOS | 68 |
| 5.2. INFLUENCIA DE <i>SWIRL</i> | 70 |
| 5.3. INFLUENCIA DE DOSADO | 75 |
| 5.4. COMBUSTIÓN ANÓMALA: <i>KNOCKING</i> | 78 |
| CAPÍTULO 6: CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO | 82 |
| BIBLIOGRAFÍA | 85 |
| PRESUPUESTO | 89 |
| PLANOS | 95 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | | |
|--------|---|----|
| 2.1.1 | Movimiento de <i>swirl</i> | 16 |
| 2.1.2 | <i>Swirl</i> vs. Ángulo recuperado | 17 |
| 2.1.3 | Movimiento de <i>squish</i> | 18 |
| 2.1.4 | <i>Squish</i> en función de C_T | 18 |
| 2.1.5 | Vectores de velocidad en torno al PMS | 19 |
| 2.1.6 | Vectores de velocidad en torno al PMS con distintas cámaras | 19 |
| 2.1.7 | Movimiento <i>tumble</i> | 20 |
| 2.2.1 | Propagación frente de llama | 22 |
| 2.2.2 | Longitud de llama | 25 |
| 2.3.1 | Sección de un MCI | 25 |
| 2.3.2 | Combustión en MEP | 26 |
| 2.3.3 | Influencia del dosado | 27 |
| 2.3.4 | Gasto efectivo vs. P_{me} | 27 |
| 2.3.5 | Relación grado de carga y dosado | 28 |
| 2.3.6 | Efecto de la combustión en presión y liberación de calor | 29 |
| 2.3.7 | Evolución de la combustión en la cámara | 29 |
| 2.3.8 | Propagación del frente de llama laminar | 30 |
| 2.3.9 | Propagación del frente de llama turbulento | 30 |
| 2.3.10 | Evolución de la curva de presión al aparecer autoencendido | 31 |
| 2.3.11 | Variación del ángulo de combustión en un MEP al variar dosado | 32 |
| 2.3.12 | Evolución de la P_{max} y la p_{me} en función del avance de encendido a régimen y grado de admisión constantes | 32 |
| 2.3.13 | Posición de las bujías | 33 |
| 2.3.14 | Motor MEC | 34 |
| 2.3.15 | Fases combustión en MEC | 35 |
| 2.3.16 | Inyección indirecta | 36 |
| 2.3.17 | Inyección directa | 37 |
| 2.3.18 | Inyector | 38 |
| 2.3.19 | Circuito de inyección | 38 |

| | | |
|--------|--|----|
| 2.3.20 | Funcionamiento del inyector | 38 |
| 2.4.1 | Variación de tasa en función de ET | 39 |
| 3.1.1 | Elementos principales de la RCEM | 42 |
| 3.1.2 | RCEM en CMT | 43 |
| 3.2.1 | Fase final de la compresión lenta | 45 |
| 3.2.2 | Fase final de la compresión rápida | 45 |
| 3.3.1 | Sección cámara de combustión | 46 |
| 3.3.2 | Aplicador pistón | 47 |
| 3.3.3 | Culata | 47 |
| 3.3.4 | Inyector | 48 |
| 3.3.5 | Boquilla del inyector | 48 |
| 3.3.6 | Bujía de encendido | 49 |
| 3.3.7 | Bobina de encendido | 49 |
| 3.3.8 | Bomba de vacío | 51 |
| 3.3.9 | Carro inyección | 52 |
| 3.3.10 | Combustible | 52 |
| 3.3.11 | Carro inyección - interior | 53 |
| 3.3.12 | ECU | 54 |
| 3.3.13 | Amplificador de señal de presión | 54 |
| 3.3.14 | Generador de ondas | 55 |
| 3.3.15 | Rack de temperaturas y PID | 55 |
| 3.3.16 | Yokogawa | 55 |
| 3.3.17 | Sensor de posición | 56 |
| 3.3.18 | Termopar | 56 |
| 4.1.1 | Pantalla principal | 58 |
| 4.1.2 | Entrada aire para generar <i>swirl</i> | 59 |
| 4.1.3 | Presión de <i>swirl</i> | 59 |
| 4.2.1 | Señal presión con filtro | 61 |
| 4.2.2 | Señal presión sin filtro | 61 |
| 4.3.1 | Propagación llama | 66 |

| | |
|---|----|
| 5.1.1 Variabilidad presión arrastres sin <i>swirl</i> | 68 |
| 5.1.2 Variabilidad presión arrastres con <i>swirl</i> | 69 |
| 5.1.3 Variabilidad presión dosado estequiométrico | 69 |
| 5.2.1 Presión con y sin <i>swirl</i> | 71 |
| 5.2.2 dFQL con y sin <i>swirl</i> | 72 |
| 5.2.3 QL con y sin <i>swirl</i> | 73 |
| 5.2.4 FSR con y sin <i>swirl</i> | 74 |
| 5.3.1 Barrido de dosados - señal presión | 76 |
| 5.3.2 Barrido de dosados - señal dFQL | 77 |
| 5.4.1 Amplitud presión <i>knocking</i> | 79 |
| 5.4.2 Presión bruta ensayos con <i>knocking</i> | 79 |
| 5.4.3 Temperatura <i>knocking</i> | 80 |
| 5.4.4 Presión <i>knocking</i> | 81 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|--|----|
| 3.1 Características de la RCEM | 42 |
| 3.2 Características de la cámara de combustión | 47 |
| 3.3 Elementos de la culata | 47 |
| 3.4 Características de la culata | 48 |
| 3.5 Características de la bomba de vacío | 49 |
| 3.6 Características de la bujía de encendido | 50 |
| 3.7 Características de la bobina de encendido | 50 |
| 3.8 Características de la bomba de vacío | 51 |
| 3.9 Características del iso-octano | 53 |
| 5.1 Características del proyecto | 67 |
| 5.2 Ensayos con y sin <i>swirl</i> | 70 |
| 5.3 Barrido de dosados | 75 |
| P.1 Recursos de personal | 90 |
| P.2 Recursos materiales | 90 |
| P.3 Recursos informáticos | 90 |
| P.4 Recursos de instalaciones | 90 |
| P.5 Precios unitarios | 92 |
| P.6 Presupuesto | 93 |

PRIMERA PARTE

MEMORIA

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

CONTENIDOS

- 1.1. MARCO GLOBAL
 - 1.2. MOTIVACIÓN
 - 1.3. ESTRUCTURA DEL TRABAJO
-

1.1. MARCO GLOBAL

Los motores, aquellos elementos que permiten transformar energía para proporcionar movimiento mecánico, han sido objeto de estudio desde hace 150-200 años, y continúan siendo el punto de mira de la innovación, aunque los motivos hayan variado.

Gracias a las investigaciones realizadas por Nikolaus August Otto, desde 1876 se puede hacer uso de motores de combustión interna alternativos de cuatro tiempos en vehículos, sustituyendo las máquinas de vapor desarrolladas hasta esa fecha. La evolución del mundo del automóvil se agudizó con la aportación de Otto a la ingeniería, marcando un hito en la revolución industrial de la época: Él mismo aplicó su motor ligero a una bicicleta convirtiéndose en la primera motocicleta del mundo, Karl Benz pudo patentar en 1886 el primer automóvil, un triciclo de 3 CV y meses después, Daimler construyó el primer coche propulsado de cuatro ruedas y dos velocidades de transmisión. Incluso sirvió de base para Rudolf Diesel para desarrollar una variante que aumentaba el rendimiento del motor de Otto mediante un principio de funcionamiento diferente basado en la autoignición, con el motor diésel. [27].

A partir de entonces, futuros trabajos y la crisis del petróleo fueron el empuje hacia la mejora de los combustibles, sistemas de tratamiento y parámetros del motor, mejorando las prestaciones de los mismos y ampliando un abanico de posibilidades que permitían adaptar las condiciones de funcionamiento del motor a las necesidades del vehículo.

Desde hace tres décadas, el control de las emisiones contaminantes y la reducción de consumo de combustible han pasado a ser los principios básicos de las nuevas investigaciones y el desarrollo de nuevos sistemas.

Las técnicas que se han considerado como las contribuciones más importantes en este campo, tanto en motores de gasolina como de diésel, incluyen el paso de inyección indirecta a inyección directa y la gestión electrónica sobre el proceso de inyección, que mejora el control sobre la administración de la cantidad de fuel a introducir y con ello, la economía de combustible; el uso de turbocompresores que alojan una mayor cantidad de aire aumentando la presión en el interior de los cilindros, con lo que se consigue el llamado *downsizing*: diseños

de motores de pequeñas dimensiones pero que generen grandes picos de potencia; o la inserción de válvulas reguladoras en el sistema motor, con el mismo objetivo que los turbocompresores, ajustando la cantidad de mezcla en todos los rangos de carga del motor. Por otro lado, cabe mencionar que investigaciones sobre combustibles, como la reducción de la cantidad de azufre, en el caso de los motores diésel, son otras ramas de investigación que se han ido aplicando en los nuevos motores para alcanzar los mismos objetivos.

Aunque estas técnicas ponen especial interés en ganar en rendimiento del motor, hay otras gracias a las que, mediante la mejora del proceso de combustión que tiene lugar en cada ciclo, se consigue reducir emisiones contaminantes. Algunas de estas tecnologías son: *Dual-fuel*, la cual emplea dos tipos de combustible que son inyectados en las fases previas a la combustión (admisión y compresión) [12]; el motor con pistón libre que, acoplado a un elemento de carga lineal (bomba hidráulica o eléctrica), permite reducir pérdidas por fricción y por calor; el motor GDI (*Casoline Direct Injection*), que inyecta el combustible directamente en el cilindro consiguiendo rendimientos típicos de un motor diésel y potencias clásicas de motores de gasolina [13]; HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) que consiste en la combinación del funcionamiento de un motor diésel y uno de gasolina, es decir, se comprime una mezcla homogénea de aire y combustible hasta autoencender [14]; el motor VCR (*Variable Compression Ratio*), el cual varía la relación de compresión en función del punto de funcionamiento del motor; y por último, el uso de mezclas pobres, otra manera de conseguir mayor economía en el empleo de combustible y eficiencia térmica, es decir, empleo de una menor cantidad de combustible.

A pesar de las grandes aportaciones en términos de emisiones y rendimientos que han proporcionado estas nuevas tecnologías, aún quedan lejos de ser perfectas. Ahora, es necesario que los investigadores sigan invirtiendo su tiempo en mejorar, por ejemplo, la calidad de la mezcla en motores GDI; En el caso de HCCI, una reducción importante en las emisiones de NO_x y partículas contrasta con un aumento de hidrocarburos y CO e inestabilidad en la combustión. Investigadores están subsanando estos déficits mediante el desarrollo de sistemas catalizadores, inyecciones múltiples o con el empleo de bujías; Por su parte, con los motores VCR no se consiguen los objetivos a altas cargas, donde existe una mayor inestabilidad en la combustión y mayores emisiones de NO_x; En el caso de la tecnología *dual fuel* es necesario mejorar la eficiencia en el consumo de combustible y reducir emisiones de CO y HC posiblemente aplicando modificaciones en el calibre del motor, es decir, en la ECU (Engine Control Unit); Y también es necesario un análisis minucioso para solucionar las variaciones cíclicas en la dinámica del pistón y estabilidad del ciclo que suceden en los motores hidráulicos de pistón libre.

No se trata únicamente de mejorar las prestaciones de una de las partes fundamentales de cualquier medio de transporte, el motor, para crear obras de ingeniería punta, con las que satisfacer necesidades de clientes en un mundo tan competitivo. También se trata de dar a entender que es un aspecto que incumbe al resto de la población, pues es igualmente necesario reducir los efectos secundarios tan desastrosos para el medio ambiente en el que vivimos.

Estas técnicas, aunque se testen en prototipos o máquinas especializadas o se instalen en vehículos de alta tecnología, tienen como objetivo último su aplicación en el transporte de calle, que es el que demanda más consumo de energía y cuya tendencia está al alza.

Por ello, es necesario que los motores actuales de encendido provocado mejoren su eficiencia y que los de encendido por compresión cumplan las cada vez más estrictas condiciones de emisión de gases contaminantes sin comprometer su eficiencia. Son retos que se han de conseguir cumpliendo además unos requisitos económicos y satisfaciendo las demandas de los usuarios, que es lo que se pretende con estas investigaciones.

Estos objetivos no sólo se consiguen centrándose en la mejora del desarrollo de la combustión o en las características de la inyección y de la mezcla. Es fundamental hacer hincapié en la optimización de técnicas y estándares para tecnologías bio-fuel, en desarrollar tecnologías competentes y consistentes para vehículos eléctricos o solucionar los problemas relacionados con la autonomía en vehículos híbridos, rama que queda fuera del alcance de este proyecto.

1.2. MOTIVACIÓN

La situación actual apunta a una tendencia hacia la permanencia de los motores de combustión interna (pues se espera que para 2040, el 90% de la energía de transporte siga viniendo del petróleo [30]), mientras se avanza en el desarrollo de combustibles comparables con los convencionales y sistemas de transporte eléctrico e híbrido. Aún queda lejos que las nuevas tecnologías pensadas puedan sustituir a las actuales, tanto desde el punto de vista económico como técnico. Esto es debido a que se trata de sistemas caros y con una autonomía y eficiencia muy pobre, a lo que hay que añadir la imposibilidad de abastecer a la demanda creciente con las fuentes de energía de los nuevos tipos de combustible existentes y la falta de infraestructuras necesarias para su tratamiento.

Es por ello por lo que se considera necesario mejorar las tecnologías actuales, no sólo por la fase tan inmadura en la que nos encontramos, sino también porque son el vehículo para ayudar a que las nuevas funcionen.

De estas tendencias paralelas de investigación, que al mismo tiempo se apoyan mutuamente, este proyecto se dirige hacia la mejora de los motores de combustión interna. Concretamente, el proyecto se centra en la inyección directa (GDI) y el uso de mezcla homogénea de aire e iso-octano, cuya combustión se analiza en una máquina de compresión-expansión rápida, detallada en apartados posteriores. Se investigará la influencia del movimiento del aire inducido en la cámara de combustión en la generación de la turbulencia y la liberación de calor durante la combustión (propiedades termodinámicas). Este estudio permitirá elaborar unas premisas sobre el efecto de diversos parámetros: diseño de la cámara de combustión, condiciones iniciales, de contorno y todas las demás variables que afectan al desarrollo de la misma para aplicarlas posteriormente e investigar sobre otros medios avanzados de combustión. El objetivo, mejorar los motores de gasolina convencionales que, al trabajar con movimiento de aire tipo *tumble*, no consiguen altos rendimientos volumétricos ni de emisiones contaminantes, sobre todo si se emplea GDI con carga parcialmente estratificada, pues se generan altas cantidades de hollín. En su lugar, se propone combinar el movimiento de aire tipo *swirl* con el de *squish*.

1.3. OBJETIVOS Y ESTRUCTURA DEL TRABAJO

El presente trabajo tiene como objetivo fundamental estudiar la posibilidad de introducir un movimiento consistente en la combinación de *swirl* con *squish* trabajando con una combustión tipo GDI. De esta manera, se pretende mejorar su comportamiento expresado en rendimiento volumétrico y emisiones contaminantes, sobre todo, en partículas de hollín. A partir de este resultado, se analiza la sensibilidad de la combustión a diferentes dosados y la probable aparición de *knocking* ante ciertas condiciones.

Para ello, el proyecto se ha dividido en dos fases principalmente: Una primera, donde se estudia de forma teórica los fundamentos de la combustión de forma general y de forma particular en motores convencionales actuales. Y una segunda parte, donde se aplica estos conocimientos teóricos en evaluar los resultados obtenidos de los ensayos realizados con la máquina de compresión-expansión rápida (RCEM).

De esta manera, en la introducción teórica, se hace referencia a conceptos básicos que se han analizado directamente en la parte experimental como es el fenómeno de la combustión y la influencia de parámetros tales como el movimiento del aire en la cámara de combustión, la forma de inyección o el diseño de la cámara de combustión. Todo ello comparado con motores de combustión interna alternativos, que son la situación más cercana con la que se pueden relacionar los resultados.

A continuación, se presenta la instalación con la que se ha trabajado, se explica su funcionamiento y sus elementos, así como los requisitos necesarios para llevar a cabo la parte experimental.

Más adelante, con los datos adquiridos de los ensayos y su procesado en Matlab, se deducen unas primeras hipótesis del comportamiento que puede tener lugar en un motor convencional bajo las condiciones impuestas.

Finalmente, se propone una pequeña reflexión sobre el trabajo realizado en los seis meses de duración del proyecto y una pequeña visión hacia el futuro más cercano.

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

CONTENIDOS

- 2.1. MOVIMIENTO DEL AIRE EN EL CILINDRO
 - 2.1.1. TIPOS DE MOVIMIENTO
 - 2.2. FENÓMENO DE LA COMBUSTIÓN
 - 2.2.1. TIPOS DE COMBUSTIÓN
 - 2.2.2. COMBUSTIÓN PREMEZCLADA LAMINAR
 - 2.2.3. COMBUSTIÓN PREMEZCLADA TURBULENTA
 - 2.2.4. COMBUSTIÓN POR DIFUSIÓN
 - 2.3. COMBUSTIÓN EN LOS MCIA
 - 2.3.1. COMBUSTIÓN EN MEP
 - 2.3.1.1. REQUERIMIENTOS DE LA COMBUSTIÓN
 - 2.3.1.2. TEORÍA DEL ENCENDIDO
 - 2.3.1.3. PROCESO DE COMBUSTIÓN
 - 2.3.1.4. INFLUENCIA DE PARÁMETROS
 - 2.3.1.5. DISEÑO DE CÁMARAS DE COMBUSTIÓN
 - 2.3.2. COMBUSTIÓN EN MEC
 - 2.3.2.1. FENÓMENO DE LA COMBUSTIÓN
 - 2.4. SISTEMA DE INYECCIÓN
 - 2.4.1. TIPOS DE INYECCIÓN
 - 2.4.2. MEDIDA DE LA TASA DE INYECCIÓN
-

2.1. MOVIMIENTO DEL AIRE EN EL CILINDRO

En cualquier diseño de motor, además de intentar optimizar parámetros geométricos que permiten la correcta introducción de aire y combustible para producir la mezcla, de manera que la energía proporcionada se transforme en movimiento mecánico, también se tiene en especial consideración el movimiento de aire en el interior de los cilindros. Esto es debido a la gran influencia que tiene sobre el desarrollo del proceso de combustión, pues juega un papel dominante sobre la formación de la mezcla aire-combustible, sobre el guiado de la mezcla hacia la bujía y sobre la turbulencia del flujo. La calidad de estos parámetros, que se detallarán en apartados posteriores, depende, en gran medida, del movimiento del flujo en los cilindros.

En este apartado, se procede a introducir los fundamentos básicos sobre el comportamiento del fluido ante determinadas condiciones y la importancia de la dinámica del aire en el desarrollo de la combustión, así como el acondicionamiento de éste para obtener resultados óptimos mediante el diseño geométrico de los conductos por los que circula.

2.1.1. TIPOS DE MOVIMIENTO

Como se ha visto en los apartados anteriores de este capítulo, el movimiento del aire dentro de la cámara de combustión es uno de los parámetros más importantes para el encendido de la mezcla y la estabilidad de la combustión, pues permiten generar turbulencia y con ello mejorar la mezcla de aire y combustible, al aumentar la ratio de momento y la transferencia de calor y masa.

Qué tipo de movimiento de aire hay que introducir y cómo son aspectos que dependen de las condiciones de funcionamiento del motor, tipo de mezcla y tipo de combustible. Se conocen principalmente tres, los cuales se pueden combinar para aprovechar mejor las propiedades de la interacción: *Swirl*, *Squish* y *Tumble*.

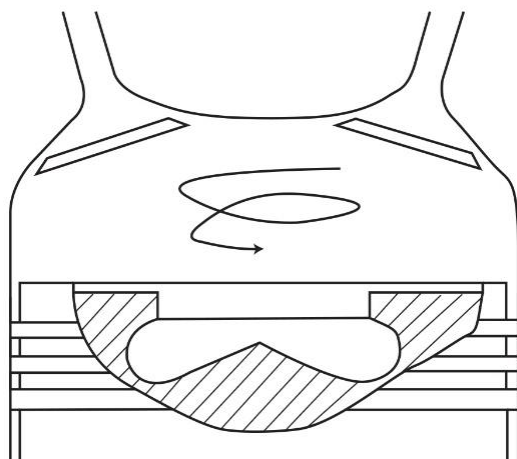


Figura [2.1.1]: Movimiento *swirl*
Recuperado de [5]

SWIRL

Mediante una entrada de aire en la cámara de combustión tipo *swirl* (rotación del aire alrededor del eje del cilindro), es posible una mejora en la distribución del combustible en la misma y su mezcla con el aire, para también poder reducir el efecto pared (originado al disminuir la velocidad de propagación en las vecindades de las paredes de la cámara, que generan hidrocarburos inquemados).

Normalmente, se origina durante la admisión y su intensidad en el punto muerto inferior (al cierre de válvulas) es función de la geometría y disposición de las pipas. A partir de ahí, es por la pérdida de momento angular al producirse fricción con las paredes en la carrera de compresión o por el confinamiento de la carga en el interior del *bowl* en el caso de los motores diésel, lo que determina la continuación del movimiento.

Los principales parámetros que se han de controlar para optimizar este movimiento son el

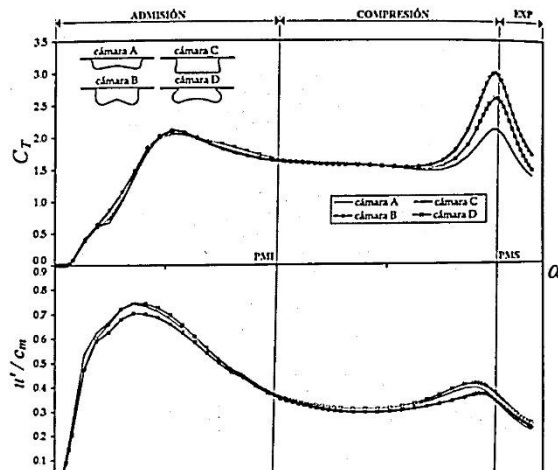


Figura [2.1.2]: Swirl vs Ángulo
Recuperado de [1]

rendimiento volumétrico o el coeficiente de descarga, y la capacidad para generar vorticidad y turbulencia en el fluido a la entrada al motor. Se han de ajustar conjuntamente, pues están inversamente relacionados.

En cuanto al diseño de pipas, el óptimo sería aquel que dispone de cuatro válvulas por cilindro, dos de admisión y dos de escape, pues permite un mayor control del *swirl*. Pero no sólo el número de válvulas es un factor decisivo, también la geometría de las mismas: Si las pipas son helicoidales, se consiguen torbellinos más intensos a levantamientos bajos y medios de válvulas, lo que puede

desembocar a *swirl* demasiado intenso y dificultar el desarrollo de la combustión; Si las pipas son direccionales, es decir, dirigen el aire tangencialmente a las paredes del cilindro, se produce una mayor vorticidad para levantamientos altos.

La forma de cuantificar la cantidad de *swirl* necesario en el ciclo de trabajo se realiza de forma experimental determinando, por una parte, el coeficiente de torbellino medio, que es aquel que relaciona el valor medio de la velocidad angular de rotación de la carga y la velocidad de rotación que debería tener el motor para trasegar la misma masa que circula por la instalación durante el ensayo y, por otra parte, el coeficiente de descarga, que relaciona el gasto realmente trasegado con el máximo que se podría trasegar en ausencia de pérdidas en las mismas condiciones.

$$CDM = \left[\frac{1}{\Pi} \int \left(\frac{1}{C_D(\alpha)^2} \right) \left[\frac{C\alpha}{C_m} \right]^3 d\alpha \right]^{(-1/2)} \quad (2.1)$$

$$CTM = \frac{1}{\Pi} \int C_T(\alpha) \left[\frac{C\alpha}{C_m} \right]^2 d\alpha \quad (2.2)$$

Donde $C\alpha$ es la velocidad instantánea del pistón respecto la posición angular, C_m es la velocidad media del pistón, C_D el coeficiente de descarga y C_T el coeficiente de torbellino.

Además de estos coeficientes, la medida se suele complementar con técnicas de anemometría, para poder conocer las tres componentes de la velocidad en el punto de medida.

SQUISH

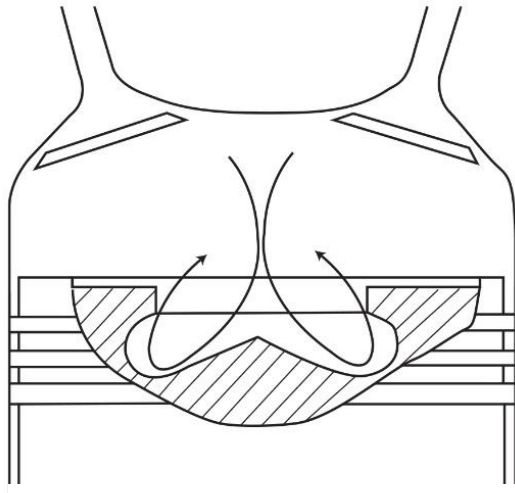


Figura [2.1.3]: Movimiento squish
Recuperado de [5]

El movimiento *squish* se produce al final de la carrera de compresión, generando un movimiento desde la periferia del cilindro a su centro y dentro de la cabeza del pistón, debido a la aceleración de la rotación por confinamiento del aire en el *bowl*. Se puede definir la intensidad del *squish* como la capacidad de penetración radial y hacia el eje desde el exterior del *bowl*, capacidad que está fuertemente influenciada por la intensidad del *swirl*: mayor capacidad de penetración cuanto menor es el *swirl*. Durante la primera parte de la carrera de compresión, la turbulencia generada en la admisión se va dissipando por la fricción con las paredes, situación que cambia

drásticamente cuando este movimiento interacciona con el *squish* en el último tercio de la carrera de compresión, aumentando los efectos de la turbulencia en la cámara. Esto es debido a que el *squish* rompe la distribución radial de la velocidad de rotación del *swirl*, generándose estructuras verticales en el interior del *bowl* que modifican el transporte convectivo de la turbulencia y contribuyen a generarla. La intensidad del *swirl* y la geometría del *bowl* son los parámetros que influyen sobre las características del flujo y la turbulencia creadas. En las siguientes imágenes se puede observar estos efectos: En la primera de ellas, Figura [X]: Swirl en función de C_T , se aprecia para una geometría de *bowl* determinada, cómo afecta la intensidad del *swirl* a la turbulencia mediante el coeficiente de torbellino (C_T). Para C_T bajos (dibujo superior) los vórtices generados son grandes y poco numerosos debido a que la fuerza centrífuga es pequeña y, por tanto, el flujo radial encuentra poca resistencia para entrar al centro de la cámara. Sin embargo, a medida que C_T aumenta, el flujo tangencial impide al aire penetrar radialmente al cilindro, por lo que su movimiento consiste en recorrer el fondo del pistón hacia el centro para después ascender por la zona cercana al eje del cilindro.

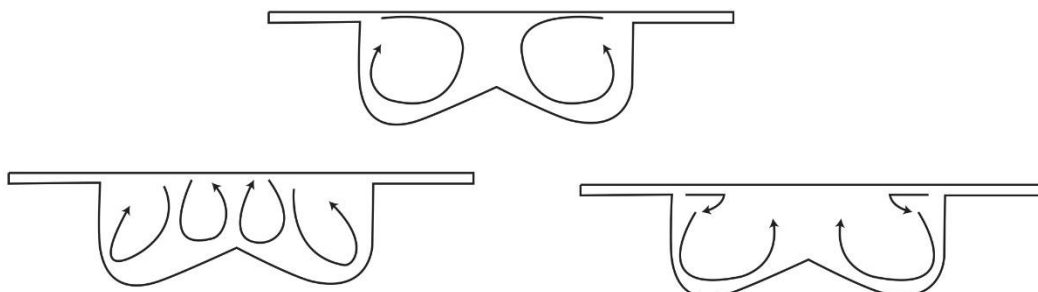


Figura [2.1.4]: Squish en función de C_T
Recuperado de [1]

En la siguiente imagen, Figura [2.1.5]: Vectores de velocidad en torno al PMS, se puede apreciar la evolución del movimiento del aire conforme se avanza en la carrera de compresión (se

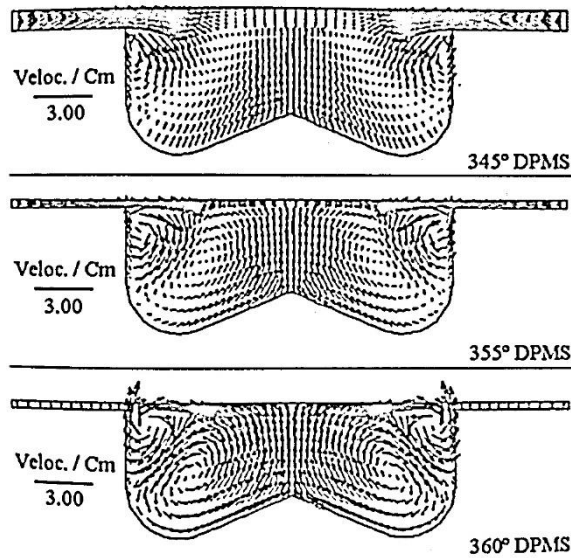


Figura [2.1.5]: Vectores de velocidad en torno al PMS
Recuperado de [1]

acerca al PMS) medida con el ángulo del cigüeñal. En el estudio realizado en la imagen se establece una geometría determinada de *bowl* y una intensidad de *swirl* alta. Debido a esta intensidad alta de *swirl*, el aire no penetra hasta la zona central del cilindro por el efecto de la fuerza centrífuga, produciendo el vórtice situado cerca de la pared lateral de la cámara de combustión. Sin embargo, al final de la carrera de compresión, en la zona central se crea un movimiento en dirección ascendente por la aparición de un segundo vórtice en esta parte.

También es importante destacar cómo varía la intensidad y forma de los torbellinos a medida que se acerca al interior del *bowl*.

En las capas superiores, el vórtice tangencial en la zona central del cilindro no varía en función del nivel del torbellino generado durante la admisión. No ocurre lo mismo en las capas inferiores, las más cercanas al interior del pistón, donde la influencia por el flujo radial disminuye.

En cuanto a la geometría del *bowl*, en la próxima imagen se puede analizar cómo influye en la formación de *squish* y su interacción con el *swirl*.

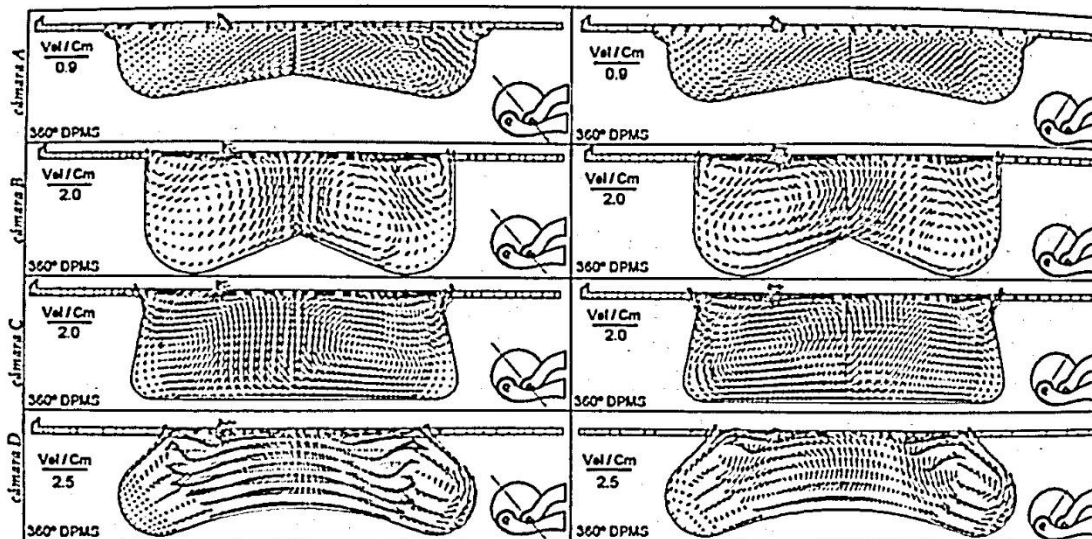


Figura [2.1.6]: Vectores de velocidad en torno al PMS con distintas cámaras
Recuperado de [1]

A rasgos generales, se aprecia que un mayor diámetro y una menor inclinación de las paredes tienden a disminuir *squish* y su interacción con el *swirl*. Por tanto, una cámara reentrante sería la geometría más interesante para poder mantener una turbulencia y velocidad de propagación buenas cuando empieza la carrera de expansión.

TUMBLE

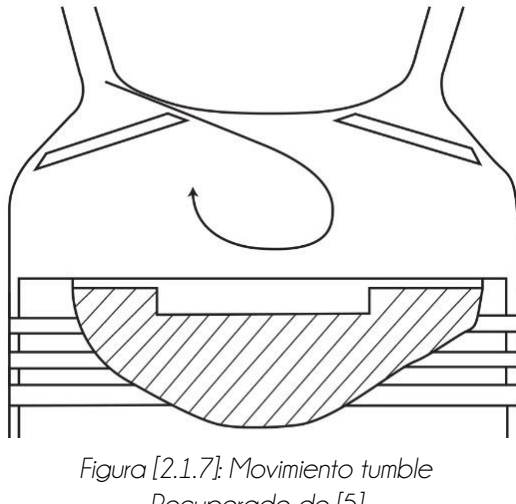


Figura [2.1.7]: Movimiento tumble
Recuperado de [5]

El movimiento de aire tipo tumble es un movimiento que se aplica, sobre todo, en motores de encendido provocado de cuatro tiempos. Se origina durante la admisión y si subsiste a la compresión, mejora la turbulencia en las proximidades de la bujía y permite homogeneizar el campo de velocidad turbulenta para favorecer la propagación de la llama por convección.

Para lograr que el aumento de la turbulencia persista, la inclinación de las pipas de admisión es un parámetro de diseño importante. Con una inclinación menor, el movimiento del aire sería en

sentido contrario al mostrado en la figura que hay sobre estas líneas, Figura [2.1.7]: Movimiento *tumble*. Este movimiento impide que la turbulencia persista principalmente a causa de las pérdidas por fricción del fluido con las paredes de la cámara. Sin embargo, con una inclinación de pipas mayor, se consigue el efecto dibujado en la imagen. Esta inclinación tan alta es la que induce mayores pérdidas de carga y la bajada de rendimiento volumétrico propios de los motores de gasolina convencionales y que en este proyecto se trata de mejorar. Como en el caso anterior, la fuente de generación de *tumble* desaparece al finalizar la admisión. No obstante, esta disposición permite que el torbellino se genere más rápidamente y con una intensidad mayor, subsistiendo hasta el final de la compresión por conservación del momento angular.

La intensidad de turbulencia y homogeneidad son beneficiosos para el desarrollo de la combustión: Si se aumenta la intensidad de la turbulencia y además existe un movimiento de convección moderado, aumenta la velocidad de combustión, siendo estable en un amplio rango de dosados.

Este movimiento resulta óptimo en el caso de trabajar con mezclas homogéneas estequiométricas para el proceso de encendido y generación de turbulencia, donde los efectos convectivos no son tan relevantes. No ocurre lo mismo cuando se trabaja con mezclas pobres o estratificadas, en las que el movimiento del aire es un parámetro muy importante para conseguir tasas de combustión elevadas. Por ello, se combina el movimiento de *tumble* con el de *swirl*, conocido como *inclined tumble*, que permite mantener la turbulencia hasta el final de la compresión.

2.2. FENÓMENO DE LA COMBUSTIÓN

En el siguiente apartado se expone conceptos fundamentales sobre la combustión, a partir de los cuales es posible una mayor comprensión sobre el funcionamiento de los motores de combustión interna de encendido por compresión y de encendido provocado, explicados posteriormente.

2.2.1. TIPOS DE COMBUSTIÓN

Todo tipo de combustión necesita tres factores que han de coexistir para que ésta se desarrolle: combustible, comburente y energía de activación (calor). El proceso se inicia calentando el combustible por encima de su temperatura de ignición, de manera que se produce la rotura de los enlaces químicos del combustible por el calor generado.

En cualquier caso, el proceso de combustión puede ser de dos tipos:

Generalizado (autoencendido): se produce cuando el inicio de la combustión no está ocasionado por un agente exterior, es decir, no se predice la localización espacial, pero sí la temporal.

Localizada: se produce cuando el inicio de la combustión está ocasionado por un agente externo, produciéndose la propagación del frente de llama a una velocidad, u_c .

En función de la velocidad de propagación, dentro de este campo se pueden distinguir dos tipos de combustión:

Detonación: El inicio de la combustión es a elevada presión, es decir, u_c es del orden de magnitud de la velocidad del sonido.

Deflagración: El inicio de la combustión ocurre a elevada temperatura, pero la velocidad de propagación, u_c es mucho menor que la velocidad del sonido, a .

A su vez, y en función del tipo de mezcla, se puede distinguir:

Deflagración premezclada: cuando la mezcla es homogénea, propio de motores de encendido provocado (MEP).

Deflagración por Difusión: cuando la mezcla es heterogénea, propio de motores de encendido por compresión (MEC).

2.2.2. COMBUSTIÓN PREMEZCLADA LAMINAR

Como se indicó en el apartado anterior, cuando se origina una combustión de tipo localizada a velocidades subsónicas (deflagración) de una mezcla homogénea o relativamente homogénea, se puede desarrollar un tipo de llama premezclada, que en función del flujo donde se desarrolla puede ser laminar o turbulenta. Este tipo de combustión (laminar o turbulenta) se puede originar en turbinas de gas, mecheros Bunsen o en motores de encendido provocado, aunque en muchas ocasiones se suele combinar con otros tipos de combustión (combustión por difusión).

La combustión premezclada se caracteriza por encontrarse el combustible y oxidante juntos antes de producirse la combustión. En el momento del encendido, se originan dos regiones, una en equilibrio térmico, que es la zona de reacción-difusión, y otra donde no existe actividad química debido a las bajas temperaturas de la mezcla fundamentalmente, llamada zona de difusión-convección. Las reacciones originadas que producen calor y radicales se difunden hacia el lado inactivo y esto hace que se produzca un frente de reacción que, en caso de ser plano, tiene una velocidad constante, llamada velocidad de propagación de la llama. La estabilidad de la llama de premezcla depende de la riqueza de la mezcla, así como de la difusividad térmica y de las especies químicas presentes.

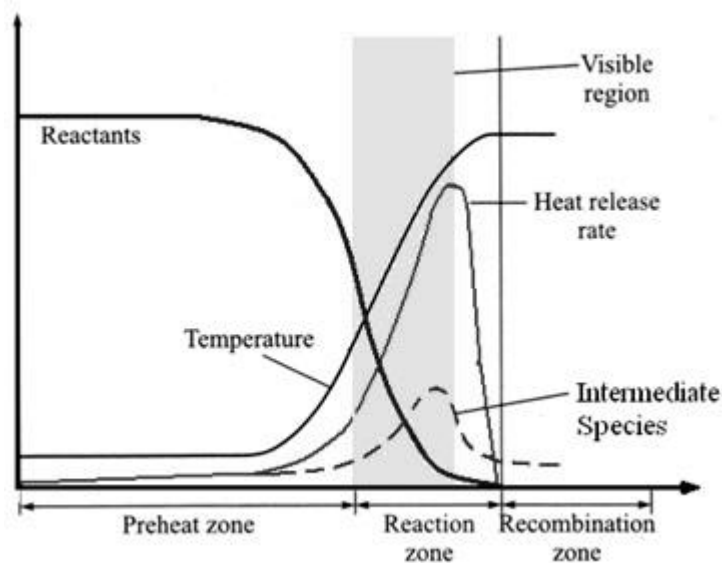


Figura [2.2.1]: Propagación frente de llama
Recuperado de [42]

Cuando se desarrolla la combustión, se propaga una onda, cuyo frente de llama separa a los reactantes de los productos, donde teóricamente, se pueden distinguir tres zonas principalmente: La zona de precalentamiento, la zona de reacción y la zona de recombinación, observables en la figura que se sitúa sobre estas líneas.

Durante la combustión, el fenómeno más destacable que se experimenta en primer lugar es un aumento de temperatura de la mezcla debido a la difusión térmica y másica que se genera en el frente de llama. Menos importante es la actividad energética, pues las reacciones son poco

exotérmicas. No obstante, se aprecia una tendencia hacia la formación de especies intermedias y a la disminución de reactantes, debido a la rotura de sus cadenas por ser poco estables a altas temperaturas. La zona en la que ocurre toda esta actividad se llama zona de precalentamiento.

Es en la zona de reacción donde se distingue la mayor actividad química y con ello, la transformación a productos finales. En esta región es donde se alcanza la temperatura máxima, que idealmente (sin pérdidas térmicas) coincidiría con la temperatura adiabática de llama.

Finalmente, se pasa a la zona de recombinación, que coincide con el final de la combustión, donde, al igual que en la zona de precalentamiento, apenas existe actividad energética.

Aunque el desarrollo de una llama premezclada laminar no es lo habitual, sí que es necesario su estudio, pues de ella depende el análisis de la combustión premezclada turbulenta, más habitual y compleja.

Es importante introducir el concepto de velocidad de llama laminar, siendo su expresión la derivada de considerar un flujo unidimensional, estacionario y laminar, cuya energía cinética y potencial, así como el trabajo debido a las fuerzas viscosas son despreciables. Además, se estima que se produce una reacción en una etapa con una radiación térmica insignificante en comparación con la difusión térmica, y un número de Lewis (relación entre difusividad térmica y másica) igual a la unidad.

De esta manera, se puede expresar la velocidad laminar como:

$$u_{CL} = \sqrt{\alpha \dot{\omega} T_{sq}^2 p^{n-2}} \quad (2.3)$$

Donde α es el coeficiente de difusión térmica, $\dot{\omega}$ es la velocidad de reacción del combustible por unidad de volumen, T_{sq} es la temperatura de la mezcla sin quemar y p es la presión.

De lo que se deduce que esta velocidad está controlada tanto por fenómenos físicos como químicos. Además, ésta depende del tipo de combustible, el dosado, la cantidad de inertes y las condiciones termodinámicas.

A partir de la velocidad de llama laminar, se puede aproximar el espesor del frente de llama α :

$$\delta = \frac{\alpha}{u_{CL}} \quad (2.4)$$

Siendo α el coeficiente de difusión térmica y u_{CL} la velocidad de combustión laminar.

2.2.3. COMBUSTIÓN PREMEZCLADA TURBULENTO

Como se mencionó en el apartado anterior, la combustión localizada de una mezcla homogénea (deflagración), puede desarrollarse de forma laminar o turbulenta. En este apartado se va a realizar una aproximación teórica de esta última.

Se sigue con la premisa de que el combustible y oxidante se encuentran en la misma corriente antes de producirse la combustión, pero ahora, al encontrarse en un flujo turbulento, los fenómenos de difusión tanto másica como térmica son mayores y más eficientes.

Cabe mencionar que las propiedades más importantes de este tipo de combustión son:

- . La velocidad turbulenta es mayor que la laminar. Esto se traduce en una longitud de llama más reducida.
- . Al haber interacción entre los torbellinos que se generan en este tipo de flujo, el frente de llama se hace más grueso y rugoso.

A partir de estas características, se puede distinguir dos casos de llama fundamentalmente en función de la intensidad de la turbulencia y su escala espacial: o bien llama distribuida, cuando la escala integral espacial es del mismo orden del espesor del frente de llama, es decir, pequeña, mientras que la intensidad de la turbulencia es alta; o bien llama distorsionada o arrugada, cuando la escala de la turbulencia es más grande que el espesor del frente de llama y la intensidad es baja.

En el primer caso, el frente de llama no se distorsiona respecto del caso laminar, aunque la velocidad de combustión es alta, la cual se puede estimar con la siguiente expresión donde μ es la viscosidad

$$\frac{u_{CT}}{u_{CL}} \approx \sqrt{\frac{\mu_T}{\mu}} \approx \sqrt{Re} \quad (2.5)$$

En el segundo caso, se genera un aumento de la superficie efectiva del frente de llama y con ello, un aumento de los fenómenos de difusión. La velocidad de la llama arrugada se escala con la velocidad laminar de la siguiente manera:

$$\frac{u_{CT}}{u_{CL}} = \frac{Aef}{A} \approx Re \quad (2.6)$$

Siendo Aef la sección efectiva de intercambio de masa y energía y A la sección geométrica suponiendo una llama no deformada. La relación entre ambos parámetros se realiza de acuerdo con un modelo. Si se aplica el modelo de los conos de Schelkin, se llega a la conclusión de que el cociente entre ambos parámetros es aproximadamente proporcional al número de Reynolds.

2.2.4. COMBUSTIÓN POR DIFUSIÓN

Este tipo de combustión se origina principalmente en los motores de encendido por compresión. Al igual que las comentadas anteriormente, ésta también es una combustión localizada, pero se da cuando se trata de mezclas heterogéneas (combustible y oxidante se

encuentran inicialmente separados). La forma de promover esa mezcla es mediante la transferencia de cantidad de movimiento al aire, que se acelera y engloba a la corriente de combustible.

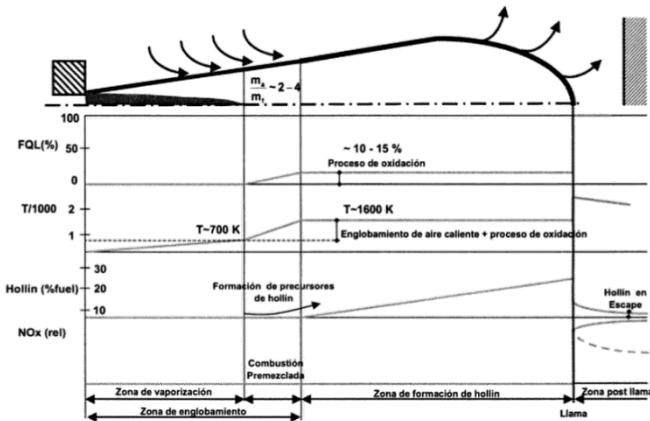


Figura [2.2.2]: Longitud de llama
Recuperado de [43]

alrededor de 700 K.

El proceso descrito es válido para combustibles gaseosos y para líquidos. En este último caso, únicamente si el proceso de atomización es lo suficientemente eficiente, puede ser análogo al caso gaseoso.

En términos generales, el proceso de combustión comienza con la atomización del combustible para desintegrar la vena líquida del mismo. A continuación, comienza el fenómeno llamado englobamiento, que lleva a un aumento del grosor del chorro, seguido de una desaceleración y reducción de su densidad. Tras estos dos procesos consecutivos, se produce la evaporación de las gotas. En este punto, la mezcla se caracteriza por ser pobre en oxígeno y estar

2.3. COMBUSTIÓN EN MCIA

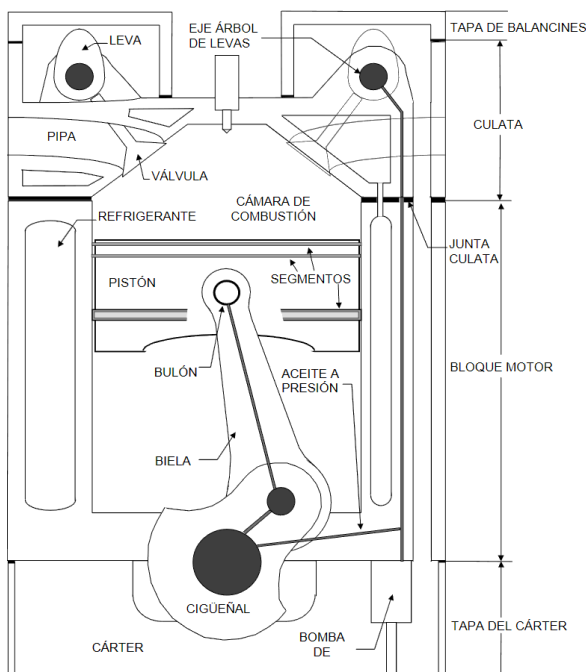


Figura [2.3.1]: Sección de un MCIA
Recuperado de [26]

Un motor térmico es un conjunto de elementos cuya finalidad es transformar energía térmica en mecánica sometiendo un fluido compresible a un ciclo termodinámico. En función de cómo se aporta calor al proceso, se puede distinguir entre motores de combustión interna y motores de combustión externa. Los primeros aportan calor mediante un proceso de combustión en el seno del fluido en ciclo abierto, mientras que los segundos mediante un sistema de intercambio de calor, habitualmente en ciclo cerrado.

Los motores de combustión interna alternativos destacan por la posibilidad de transportar mucha energía con poco peso,

característica que sitúa a estos motores como elemento de gran importancia en el campo de la automoción y un gran competente frente a los vehículos eléctricos. Además, estos motores tienen un rendimiento térmico aceptable a diferentes grados de carga y regímenes de giro, así como la posibilidad de generar un amplio campo de potencias, lo que permite su empleo en un extenso rango de aplicaciones.

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

2.3.1. COMBUSTIÓN EN MEP

Los motores de encendido provocado (MEP) se caracterizan por iniciar la combustión de una mezcla homogénea a través de un agente externo, habitualmente una chispa eléctrica. Por lo general, el combustible entra en el cilindro ya mezclado con el aire, disponiendo de la mezcla homogénea al final de la carrera de compresión, momento en el cual se produce el encendido del conjunto.

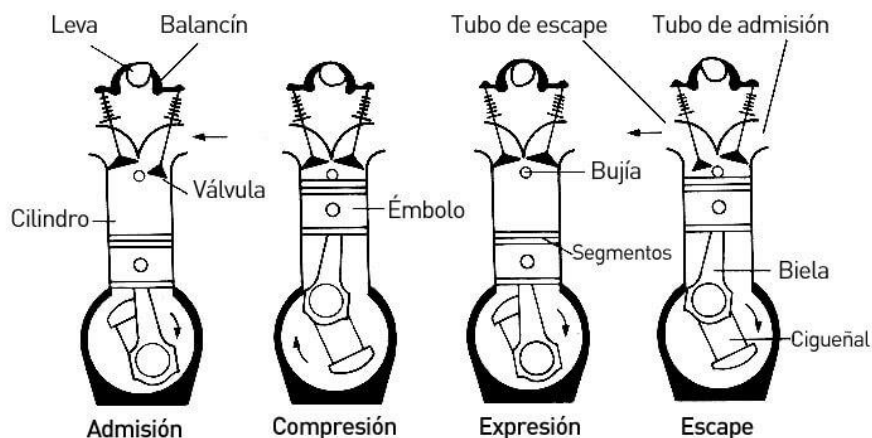


Figura [2.3.2]: Combustión en MEP
Recuperado de [44]

A continuación, se procede a determinar los condicionantes teóricos para conseguir que el desarrollo de la combustión sea óptimo, teniendo en cuenta parámetros geométricos y operativos de la cámara de combustión y de la mezcla.

2.3.1.1. REQUERIMIENTOS DE LA MEZCLA

Con el objetivo de conseguir que la combustión se desarrolle de forma óptima, es necesario que el oxidante encuentre el combustible con suficiente facilidad, siendo el sistema de

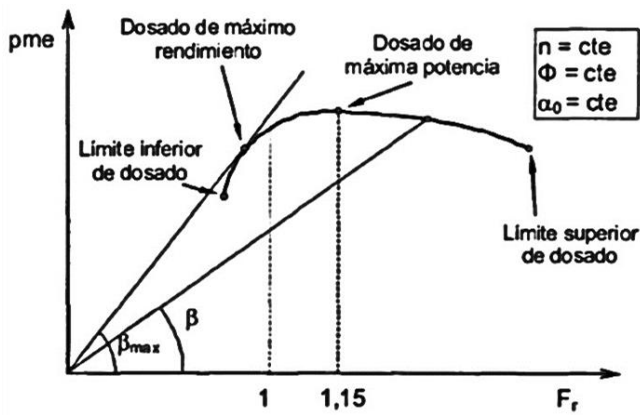


Figura [2.3.3]: Influencia del dosado
Recuperado de [1]

formación de mezcla el encargado de ello. Partiendo de las necesidades básicas de los motores de encendido provocado convencionales, esto es, uso de mezcla homogénea (aire y combustible mezclados antes de que entren en los cilindros del motor) y en estado gaseoso o fase vapor, en la figura de la izquierda, figura [2.3.3]: Influencia del dosado, se puede observar la influencia del dosado (relación masa combustible - masa de aire) en las prestaciones

del motor.

Este parámetro varía en función de las condiciones de funcionamiento que requiere éste y depende de los grados de libertad del mismo (régimen de giro y grado de carga), así como de la temperatura del motor y del refrigerante. Es por ello por lo que se dice que el control del dosado se realiza de forma cuantitativa, pues lo que se regula es la cantidad de mezcla a quemar en cada condición operativa. Encontrar el dosado óptimo se traduce en alcanzar el máximo rendimiento y la máxima potencia con el mínimo consumo, a lo que hay que añadir como condicionante que la mezcla se encuentre dentro de sus límites de inflamabilidad, para poder conseguir una llama estable.

Por otra parte, el grado de admisión también es un parámetro de relevancia en el proceso de combustión, que depende además del régimen de giro y del grado de carga, del dosado y

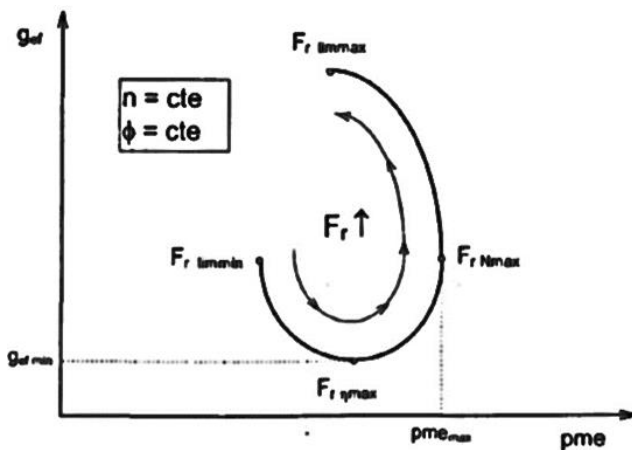


Figura [2.3.4]: Costo efectivo vs. pme
Recuperado de [1]

de la calidad de la mezcla. Aunque el grado de admisión es independiente para dosados en los que se consigue máxima potencia, debido a la existencia de la válvula de mariposa, no ocurre lo mismo en otras situaciones: Cuando se trata de dosados de mínimo consumo, es necesario emplear mezclas pobres, siendo el dosado más cercano al estequiométrico cuanto menor es el grado de admisión; Por su parte, cuando se reduce el grado de admisión, el rango de dosados en los que la combustión progresa de

forma estable se ve reducida.

En el caso de disponer de un sistema de inyección, la relación entre la masa de combustible y de aire debe ser cercana a la unidad en cualquier punto de funcionamiento del motor, salvo a muy bajos grados de carga y a plena potencia.



Figura [2.3.5]: Relación grado de carga y dosado
Recuperado de [1]

En la figura [2.3.5]: Relación de carga y dosado, se representa otro aspecto importante referente a la potencia conseguida en función del dosado relativo, el cual depende del gasto másico de aire, del régimen de giro, del grado de carga y de las condiciones operativas, consiguiéndose la máxima potencia con el mayor grado de carga posible.

2.3.1.2. TEORÍA DEL ENCENDIDO - ESTUDIO DE LA LLAMA

Otro de los fenómenos relevantes en el proceso de combustión está relacionado con el encendido y el avance de la llama hacia la mezcla sin quemar. El primer paso, después de conseguir la mezcla homogénea al final de la carrera de compresión es la ignición de la misma, cuando se establece la energía mínima necesaria, que depende principalmente del dosado y del movimiento de aire en la cámara de combustión y que se desarrolla según la teoría de encendido.

La teoría de encendido en MEP distingue varias fases hasta que se consigue establecer la llama: En una primera fase, llamada pruruptura, el gas está confinado entre los electrodos de la bujía, haciendo la función de aislante eléctrico. A medida que aumenta la diferencia de potencial, aumenta la energía entre ellos, generando nuevos electrones e iones e incrementando la corriente. A continuación, empieza la siguiente fase, conocida como de ruptura, donde se produce la liberación de electrones, un gran aumento de la intensidad de corriente y, con ello, un agudo descenso de la diferencia de potencial entre los electrodos, que es lo que produce la ruptura de los enlaces químicos de la mezcla y la consiguiente formación de un plasma. Esta fase tiene lugar en un tiempo del orden de nanosegundos, durante el cual se genera un estrecho canal en el que las partículas están disociadas, ionizadas y excitadas, aumentando la energía almacenada, la temperatura y la presión interior del canal, lo que conduce a una brusca expansión del mismo y ondas de choque, que provocan un descenso de la temperatura y presión del plasma; En la siguiente fase, fase arco, domina la disociación térmica de las moléculas, con un voltaje e intensidad reducidos. Aquí, los electrones son emitidos de manera que se crea un punto caliente en el cátodo, lo que lleva a una erosión del material. Debido a lo comentado anteriormente, se consiguen las condiciones óptimas para el inicio de la llama, desencadenada a partir de una serie de reacciones exotérmicas. Durante el proceso, ha habido una disminución de la temperatura del canal, transferencia de calor y fenómenos de difusión.

2.3.1.3. PROCESO DE COMBUSTIÓN

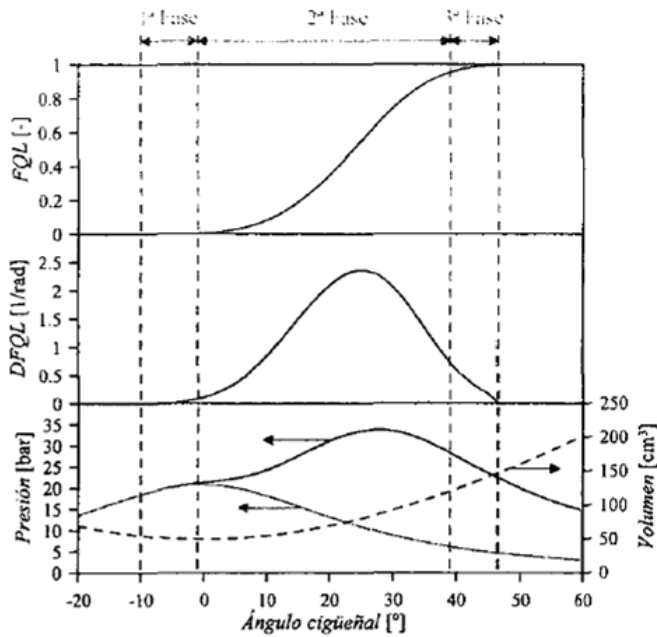


Figura [2.3.6]: Efecto de la combustión en presión y liberación de calor
Recuperado de [46]

Una vez se ha producido el encendido de la llama mediante la chispa, se desarrolla la combustión debido a las altas temperaturas generadas y se propaga como un delgado frente de llama con liberación de calor. Este proceso se puede dividir en tres fases fundamentalmente:

1º fase: En esta etapa se alcanzan las condiciones adecuadas para la formación del frente de llama. La cantidad de masa quemada es muy pequeña, por lo que existe un aumento pequeño de la presión y energía liberada.

2º fase: Esta fase comienza en el punto de separación entre las curvas de combustión y arrastre, cerca del PMS. Aumenta la sección del frente de

llama, la temperatura de la mezcla sin quemar, la velocidad de combustión y con ello, la presión, alcanzándose la máxima del ciclo. Se considera su finalización cuando el frente de llama se acerca a las paredes de la cámara de combustión, ralentizándose su propagación.

3º fase: Se prolonga hasta la terminación completa de la combustión. En ella, se quema la mezcla cercana a las paredes con una velocidad de tipo laminar.

Tras estas fases, se produce la extinción completa de la combustión.

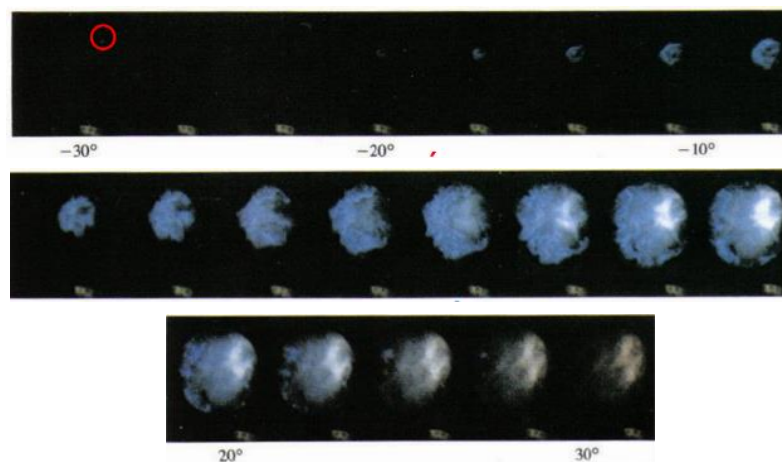


Figura [2.3.7]: Evolución de la combustión en la cámara
Recuperado de [46]

Durante la combustión, la velocidad de propagación de la llama se va modificando. El proceso comienza con velocidad de combustión laminar (fase I) y después evoluciona hasta desarrollarse una velocidad de combustión turbulenta.

La velocidad de combustión laminar (u_{CL}) viene determinada fundamentalmente por la difusividad térmica, la presión y la velocidad de reacción.

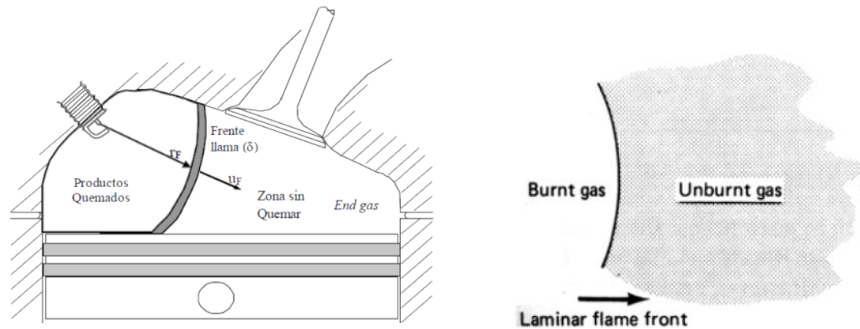


Figura [2.3.8]: Propagación del frente de llama laminar
Recuperado de [23]

A medida que aumenta la temperatura y presión en la cámara durante el proceso de combustión, la velocidad también se ve incrementada hasta el punto de ser la velocidad de propagación diferente en las tres componentes del campo de velocidades, lo que provoca una deformación del frente de llama y un aumento de su superficie (corrugación de la llama).

Este incremento de la turbulencia se cuantifica en relación con la velocidad laminar, con un parámetro adimensional llamado Flame Speed Ratio (FSR):

$$FSR = \frac{u_{CT}}{u_{CL}} \quad (2.7)$$

Las consecuencias que se derivan de este fenómeno incluyen un aumento de cantidad de mezcla por unidad de tiempo que inicia la combustión, una mayor capacidad para transmitir energía de la mezcla ya quemada y con todo ello, una combustión mucho más rápida. Además, con la turbulencia se favorece la transmisión de calor y la difusividad, por aumentar el área de transferencia entre los gases quemados y los no quemados.

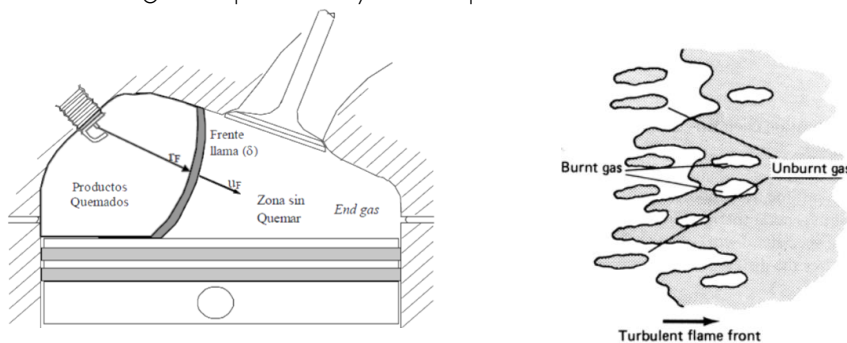


Figura [2.3.9]: Propagación del frente de llama turbulento
Recuperado de [23]

Puede suceder que durante el proceso de combustión no se den las condiciones óptimas en algún punto de su desarrollo y se evolucione hacia una combustión anormal.

Un caso de este tipo de combustión es el *knocking* o picado, que consiste en el autoencendido de la mezcla sin quemar antes de que llegue el frente de llama procedente de la bujía. Normalmente ocurre en la fracción final de la mezcla, en la zona más alejada de la bujía. Las consecuencias que se derivan de este fenómeno incluyen un incremento repentino de presión y temperatura que originan una onda de presión que se propaga violentamente en la cámara de combustión, la generación de una presión que causa ruido acompañado de un gradiente de presiones y la rotura de la capa límite de temperatura en las vecindades de las paredes de la cámara de combustión.

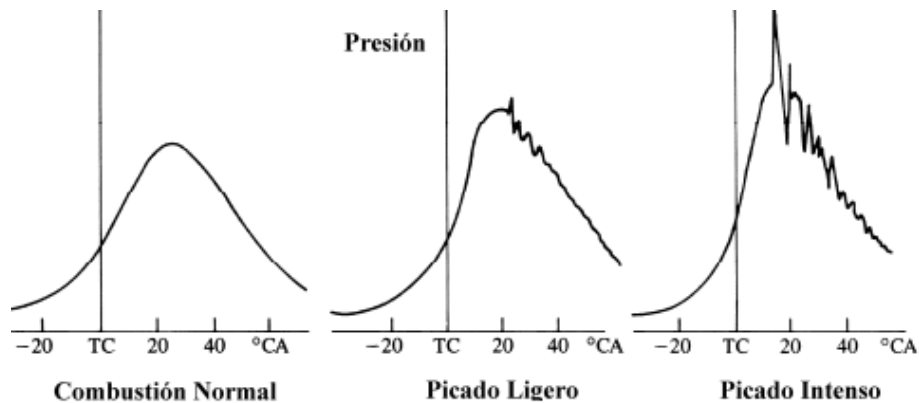


Figura [2.3.10]: Evolución de la curva de presión al aparecer el autoencendido
Recuperado de [23]

Este fenómeno puede ser causado tanto por parámetros geométricos como operativos o una combinación de ellos en el desarrollo de la combustión.

2.3.1.4. INFLUENCIA DE PARÁMETROS

Para que el desarrollo de la combustión sea el óptimo y se alcance la máxima potencia y rendimiento en cada ciclo, es necesario controlar varios parámetros, tanto los relacionados con el diseño como con el funcionamiento del motor.

En cuanto a los factores de funcionamiento, el régimen de giro del motor, el grado de admisión, el dosado, el EGR y el punto de encendido son los que mayor influencia tienen en el progreso de la combustión:

El incremento del régimen de giro lleva asociado un aumento de la turbulencia. Esto influye directamente sobre el ángulo de combustión de la fase 2 de encendido, descrito anteriormente. Si se aumenta el ángulo, se aumenta la velocidad de combustión para así mantener centrada la combustión. Están relacionados directamente, como se puede observar en la siguiente expresión, donde L es la distancia recorrida por el frente y n es la velocidad en rpm.

$$\alpha_{c2} = 2\pi L_2 \frac{n}{u_{CT}} \quad (2.8)$$

Respecto al efecto del dosado, éste se ve reflejado en el ángulo de la combustión: Para

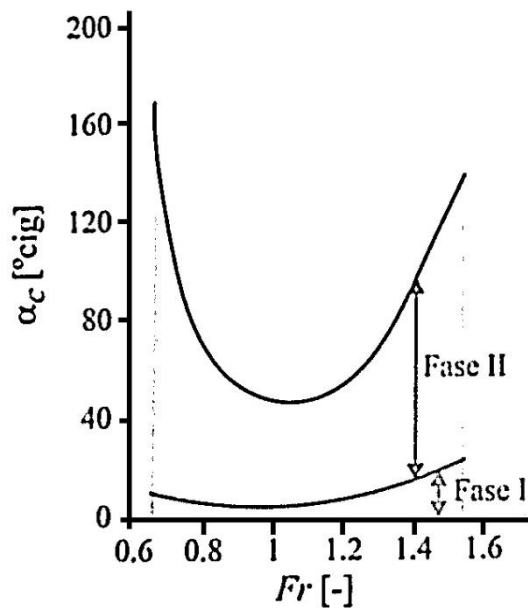


Figura [2.3.1.1]: Variación del ángulo de combustión en un MEP al variar el dosado de la mezcla
Recuperado de [1]

mezclas ricas, la variación de éste no es muy grande. Lo contrario ocurre cuando el dosado se sitúa fuera del rango 1-1.2, donde el ángulo se ve incrementado significativamente. De esta manera, no es necesario una válvula de estrangulamiento, lo que aumenta el rendimiento. Tal efecto se puede observar en la figura de la izquierda [2.3.1.1]: Variación del ángulo de combustión en un MEP al variar el dosado de la mezcla.

El uso de EGR también influye en la combustión, pues diluye la mezcla, lo que conlleva un menor estrangulamiento necesario. Este sistema puede aplicarse tanto a mezclas pobres, como a estequiométricas.

Sobre la variación del instante de encendido, es importante destacar que repercute considerablemente en el trabajo desarrollado por el ciclo, pues se modifica la cantidad de mezcla que se quema en los puntos cercanos al PMS. Para avances pequeños, se produce un tardío incremento de la presión en la cámara de combustión, no alcanzando un rendimiento razonable. Por su parte, cuando el instante de encendido se realiza pronto, la presión en cámara asciende muy temprano en el ciclo de trabajo, lo que puede llevar a un retraso en la carrera ascendente del pistón. Por ello, la solución adoptada es la intermedia, también conocida como combustión centrada. El punto de encendido se adapta al punto de operación, es decir, régimen y carga.

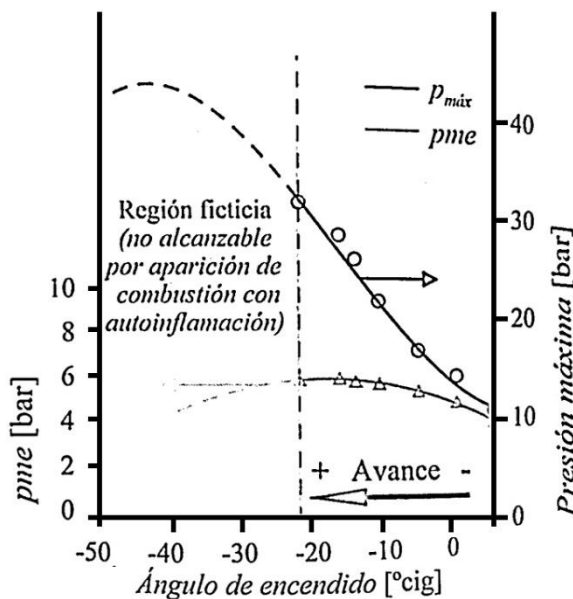


Figura [2.3.1.2]: Evolución de la Pmax y la pme en función del avance de encendido a régimen y grado de admisión constantes
Recuperado de [1]

Por otra parte, factores de diseño como la cámara de combustión y la posición de las bujías también influyen en el desarrollo de la combustión.

Una de las funciones de la cámara de combustión es favorecer la turbulencia para alcanzar una buena mezcla de aire y combustible, así como cooperar en alcanzar las condiciones

óptimas de velocidad, temperatura y presión. Además, éstas han de ser de pequeñas dimensiones para que la combustión se desarrolle en un intervalo de tiempo (expresado en ángulo del cigüeñal) pequeño. Con esto, además, se pretende reducir pérdidas térmicas disminuyendo la relación superficie - volumen y evitar llegar a condiciones de autoencendido, así como alargar la vida útil de los elementos que conforman la cámara evitando la aparición de una excesiva cantidad de depósitos carbonosos y de cavidades con hidrocarburos, resultado de la combustión incompleta.

En cuanto a la posición de las bujías, existen varias posibilidades: Si se sitúan centradas, permiten minimizar el recorrido del frente de llama, mientras que, si se sitúan en la zona de alta turbulencia, permiten disminuir la primera fase de la combustión. Otra posibilidad es utilizar varias bujías, o varias chispas por bujía.

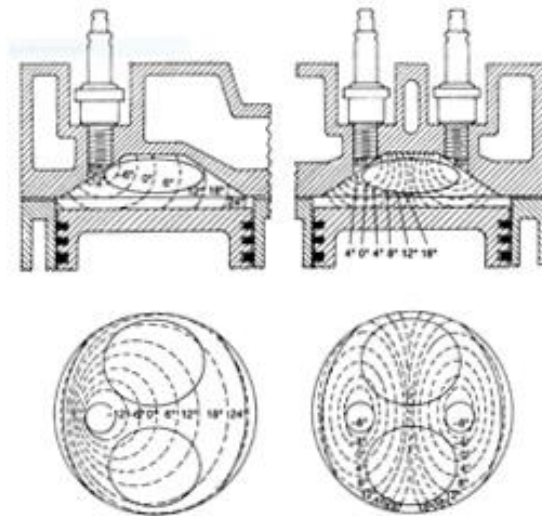


Figura [2.3.13]: Posición de las bujías
Recuperado de [23]

2.3.2. COMBUSTIÓN EN MEC

El motor de encendido por compresión (MEC) se caracteriza por iniciar la combustión de una mezcla heterogénea a través de las altas temperaturas y presiones que alcanza la misma cuando se comprime, lo que lleva al autoencendido del conjunto. Para ello, en la carrera de admisión sólo se admite aire, sin combustible. Es al final de la carrera de compresión cuando se inyecta el combustible en el cilindro, produciéndose las condiciones termodinámicas que llevan a la ignición de la mezcla.

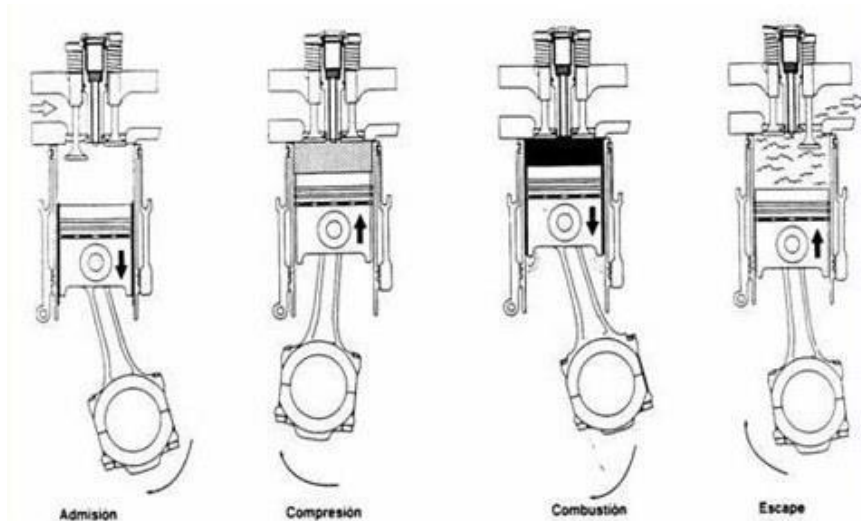


Figura [2.3.14]: Motor MEC
Recuperado de [45]

En este apartado se describe el proceso de combustión que tiene lugar en estos motores y los parámetros más importantes, tanto geométricos como operativos, que intervienen en el desarrollo de la misma y que permiten optimizar el proceso.

2.3.2.1. FENÓMENO DE LA COMBUSTIÓN

La combustión en un motor de encendido por compresión consiste en la generación de un medio altamente heterogéneo, mediante la compresión del aire e inyección de combustible en las cercanías del punto muerto superior (PMS). De esta manera, se produce la combustión por la autoinflamación del combustible a altas relaciones de compresión.

A diferencia de los motores de encendido provocado, la regulación de la carga es de tipo cualitativa, es decir, se introduce más o menos combustible y, con ello, se modifica la relación de aire y combustible empleada, la cual suele ser inferior a 0,95 (dosado global pobre).

La combustión en los motores MEC se divide, como en los MEP, en tres fases:

La primera fase, conocida como retraso al autoencendido, se prolonga desde el inicio de la inyección hasta el comienzo de la combustión. En ella, se produce la atomización, vaporización y homogeneización del combustible. Además, se generan una serie de prereacciones para el inicio de la combustión, cuyo carácter depende de la temperatura y presión del aire, así como de la composición del combustible.

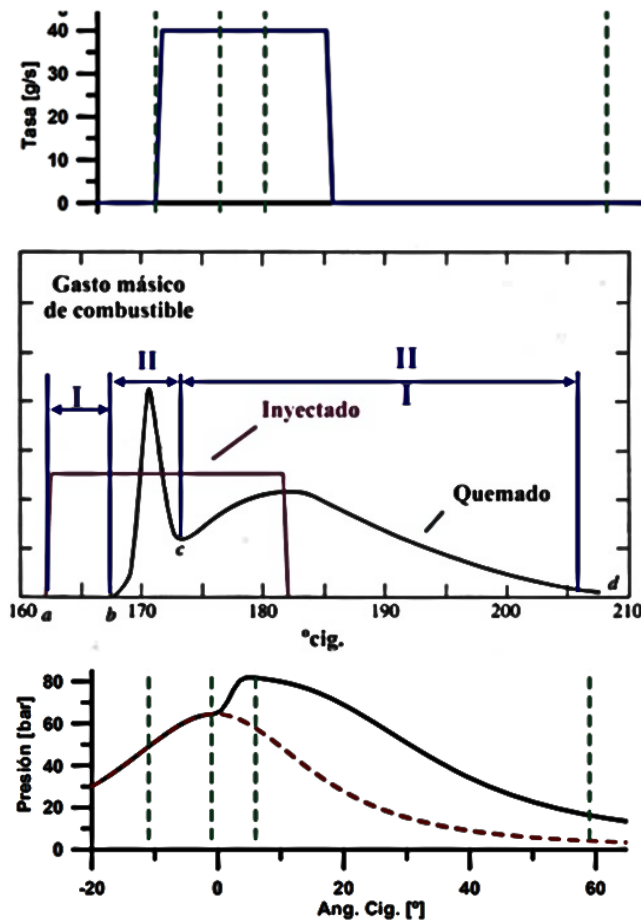


Figura [2.3.15]: Fases combustión en MEC
Recuperado de [23]

el desarrollo de la combustión, pues la evaporación y mezcla han de ocurrir dentro del cilindro en un corto periodo de tiempo, cerca del PMS.

La forma de controlar estos parámetros se basa en optimizar otros factores, tanto operativos como geométricos, tales como el régimen de giro, el punto de inyección, la tasa de inyección, el dosado, usando EGR o mediante el diseño de las cámaras de combustión.

El diseño de las cámaras de combustión es el parámetro geométrico determinante para mejorar la calidad de la mezcla: Existen principalmente dos tipos de cámara de combustión, en función del tipo de inyección: Si la inyección es indirecta (IDI), se utilizan cámaras divididas, donde se generan altas turbulencias. Si el tipo de inyección es directa (DI), se utilizan las llamadas cámaras abiertas, donde se genera poca turbulencia siendo los chorros los que determinan la calidad de la misma.

En la segunda fase, conocida como combustión premezclada, se produce el autoencendido del combustible vaporizado y mezclado con aire en la fase anterior, originando un gradiente brusco de la presión, acompañado de ruido, y un aumento de la temperatura y una gran liberación de calor, así como CO_2 y agua, que son las especies intermedias que generan las partículas de hollín características, estableciéndose el frente de llama por difusión.

En la tercera y última fase, conocida como combustión por difusión, se da una combustión progresiva controlada por la tasa de inyección, la evaporación del combustible y la mezcla con el aire conforme el dosado alcanza condiciones estequiométricas.

En este tipo de motores, parámetros como la ley de inyección, la calidad de los chorros, las condiciones de presión y temperatura y el movimiento del aire juegan un papel primordial en

2.4. SISTEMA DE INYECCIÓN

Como se ha visto anteriormente, uno de los parámetros más importantes para el correcto desarrollo de la combustión es la calidad de la mezcla. Uno de los sistemas indispensables que permite obtener la mezcla adecuada es el de inyección, cuyo funcionamiento y correspondiente análisis del flujo interno de los orificios de descarga de la tobera de inyección, se exponen en este capítulo. El estudio del sistema abarca hasta el momento en el que el combustible se introduce en forma de chorro en la cámara de combustión, se atomiza, se mezcla con el aire y se evapora, proceso previo a la combustión.

2.4.1. TIPOS DE INYECCIÓN

Los sistemas de inyección son un elemento importante dentro del ciclo de trabajo de un motor. Tradicionalmente se ha utilizado en motores diésel, mientras que en los motores que trabajan con combustible gasolina se utilizaba el carburador, un dispositivo mecánico que mezcla la cantidad de aire y combustible necesaria durante el proceso de admisión. No obstante, con el tiempo, este modo de trabajo ha caído en desuso y se ha sustituido por un sistema de inyección, ya que se comprueba que es mucho más eficiente. Con este sistema es posible reducir el tamaño de las gotas de la mezcla pulverizada por trabajar con presiones elevadas, a diferencia de los carburadores, lo cual mejora la calidad de la combustión. Además, permite realizar la inyección en posiciones que contribuyen a reducir la dispersión cíclica y optimizar el combustible utilizado, pues es posible inyectar cerca de la válvula de admisión o incluso dentro del cilindro.

Por lo general, los componentes básicos que se incluyen en el esquema general de un sistema electrónico de inyección multipunto son: una bomba de gasolina que eleva la presión hasta un valor que oscila entre 3 y 200 bar, en función de dónde se produzca la inyección, un filtro, un conducto presurizado lleno de combustible y un conducto de retorno de exceso de combustible al depósito. A través de la ECU (Electronic Control Unit), es posible gestionar la inyección y el sistema de encendido.

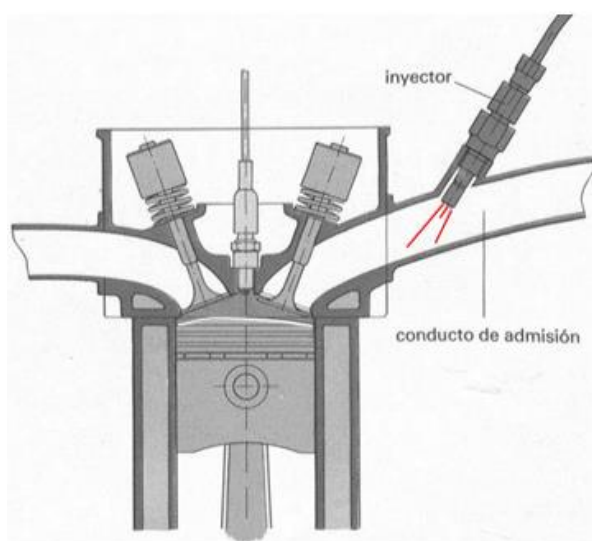


Figura [2.3.16]: Inyección indirecta
Recuperado de [37]

Hay varios tipos de inyección dependiendo de criterios de clasificación. Desde un punto de vista geométrico, se diferencia la inyección directa o indirecta, según se inyecte el combustible directamente en la cámara de combustión o a través de un conducto.

En la inyección indirecta, el combustible es inyectado, generalmente, cerca de las válvulas de admisión. Normalmente, se dispone de un inyector por cilindro.

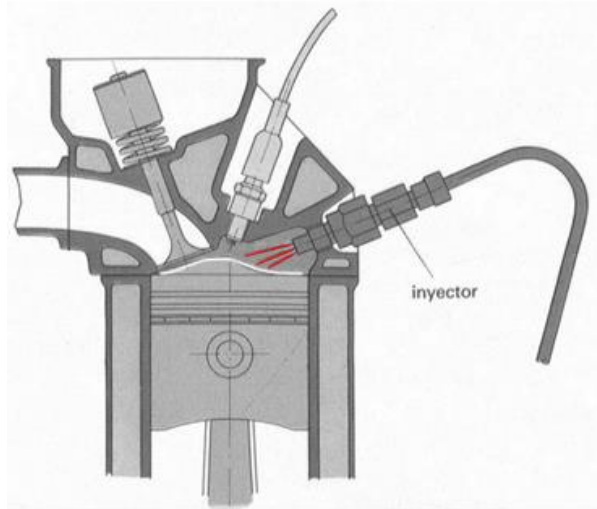


Figura [2.3.17]: Inyección directa
Recuperado de [37]

Por otra parte, la inyección directa aloja el combustible directamente en la cámara de combustión. En función del tipo de combustión que se realice, el momento de inyección varía: o bien se realiza durante la admisión o bien al acabar la compresión.

La geometría del pistón influye en el encendido de la mezcla siendo necesario que las características de ésta cuando está cerca de la bujía sean las óptimas.

Tradicionalmente, los motores de encendido provocado han sido diseñados para trabajar con inyección indirecta, consiguiendo una buena

calidad de la mezcla por las altas velocidades adquiridas en las proximidades de la válvula de admisión. No obstante, en aras de alcanzar mayores rendimientos disminuyendo el trabajo de bombeo, se opta por la inyección directa y el uso de carga estratificada, con motores tipo CDI que, además, permiten reducir el consumo y las emisiones contaminantes.

En el caso de la inyección indirecta, los elementos que se incluyen en el circuito de inyección comprenden: medidor de gasto de aire, la bomba de combustible, el filtro, la rampa de inyectores, reguladores de presión e inyectores. Mediante la rampa de distribución, el fluido llega hasta los inyectores que se encuentran conectados a ésta. Con ayuda de los reguladores de presión es posible gestionar la presión a la que se encuentra el combustible en el conducto de admisión antes de la cámara de combustión. Por su parte, el filtro de gasolina permite retener impurezas que puedan dañar los elementos situados posteriormente, en especial, los inyectores.

En el caso de inyección directa, el esquema que se utiliza es muy similar al de inyección directa de motores diésel, disponiendo de una bomba de baja y otra de alta para lograr altas presiones de inyección y, en el caso de motores multicilíndricos, un sistema *common rail*. Otros componentes necesarios en el caso de trabajar con gasolina son: medidores de gasto de aire, que permiten calcular la cantidad de combustible a inyectar, sensores lambda, catalizadores y sensores de temperatura. También es importante la geometría de la cámara de combustión (culata y pistón) para conseguir condiciones óptimas de la mezcla antes de empezar la combustión.

Dentro de los sistemas de inyección directa, el sistema *common rail* es una técnica que permite controlar parámetros de la inyección como el inicio y duración de la misma, de manera electrónica y constante. Además, permite precisar la cantidad de fuel según el punto de

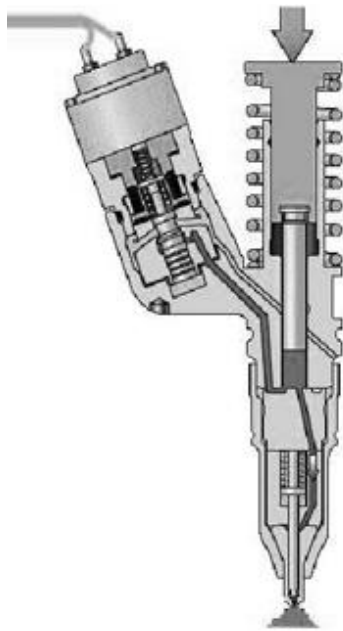


Figura [2.3.18]: Inyector
Recuperado de [38]

funcionamiento y régimen del motor. Asimismo, es posible trabajar con presiones muy elevadas en comparación con las alcanzadas con otros sistemas, presiones por encima de los 200 MPa.

En la figura [2.3.19]: Circuito de inyección, se representa el circuito de inyección con los componentes básicos principales que dispone todo sistema *common rail*.

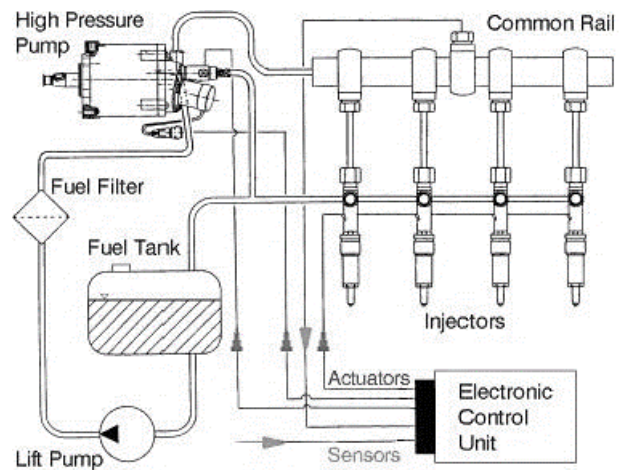


Figura [2.3.19]: Circuito de inyección
Recuperado [38]

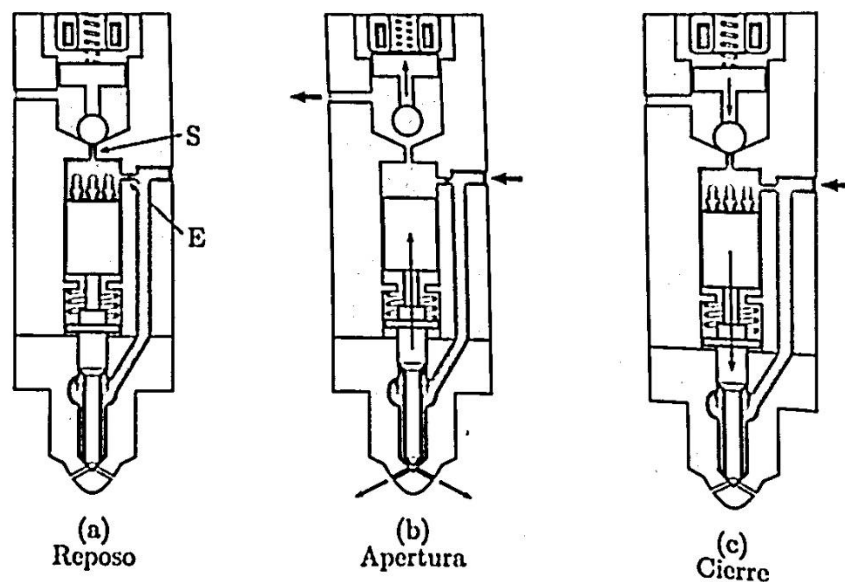


Figura [2.3.20]: Funcionamiento del inyector
Recuperado de [4]

El funcionamiento del inyector se puede observar en la imagen anterior: En estado reposo, se observa que la entrada al volumen de control, por el orificio S, está cerrada, de manera que la presión en él y en la tobera se igualan y su valor es el de la presión en el *common rail*. Cuando se activa el solenoide, se abre el orificio S y se reduce la presión en el volumen de control,

siendo menor que en la parte inferior (en la tobera), lo que provoca el levantamiento de la aguja lo que conduce a la descarga del combustible. Cuando se desactiva el solenoide, el proceso es el inverso, se baja la aguja, se recupera la presión en el volumen de control y se cierra el orificio S, así como los orificios de la tobera.

El control de los parámetros de inyección, esto es, cuándo se inyecta y por cuánto tiempo, depende del punto de funcionamiento en que esté el motor. Por ejemplo, si se trabaja con carga homogénea, como se lleva a cabo en este proyecto, la inyección se realiza al inicio de la carrera de admisión, asegurándose que durante la compresión se consigan altos grados de homogeneidad. Existen otros modos de trabajo, en los que es necesario conseguir cargas estratificadas. Como se mencionó anteriormente, en cualquier caso, es importante que, en posiciones cercanas a la bujía, la mezcla tenga las características óptimas para su encendido. Para ello, además de la forma de la cámara de combustión, se comprueba que si se trabaja con este tipo de mezclas, lo óptimo es inyectar en la fase de compresión. Es posible también un modo de trabajo donde se combine carga homogénea con estratificada. En estos casos, se recurre a otros modos para conseguir encender la mezcla, como es el número de inyecciones. En este caso, la literatura afirma que es necesario una primera inyección en la admisión para conseguir una mezcla pobre y una segunda en la carrera de compresión para asegurar condiciones ricas cerca de la bujía.

2.4.2. MEDIDA DE LA TASA DE INYECCIÓN

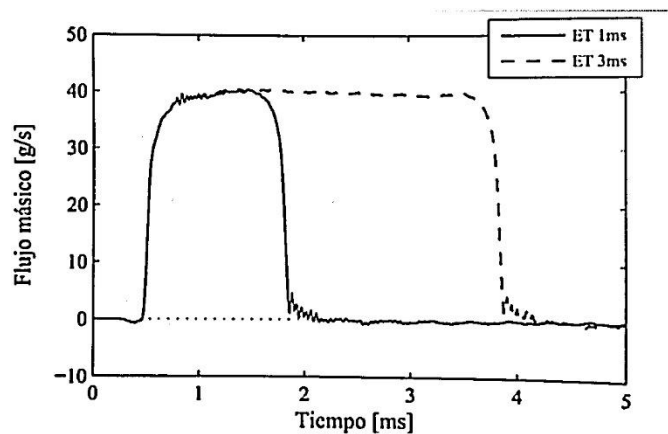


Figura [2.4.1]: Variación de tasa en función de energizing time

Recuperado de [4]

Se considera la tasa de inyección como una ley con la que es posible definir el proceso de combustión en función del movimiento del pistón. Una de las finalidades de medir tasa es para conocer de una forma precisa cuál es el caudal másico instantáneo a la salida de los orificios del inyector en unas determinadas condiciones, para así calcular el *energizing time* y el dosado adecuado para realizar la combustión, basándose en el principio de propagación de ondas de presión en una columna de

líquido.

Para ello, se utiliza un tasímetro, un medidor, el cual dispone de una cavidad donde se instala el inyector que se encargará de rellenar un volumen, compuesto por un tubo largo y un depósito. El objetivo consiste en someter al combustible inyectado a la presión de descarga que teóricamente tendría que soportar el inyector durante su funcionamiento, de manera que se reproduzcan las condiciones de la cámara de combustión en la vida real [Bosch y Payri, 2008].

Así, se mide, a través de un captador de presión, la variación de presión que origina la onda de presión generada al producirse la inyección, la cual se desplaza a la velocidad del sonido desde la tobera hasta el final del circuito. Durante este proceso de inyección se modifica la velocidad, presión y densidad de salida del fluido.

Debido a la velocidad de propagación de la onda y al cambio de sección al que se sujeta el flujo al final del circuito, ésta tiende a volver en dirección contraria cuando finaliza su recorrido. Es necesario evitar en la medida de lo posible estas oscilaciones y en un periodo de tiempo reducido para no alterar los resultados de la medición actual y las siguientes. Para ello, se hace uso de un tubo de gran longitud.

Con esto, la expresión que determina el caudal másico a partir de la diferencia de presión registrada es:

$$m = \frac{At}{a} \Delta p \quad (2.9)$$

donde A es la sección del tubo del tasímetro, a es la velocidad del sonido en el combustible, la cual varía según el tipo de fuel que se utilice y Δp la variación de presión.

CAPÍTULO 3: EQUIPO EXPERIMENTAL

CONTENIDOS

- 3.1. CARACTERÍSTICAS DE LA MÁQUINA
 - 3.2. FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN
 - 3.3. COMPONENTES FUNDAMENTALES
-

El medio con el que alcanzar el fin de este proyecto es la máquina de compresión expansión rápida, una instalación que dispone el Centro de Motores Térmicos (CMT), mediante la cual es posible analizar el fenómeno de la combustión en el seno de su cámara de combustión.

Para este estudio es necesario conocer, además de los fundamentos teóricos de la combustión y los parámetros que influyen sobre ella, el funcionamiento de la máquina para su correcta manipulación y análisis de los resultados obtenidos. Este capítulo se centra en este aspecto: conocer la importancia de la máquina, sus elementos principales, su manera de operar y otros indicadores técnicos de relevancia experimental.

3.1. CARACTERÍSTICAS DE LA MÁQUINA

Independientemente del tipo de análisis que se vaya a desarrollar en la máquina de compresión y expansión rápida (RCEM), esto es, variación en el tipo de carga, combustible o de combustión, las características físicas de la máquina son comunes. Su conocimiento es de especial relevancia para garantizar una buena operación de la misma. Este apartado trata de describir los aspectos más importantes de su constitución.

En términos generales, desde el punto de vista mecánico, la instalación está formada por una serie de pistones y circuitos hidráulicos, comunicados directa o indirectamente, que permiten lograr las presiones, temperaturas y velocidades adecuadas a las condiciones ordenadas. En el caso de las velocidades, interesan que éstas sean elevadas para evitar importantes pérdidas térmicas y conseguir una gran actividad química antes de alcanzar su posición final.

El *feedback* que proporciona la máquina, importante para la interpretación de resultados, es obtenido mediante elementos mecánicos y electrónicos adicionales que se instalan en ella: sensores de presión (estáticos y dinámicos), termopares, regla para la medida de la posición del pistón o ventanas de acceso óptico. Esto, además, ayuda a identificar rápidamente anomalías en el funcionamiento de la instalación, que pueden poner en peligro, no sólo la integridad de la propia máquina, sino también la seguridad de la persona que la manipula.

Los elementos principales que componen la RCEM con la que se ha trabajado en este proyecto comprenden la cámara de combustión y una serie de pistones que están acoplados hidráulicamente. La cámara de combustión está localizada en la parte de la instalación conocida como zona de experimentación, mientras que los pistones, un total de cuatro, forman la parte conocida como conductora: El pistón 1, llamado pistón de empuje funciona neumáticamente y está acoplado hidráulicamente al pistón 2, conocido como pistón conductor, el cual está acoplado directamente a la cámara de combustión. El pistón 3, pistón de desplazamiento, permite ajustar los parámetros necesarios para cambiar la relación de compresión y funciona hidráulicamente. Por último, el pistón 4, *air piston*, es el encargado de albergar el aire a presión que conduce la máquina. En la siguiente imagen se indica los elementos descritos anteriormente.

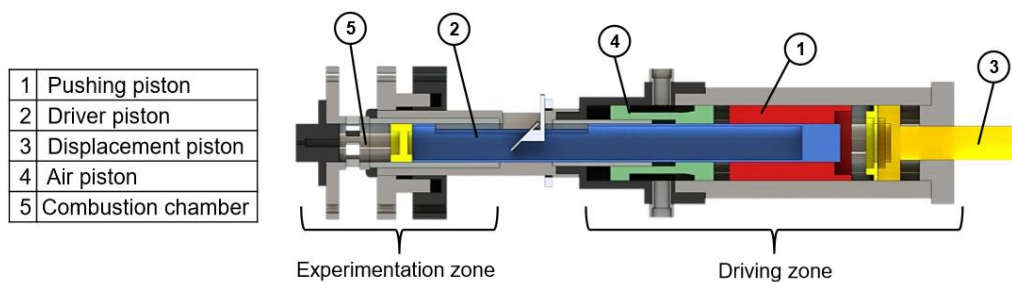


Figura [3.1.1]: Elementos principales de la RCEM

Los parámetros geométricos que caracterizan a la máquina y el campo de posibilidades que permite, se observan en la siguiente tabla:

| CARACTERÍSTICA | VALOR |
|--|---------|
| Diámetro del pistón (mm) | 84 |
| Carrera del pistón (mm) | 120-240 |
| Relación de compresión | 5-25 |
| Presión máxima en la cámara (bar) | 200 |
| $T_{m\acute{a}x}$ de calentamiento culata, pistón y cilindro ($^{\circ}C$) | 200 |
| Presión del gas de comando (bar) | 0-50 |

Tabla [3.1]: Características de la RCEM

Además de la cámara de combustión y los cuatro pistones referidos, existen otros elementos auxiliares que dan información adicional, además de ayudar a que la instalación funcione en su conjunto.

Se dispone de sensores de posición incrementada, que indican la posición del pistón en cada momento y con ello, cuál es el volumen de la cámara de combustión.

Por su parte, junto a la cámara de combustión se encuentra el cilindro, la culata y el pistón. Estos últimos disponen de resistencias calefactoras, que controlan la temperatura al inicio del ciclo. De esta manera, es posible que la cámara alcance una temperatura superior al punto de ebullición del combustible, requisito para disponer de éste en fase vapor antes de empezar el ensayo.

También se dispone de dos pipas, una de admisión y otra de escape, las cuales permiten introducir el movimiento de *swirl* necesario para generar turbulencia durante el llenado y conseguir una temperatura homogénea en las paredes y en el interior de la cámara de combustión.

Otro tipo de sensores utilizados son los piezoeléctricos que, conectados a un amplificador, permiten medir la presión de entrada al cilindro; y los piezorresistivos, los cuales permiten controlar el llenado del aire y de la cámara de combustión.

El sistema de inyección del combustible empleado es el *common rail* con válvula solenoide y una boquilla con ocho agujeros centrada en la cabeza del cilindro y controlado por un módulo EFS IPOD power.

Los datos que miden estos elementos son adquiridos por una Yokogawa, cuya frecuencia de adquisición es 10 MHz, necesario para capturar pulsos del sensor de posición incremental.



Figura [3.1.2]: RCEM en CMT

3.2. FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

Como se ha mencionado anteriormente, la máquina de compresión expansión rápida (RCEM) permite imitar condiciones de funcionamiento variadas, en función de los parámetros geométricos y operativos que se le imponen. Estos parámetros se ordenan desde el *software* instalado en un ordenador conectado a la máquina.

Su principio de funcionamiento consiste en el desarrollo de un solo ciclo compuesto de una fase de admisión, una de compresión, la cual está dividida en dos etapas, una lenta y otra rápida, y la consiguiente expansión. El proceso toma un periodo de tiempo relativamente largo, del orden de segundos, de manera que se consigue un volumen y masa constantes en la cámara de combustión, en condiciones termodinámicas severas.

A diferencia de los motores convencionales, la RCEM no dispone de un cigüeñal que permita determinar secuencialmente la posición geométrica del pistón. En su lugar, la máquina opera neumáticamente mediante un balance de presiones entre los diferentes pistones que conforman la instalación.

El proceso comienza, en primer lugar, con la introducción de los datos correspondientes en el programa del PC de manera que la máquina pueda calcular y ejecutar el ciclo de trabajo correspondiente. Las variables necesarias que introducir comprenden: la carrera, cantidad de combustible a inyectar, momento de encendido por la bujía, presiones en cámara de combustión y/o *swirl* generado. Es importante tener en cuenta que no es obligatorio modificar estos datos en cada uno de los ciclos ni cambiar todos los nombrados. Únicamente los determinantes para el caso de estudio que se pretenda realizar. Así, de manera indirecta se indica el volumen de la cámara de combustión, el momento de apertura de las válvulas correspondientes a lo largo del ciclo de trabajo y la posición final relativa del pistón conductor (la cual no es constante en ciclos consecutivos), entre otros parámetros.

Un aspecto que considerar en la ejecución del ensayo es el momento de inyección de combustible, llevado a cabo manualmente mediante un dispositivo conectado al inyector y a otro PC, desde donde se comandan los *triggers* necesarios en función del dosado a conseguir. Es requisito fundamental que el combustible se inyecte en la cámara de combustión al principio de la fase de admisión para evitar problemas de estratificación y heterogeneidades. La turbulencia generada durante el llenado y la larga duración del proceso, el cual es alrededor de 40 segundos, es suficiente para asegurar una mezcla homogénea cuando empieza la carrera de compresión.

Una vez insertadas las referencias de la máquina, se lanza el ensayo. Éste se inicia con la apertura de las válvulas del circuito hidráulico que se encargan de llenar de aceite la cavidad situada a la derecha del pistón de desplazamiento (pistón 3) hasta alcanzar una presión igual a la atmosférica. A continuación, las válvulas que accionan el circuito hidráulico encargado de cargar de aceite el hueco situado a la izquierda del pistón de aire (pistón 4), se abren.

De esta manera, tanto el pistón de aire como el de empuje (pistón 1) se encuentran en contacto.

En este momento, se efectúa la admisión de aire en el pistón 4 (pistón de aire) hasta una presión igual a la indicada en el *software* del PC, presurizándose el aceite del circuito. El pistón conductor (pistón 2) aún no se mueve porque está perfectamente acoplado al pistón 3, evitando el contacto entre el aceite de empuje y la base del pistón. Mediante una válvula *by-pass* que hay en la parte anterior del pistón conductor (pistón 2), se equilibra la presión, y entonces éste empieza a avanzar lentamente en un proceso de compresión lenta hasta una posición de referencia establecida de 29 mm, representada en la Figura [3.2.1]: Fase final de la compresión lenta, bajo estas líneas.

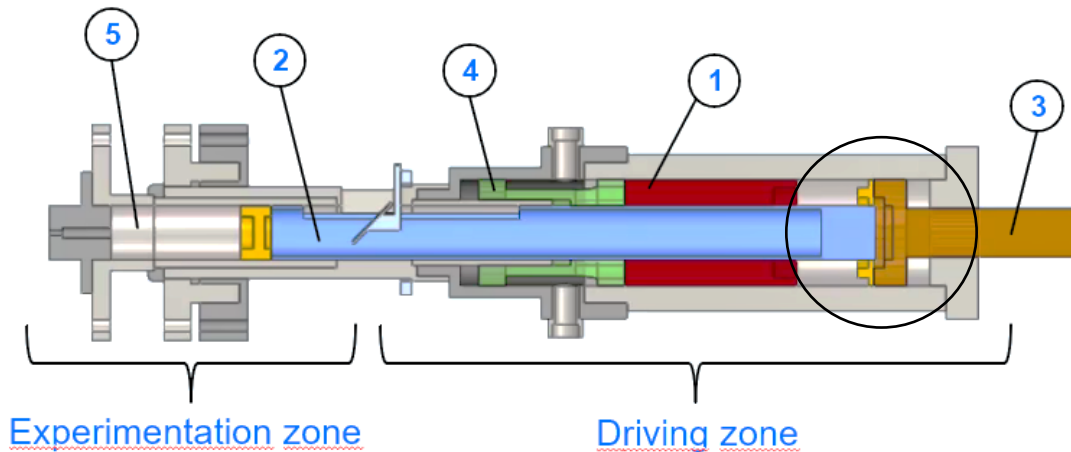


Figura [3.2.1]: Fase final de la compresión lenta

Cuando el pistón conductor (pistón 2) avanza, el pistón de empuje (pistón 1) debe avanzar en dirección contraria, manteniendo constante el volumen de aceite. De hecho, ambos pistones están equilibrados inercialmente, evitando vibraciones durante el proceso.

Cuando el pistón conductor (pistón 1) se desacopla del pistón 3, empieza la carrera de compresión rápida, acelerándose. Esto es motivado porque las cavidades rellenas de aceite situadas alrededor del pistón conductor (pistón 2) entran en contacto, produciéndose una fuerza de empuje elevada sobre este pistón. El aire admitido sufre un proceso de expansión,

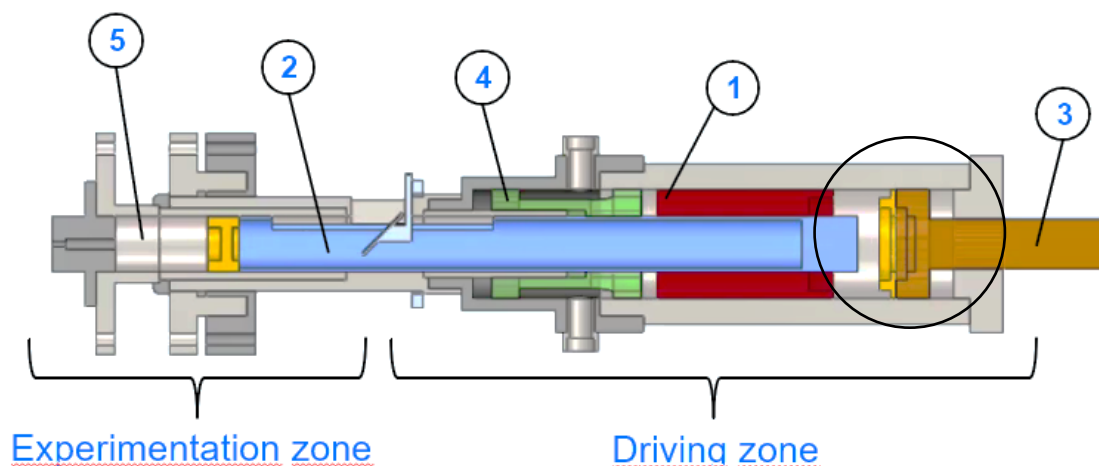


Figura [3.2.2]: Fase final de la compresión rápida

mientras que su presión y la del aceite de empuje se reducen.

El pistón 2 se para cuando la presión en la cámara de combustión es lo suficientemente alta como para compensar la fuerza de empuje y la inercia, definiéndose el punto muerto superior (PMS). Por tanto, el PMS es dependiente de las condiciones de operación de la máquina (otra diferencia fundamental con los motores convencionales). Además, hay un máximo en la presión de admisión de cada condición de operación para evitar la colisión del pistón con la cabeza del cilindro, pues no hay ningún mecanismo que fije la máxima posición del mismo y el frenado no ocurre repentinamente en un punto determinado: Además de ser éste amortiguado, en cada ensayo realizado puede variar su PMS. Cuando el pistón alcanza este punto, la presión en la cámara de combustión es superior que la presión del aceite de empuje y la carrera de expansión comienza.

Para finalizar el ensayo y dejar la máquina preparada para llevar a cabo uno nuevo, se inyecta aire comprimido a través de los orificios transversales de la cámara de combustión para devolver el pistón a su posición inicial. Por otra parte, para limpiar la cámara de combustión de los residuales formados en la combustión, se activa una bomba de vacío que los succiona y lleva al ambiente.

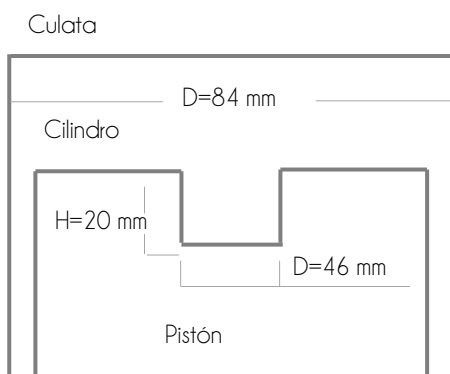
Cabe destacar que, como se mencionó en la tabla [3.1] la máquina opera dentro de unos rangos en varios de los parámetros de configuración. En este proyecto se ha dispuesto la máquina a una carrera de 120 mm por ser ésta la más corta y similar a un motor convencional.

3.3. COMPONENTES FUNDAMENTALES

En los apartados anteriores de este capítulo se han introducido los componentes fundamentales de la máquina de compresión y expansión rápida que permite el correcto funcionamiento en su conjunto. Debido a que este proyecto se centra en estudiar la combustión en este tipo de máquinas mediante la ignición de una carga homogénea de aire e iso-octano, se caracterizan con mayor detalle los elementos que intervienen en este proceso.

Cabe mencionar que en la parte de planos, situada al final del documento, se incluyen los esquemas de funcionamiento y conexión de los componentes aquí descritos.

3.3.1. CÁMARA DE COMBUSTIÓN



La cámara de combustión está formada por el espacio comprendido entre el pistón conductor y la culata. El pistón está diseñado de tal manera que es posible variar el volumen muerto de la máquina en función del estudio a realizar. Esto es posible gracias al uso de una pieza como la de la figura [3.3.2], variando la altura

Figura [3.3.1]: Sección cámara combustión

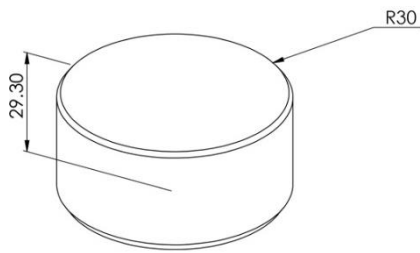


Figura [3.3.2]: Aplique pistón

del cilindro de menor diámetro. En este caso, se ha utilizado la representada en la imagen, de manera que la cabeza del pistón queda plana.

Modificar este parámetro geométrico tiene una repercusión directa sobre la turbulencia generada durante el proceso de compresión, debido a la variación del movimiento de aire generado.

Las características principales se resumen en la siguiente tabla:

| CARACTERÍSTICA | VALOR |
|---------------------|----------------------------------|
| Material pistón | Aluminio |
| Volumen muerto (cc) | 38 |
| Fabricación | Centro de Motores Térmicos (CMT) |

Tabla [3.2]: Características de la cámara de combustión

3.3.2. CULATA

La culata es el elemento de la máquina que se sitúa en la parte superior del cilindro, mediante el cual es posible el cierre de la cámara de combustión. Además, en ella se mecanizan las cavidades necesarias para instalar los componentes necesarios para el encendido de la mezcla. Esto es, los conductos de admisión, inyector, bujía, sensor de presión y termopar. En la figura siguiente se observa su disposición.



| | |
|---|-----------------------|
| 1 | Conductos de admisión |
| 2 | Inyector |
| 3 | Sensor presión |
| 4 | Bujía |
| 5 | Termopar |
| 6 | Tórica |

Figura [3.3.3]: Culata

Tabla [3.3]: Elementos de la culata

El diseño de la culata ha sido realizado por los miembros del equipo del proyecto de investigación, en un periodo anterior al comienzo de este TFG. Cabe destacar de su constitución la disposición de los conductos de admisión, por donde se introduce aire a presión. El diseño favorece la mezcla del mismo con el combustible, además de generar un movimiento tal, que permita un desarrollo óptimo de la combustión.

También es importante destacar la ubicación del inyector y la bujía. Interesa que ambos elementos se sitúen en el centro de la culata, para generar un frente de llama lo más esférico posible y una inyección lo más alejada de la pared posible, para evitar fenómenos indeseados.

Las características más importantes de la culata se indican en la siguiente tabla. Al final del documento se incluye un plano del mismo.

| CARACTERÍSTICA | VALOR |
|----------------|--------------------|
| Material | Acero F-114 |
| Diámetro (mm) | 84 |
| Fabricante | Mecanizados Permax |

Tabla [3.4]: Características de la culata

3.3.3. INYECTOR

El inyector es el instrumento encargado de alojar el combustible en el interior de la cámara de combustión. Esto es controlado a través del PC conectado a la máquina, desde donde se mandan *triggers*, momento en el cual el inyector desaloja la cantidad de iso-octano determinada. En el apartado 2.4.2. *Tipos de inyección* se describe el funcionamiento de este tipo de inyectores.



Figura [3.3.4]: Inyector



Figura [3.3.5]: Boquilla del Inyector

Las características principales del inyector empleado en este proyecto se describen en la siguiente tabla:

| CARACTERÍSTICA | VALOR |
|--|-------------------|
| Fuel | Iso-octano |
| Presión fuel (MPa) | 20 |
| Masa inyectada (mg) | 46 - 79 |
| Número de orificios | 8 |
| Diámetro interior del orificio (μm) | 165 |
| Ángulo del <i>spray</i> ($^{\circ}$) | 80 |
| Ratio de flujo | 15 (cc/s) y 10MPa |
| Fabricante | Delphi |

Tabla [3.5]: Características de la bomba de vacío

3.3.4. BUJÍA DE ENCENDIDO Y ELECTRÓNICA

La bujía es el elemento que permite el encendido de la mezcla introducida en el cilindro mediante una chispa. Esta chispa se genera a partir de un arco eléctrico inducido por la energía eléctrica generada en la bobina: En un principio, la mezcla fresca insertada en la cámara de combustión actúa como aislante, siendo el valor de la rigidez dieléctrica dependiente de la separación de los electrodos y de la composición química, presión y temperatura del gas. De esta manera, la bobina, al estar conectada a la bujía, aumenta el valor de la intensidad del campo eléctrico hasta un punto superior a la rigidez dieléctrica, estableciéndose una corriente entre los electrodos de la bujía.



Figura [3.3.6]: Bujía de encendido
[Recuperado de 39]



Figura [3.3.7]: Bobina de encendido

La bujía instalada en la máquina tiene las siguientes características:

| CARACTERÍSTICA | VALOR |
|---------------------------------|-------------------|
| Marca | Beru |
| Modelo | Z210 |
| Distancia entre electrodos (mm) | 0.8 |
| Rosca | M10x1 |
| Longitud de rosca (mm) | 19 |
| Ancho de llave (mm) | 16 |
| Par apriete (Nm) | 12 |
| Bujía de encendido | Electrodo de masa |

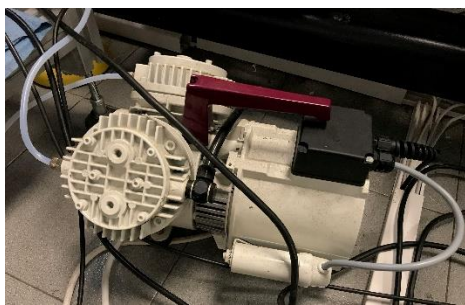
Tabla [3.6]: Características de la bujía de encendido

Las características de la bobina que completan la etapa de encendido son:

| CARACTERÍSTICA | VALOR |
|----------------------------|-----------|
| Marca | Delphi |
| Modelo | SB 56281 |
| Voltaje nominal (V) | 14 |
| Intensidad nominal (A) | 19 - 21 |
| Peso (g) | 235 |
| Tiempo de carga (μ s) | 610 - 690 |
| Tiempo de quema (μ s) | 765 - 830 |

Tabla [3.7]: Características de la bobina de encendido

3.3.5. BOMBA DE VACÍO



La función principal de la bomba de vacío es la de evacuar los residuales generados durante la combustión en la cámara de combustión, depósito y colectores. Para ello, la bomba está conectada a los conductos de admisión y escape mediante una válvula manual que permite su activación al final del ensayo.

Figura [3.3.8]: Bomba de vacío

Las principales características técnicas de la bomba utilizada se indican en la siguiente tabla:

| CARACTERÍSTICA | VALOR |
|---------------------------|------------------------------|
| Potencia (W) | 27 |
| Capacidad de vacío (mbar) | 13 |
| Alimentación (V) | 230 |
| Materiales | Cabeza de aluminio |
| Accesorios | Válvulas de acero inoxidable |

Tabla [3.8]: Características de la bomba de vacío

3.3.6. CIRCUITO DE INYECCIÓN

El sistema de inyección que se emplea en este proyecto es inyección directa de combustible, cuyo funcionamiento es análogo al representado en el esquema del apartado 2.4 del marco teórico, Figura [2.3.19]: Circuito de inyección.

Para simular este sistema, se recurre a una estructura, conocida en el departamento como carro de inyección, que incluye toda la instrumentación para tal efecto.

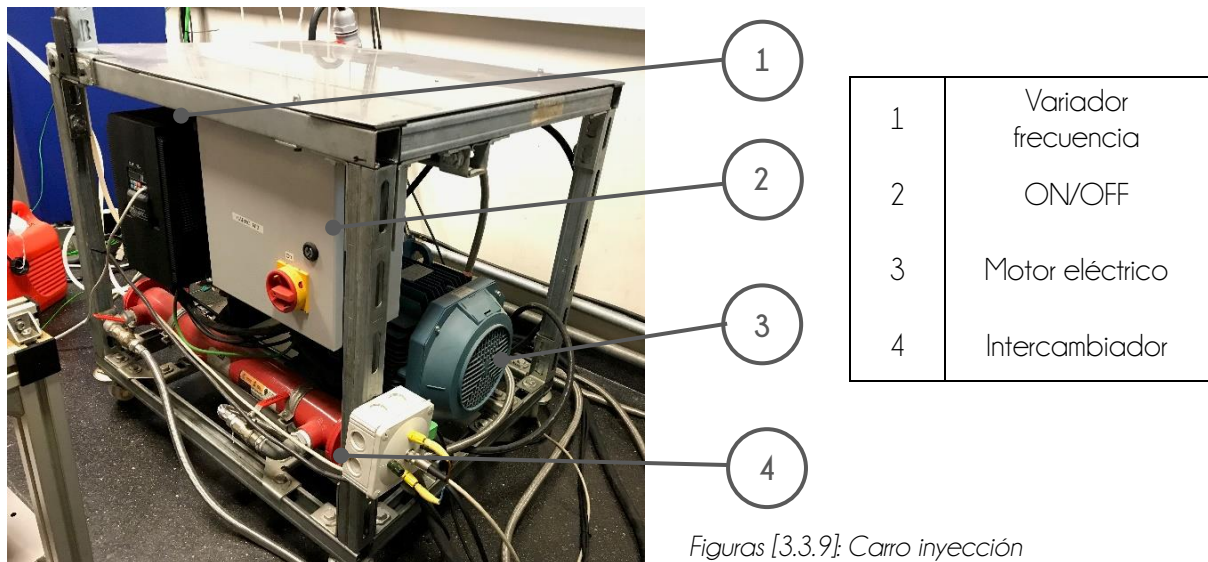
De esta manera, el circuito que sigue el combustible hasta el inyector es el siguiente: En primer lugar, desde el depósito, el fluido pasa por un filtro donde se retienen ciertas impurezas que pueden dañar los elementos situados posteriormente. A continuación, es impulsado por una bomba hasta el *common rail*, al que se ha conectado un regulador de presión. La bomba es accionada por un motor eléctrico y su unión se efectúa mediante transmisión directa. Para el

correcto funcionamiento de ésta, se dispone de un variador de frecuencia que controla la velocidad de rotación del motor y con ello, la velocidad de la bomba. Así, es posible consignar bajas presiones de trabajo. Además del *common rail*, se dispone de otro rail situado al final del circuito de inyección. Aquí se conecta el inyector y un sensor de presión, que mide la presión efectiva de inyección. Este último rail evita grandes oscilaciones del fluido en los conductos (fenómeno típico en líneas largas) por la descarga del combustible.

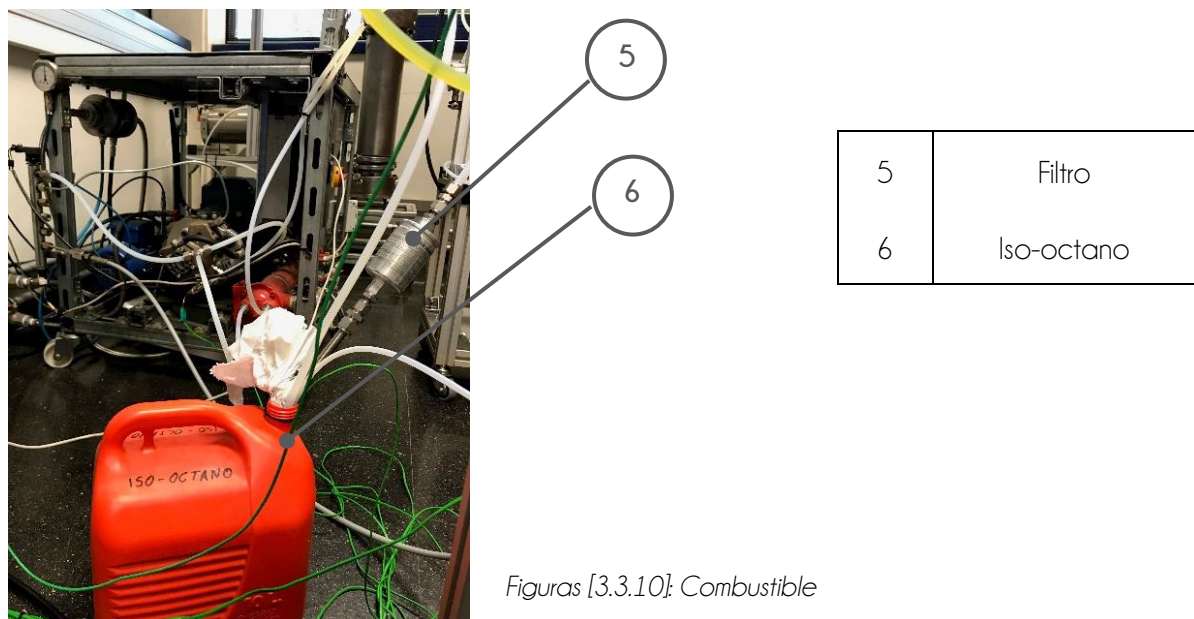
Para determinar la presión de inyección, el regulador de caudal que dispone la bomba se abre completamente y es a través del PID que gestiona el *common rail* desde donde se regula la presión en función del porcentaje de apertura de la aguja del inyector. El combustible restante vuelve por un conducto de retorno al depósito.

Además, el carro dispone de un intercambiador de calor, mediante el cual es posible mantener la temperatura del depósito de combustible entre 20°C y 30°C. El líquido refrigerante es agua de red del Centro de Motores Térmicos y el fluido a refrigerar es el combustible de retorno.

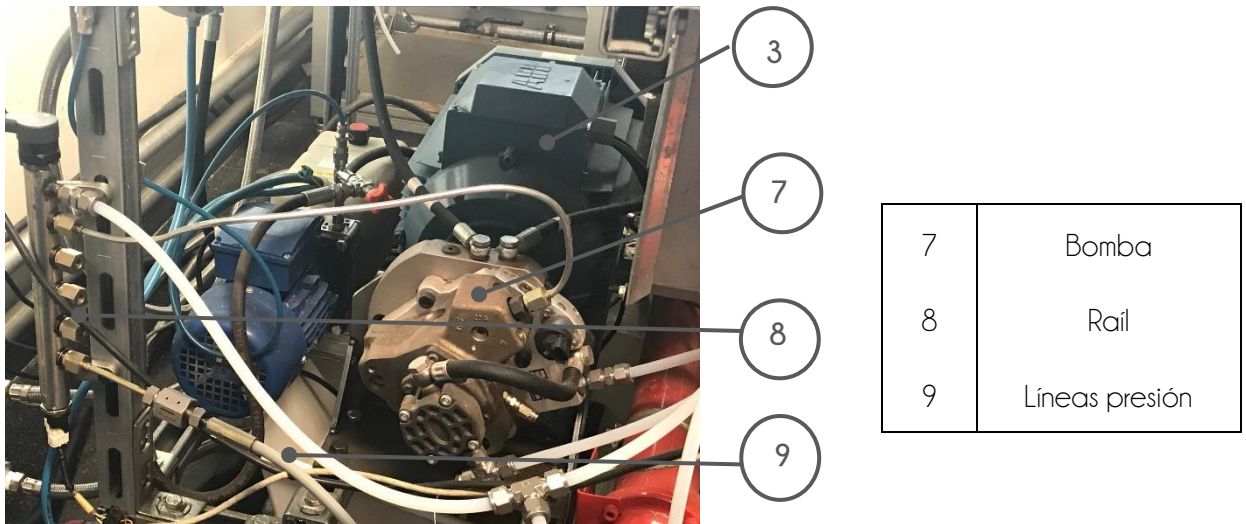
En las siguientes imágenes se puede observar la composición del sistema de inyección descrito.



Figuras [3.3.9]: Carro inyección



Figuras [3.3.10]: Combustible



Figuras [3.3.11]: Carro inyección - interior

3.3.7. COMBUSTIBLE

El tipo de combustible utilizado en el proyecto es el iso-octano, cuyas características fundamentales se detallan en la siguiente tabla:

| CARACTERÍSTICA | VALOR |
|-------------------------------|-------------------------|
| Nombre | 2,2,4 - trimetilpentano |
| Presión de vapor (KPa a 20°C) | 5.1 |
| Densidad (kg/m ³) | 690 |
| Punto de ebullición (°C) | 99 |
| Punto de fusión (°C) | -107 |
| Peso molecular | 114.3 |

Tabla [3.9]: Características del iso-octano
Recuperado de: [Sintorgan^R]

3.3.8. INSTRUMENTACIÓN Y ELEMENTOS AUXILIARES

3.3.8.1. ECU (Electronic Control Unit)

Elemento encargado de gestionar la inyección de combustible en cada ciclo de trabajo. Recibe una señal TTL de 5V que representa el tiempo de activación calculado, la cual transforma y envía al inyector.



Figura [3.3.12]: ECU

3.3.8.2. AMPLIFICADOR

Elemento encargado de amplificar la señal de presión. Forma parte del sensor de presión de inyección.



Figura [3.3.13]: Amplificador de señal de presión

3.3.8.3. GENERADOR DE ONDAS (TRIGGER)

Elemento encargado de generar una onda cuadrada a una determinada frecuencia, que representa la inyección de combustible. Para ello, el instrumento cuenta con dos conmutadores: uno ON/OFF, mediante el que se activa la inyección y otro que determina la frecuencia de pulso. Además, permite la conexión de dos coaxiales: uno conecta el generador de ondas con la ECU y el otro conecta con la Yoko para observar en ella los pulsos de inyección.



Figura [3.3.14]: Generador de ondas

3.3.8.4. RACK DE TEMPERATURAS Y PID

Aunque instalados en el mismo aparato, el rack de temperaturas se encarga de transformar la señal de los termopares, adquiridos en voltios a °C. Por su parte, el PID se encarga de regular la presión del rail.



Figura [3.3.15]: Rack de temperaturas y PID

3.3.8.5. YOKOGAWA



Figura [3.3.16]: Yokogawa

Elemento encargado de adquirir los datos (en tiempo real) de los ensayos, a través de los cables coaxiales conectados en cada uno de los ocho canales que dispone. Permite, mediante un cable, conectarlo a un PC, de manera que es posible guardar los datos en el mismo.

3.3.8.6. SENSOR DE POSICIÓN

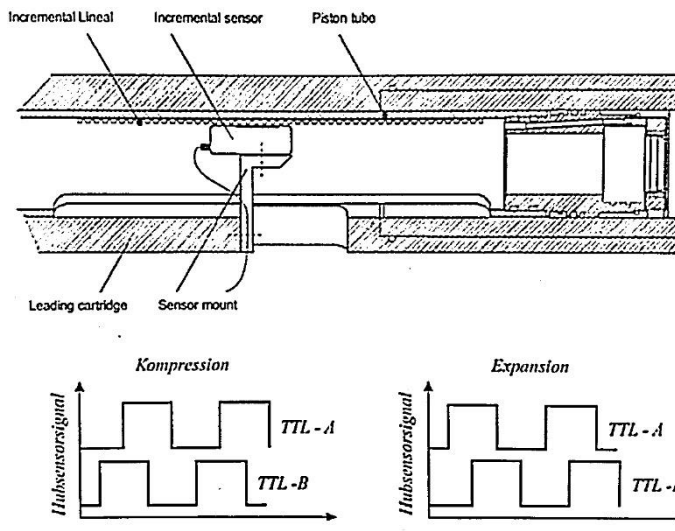


Figura [3.3.17]: Sensor de posición

El sensor de posición, un sensor de efecto Hall, permite medir la posición del pistón en cada momento durante su carrera de compresión y expansión, siendo su resolución de 0.05 mm. El sensor se encuentra en una posición fija, mientras que el pistón dispone de una regla magnética que se mueve junto con éste. De esta manera, al acercarse al sensor se crea un campo magnético que se traduce en una señal cuadrada de posición. En el proceso, se graban dos señales de las mismas características, las señales A y B, pero que se encuentran desfasadas en el tiempo. Así, es posible distinguir cuándo ocurre la carrera de expansión y la de compresión, como se observa en la parte inferior de la Figura [3.3.17]: Cuando se detecta antes la señal B que la A, la máquina está realizando la carrera de compresión. Si ocurre a la inversa, entonces está dando lugar la carrera de expansión.

3.3.8.7. TERMOPAR

El termopar es el encargado de medir la temperatura de un volumen a partir de la diferencia de temperatura que existe entre sus dos extremos, denominados punto caliente y punto frío. Se trata de un transductor capaz de, a partir de esa diferencia de temperatura, crear una diferencia de potencial medible.

En la instalación se cuenta con termopares que permiten determinar la temperatura del depósito de combustible, del combustible de retorno en el sistema de inyección y del interior de la cámara de combustión.

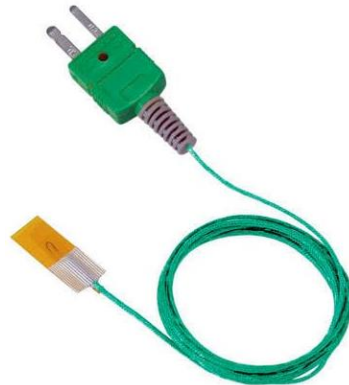


Figura [3.3.18]: Termopar

CAPÍTULO 4: METODOLOGÍA EXPERIMENTAL Y COMPUTACIONAL

CONTENIDOS

- 4.1. RUTINA DE ENSAYO
 - 4.2. POSTPROCESO
 - 4.3. CHEMKIN
-

El objetivo último de este proyecto es estudiar la combustión de una mezcla homogénea formada por iso-octano y aire. Para ello, a partir de una geometría dada de la cámara de combustión, mostrada en el apartado anterior, se imponen diferentes condiciones para analizar su influencia sobre el proceso de combustión. Las variables modificadas durante la campaña experimental han sido: diferente nivel de turbulencia inducida por la geometría del pistón (pistón con *bowl*) debido a la generación de movimiento tipo squish y por la introducción de una cantidad adicional de aire en el cilindro, descargada en un determinado punto de la carrera de compresión (generación de *swirl*). Además, se ha modificado el dosado relativo de la mezcla mediante la regulación de la cantidad de combustible inyectada en la cámara de combustión. La combinación de estos parámetros puede llevar a situaciones indeseadas en el desarrollo de la combustión, como es el *knocking*.

Este capítulo es la antesala al análisis de los fenómenos observados durante los ensayos. Su fin es explicar la metodología empleada para ensayar y los cálculos necesarios en forma de código que permiten traducir los parámetros en gráficas, a partir de las cuales concluir hipótesis válidas para un trabajo futuro.

4.1. RUTINA DE ENSAYO

El estudio por realizar se divide fundamentalmente en tres bloques: Primeramente, se analiza la repercusión sobre la combustión que tiene el introducir o no *swirl*. Seguidamente, se realiza un barrido de dosados, esto es, ensayos con dosado desde 0.7 a 1.1. Por último, se analiza el fenómeno de *knocking* (picado) ocasionado en alguna de las pruebas realizadas.

Para conseguir que la máquina opere según el ensayo a realizar, se comandan las variables desde el *software* instalado en un ordenador conectado a la RCEM. La plataforma

proporciona una visión general de la instalación desde donde se controla, además de los datos lanzados, el progreso del ensayo en directo.

En la Figura [4.1.1]: Pantalla principal, se representa el panel de control de la máquina.

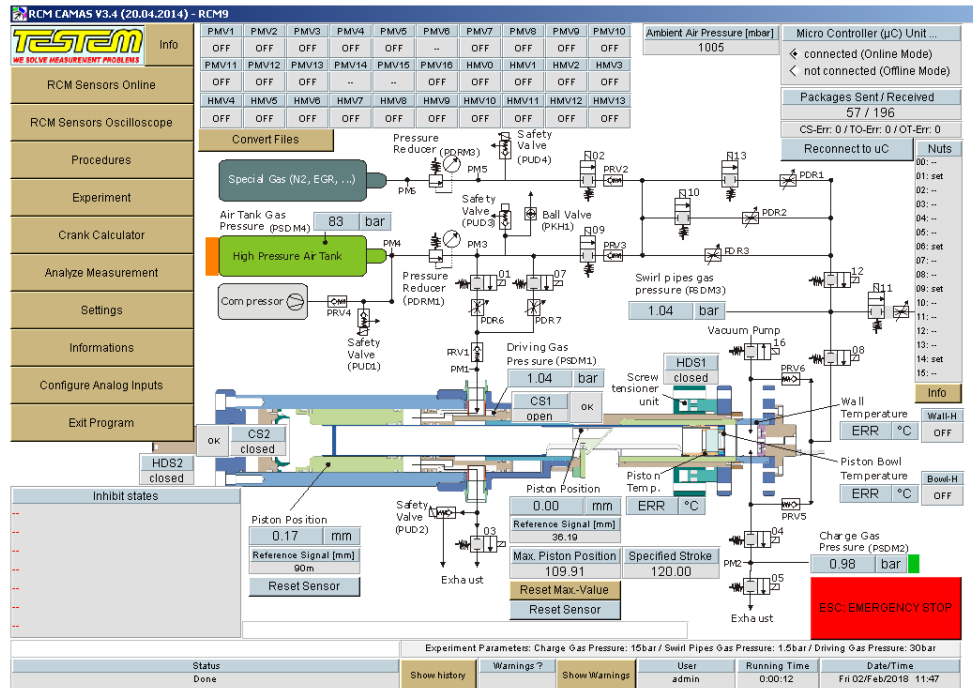


Figura [4.1.1]: Pantalla principal

En ella, se observa una sección de la máquina de compresión y expansión rápida y el circuito neumático que controla el movimiento del aire en ésta. Además, en la parte izquierda de la pantalla se dispone de un menú desde donde se configura todos los parámetros de funcionamiento. También se distingue, en la parte superior e inferior del panel, los sensores de presión, de posición del pistón y de activación de las electroválvulas que componen la instalación.

Para llevar a cabo cualquier tipo de prueba, basada en el desarrollo de una carrera de compresión y otra de expansión, dentro del menú situado a la izquierda del panel de control, la opción *Experiment* permite indicar la presión de admisión y la de empuje, siendo las principales a partir de las cuales se desarrolla todo el ensayo.

Siguiendo con el plan establecido del estudio de la combustión, en primer lugar, se hace una campaña experimental sobre la influencia del movimiento tipo *swirl*. Para ello, se lanzan varios ensayos variando las condiciones de éste, especificadas en el siguiente capítulo.

La geometría de la cámara de combustión y la entrada de aire a través de los conductos de admisión permiten generar el movimiento característico de *swirl*. En la siguiente imagen se puede observar el procedimiento de generación de este movimiento.

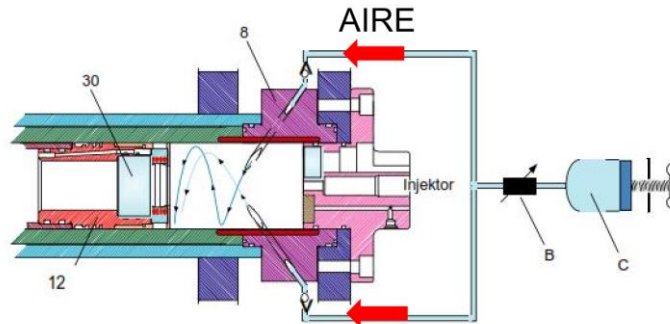


Figura [4.1.2]: Entrada aire para generar swirl

Para estos ensayos, dentro del menú descrito, se consigna, además de la presión de admisión y de empuje, una presión adicional, llamada *swirl pipes gas pressure*. De esta manera, una cantidad de aire adicional se almacena aguas arriba de la válvula que conecta con la cámara de combustión para que, en el momento especificado, se descargue en el interior del cilindro.

El desarrollo del ensayo desde el punto de vista de la RCEM, es decir, el movimiento de los pistones y los circuitos hidráulicos y neumáticos que los conectan se especifica en el capítulo anterior, en el apartado 3.3. Funcionamiento de la instalación.

En la Figura [4.1.3]: Presión de *swirl*, se distingue los distintos pasos seguidos para ensayar con o sin *swirl*.

Experiment Configuration Menu

Enter Measurement Data File Name: p3_5368

Set Name: []

Measurement Data File Name: []

Experiment Info (which will be used for the experiment)

Final Charge Gas Pressure [bar]: 15

Partial Charge Gas Pressure [bar] - Gas Var. 5-7 only: 10

Swirl Pipes Gas Pressure [bar]: 1.5

Driving Gas Pressure [bar]: 30

Setting: Activate Automatic Operation Mode:

Number of Auto-Compression Strokes: 2

Charge Gas Pressure [bar]: 15

Swirl:

Auto scavenge exhaust gas:

Auto display measurement data after finishing experiment:

Auto push piston to BDC after finishing experiment:

Experiment Parameters: Charge Gas Pressure: 15bar / Swirl Pipes Gas Pressure: 1.5bar / Driving Gas Pressure: 30bar

Status: Done

Running Time: 0:02:05

User: admin

Date/Time: Fri 02/Feb/2018 11:49

Figura [4.1.3]: Presión de swirl

Por otra parte, independientemente del tipo de ensayo que se quiere realizar (con o sin *swirl*), para los ensayos en los que se estudia el efecto de la variabilidad de dosado, el proceso es bien diferente. Teniendo en cuenta que el dosado relativo está controlado por la masa de combustible, en primer lugar, es necesario una caracterización del inyector a emplear. Para ello, mediante un tasímetro se evalúa experimentalmente la tasa de inyección. Esto es, para varios niveles de presión de inyección y *energizing time* (tiempo de activación eléctrico de la bobina del inyector) se mide la tasa de inyección. La integral de ésta permite obtener la masa de combustible necesaria para una determinada condición de contorno. Los ensayos realizados han dado como resultado una dependencia lineal entre la masa inyectada y el ET:

$$ET = \frac{m_f + 0.4256}{0.0154} \quad (4.1)$$

Cabe tener en cuenta que el valor de ET tiene un límite máximo, determinado por las características del elemento. Sobrepasar este valor supone dañar la electrónica del instrumento. Por ello, si el ET es superior al umbral límite, la inyección se divide en varios pulsos.

Para el cálculo de la masa de combustible, se parte de la definición de dosado, siendo m_f la masa de combustible y m_a la masa de aire:

$$F_r = \frac{\frac{m_f}{m_a}}{\frac{m_{f-est}}{m_{a-est}}} \quad (4.2)$$

Donde $\frac{m_{f-est}}{m_{a-est}}$ corresponde con el coeficiente estequiométrico del combustible, en este caso, iso-octano, cuyo valor es 12.5.

Así, se obtiene la expresión que determina la masa de combustible a emplear:

$$m_f = 0.21P_0 \left(\frac{\pi}{4} D^2 S + V_m \right) \frac{PM F_R}{T_0 R \alpha_{est}} \quad (4.3)$$

Siendo P_0 la presión inicial, D el diámetro del pistón, S la carrera, V_m el volumen muerto, T_0 la temperatura inicial, R la constante universal de los gases, PM el peso molecular del combustible, F_R el dosado relativo y α_{est} el coeficiente estequiométrico.

La inyección de combustible, en los ensayos experimentales, se realiza al inicio de la fase lenta de compresión para garantizar que la mezcla sea lo más homogénea posible.

4.2. POSTPROCESO

Los tres parámetros que se analizan para determinar la calidad de la combustión incluyen la presión, la ratio de liberación de calor y el indicador FSR (Flame Speed Ratio).

El diagnóstico de la combustión se realiza a partir de la posición del pistón y de la señal de presión en cámara de combustión, obtenidos tras la realización de las pruebas experimentales y grabadas en la Yoko. De esta manera, mediante código de Matlab se procesan estas señales y se calculan otros parámetros de interés.

Ambas señales adquiridas se someten a un proceso de filtrado, de manera que sea más sencillo su interpretación y eliminar puntos que lleven a una mala interpretación de las mismas.

En el caso de la presión, mediante un filtro paso bajo, se atenúan las frecuencias más altas de la siguiente manera:

En primer lugar, se hace la media de los primeros valores de presión, se fija una frecuencia de paso y se determina unos límites de frecuencia y un orden de filtro:

```
P=mean(P(1:100));
Fs=1/Dt;
fmin=2000;
Filt1=fmin/Fs;
ordre=round(Fs/1000);
```

A continuación, se aplica el filtro, opción dada por Matlab, con los parámetros fijados anteriormente. Los resultados se observan en las dos imágenes situadas bajo estas líneas.

```
d=fdesign.lowpass('N,Fc',ordre,Filt1,1);
Hd = design(d);
p_cero= (filtfilt(Hd.numerator,1,P));
```

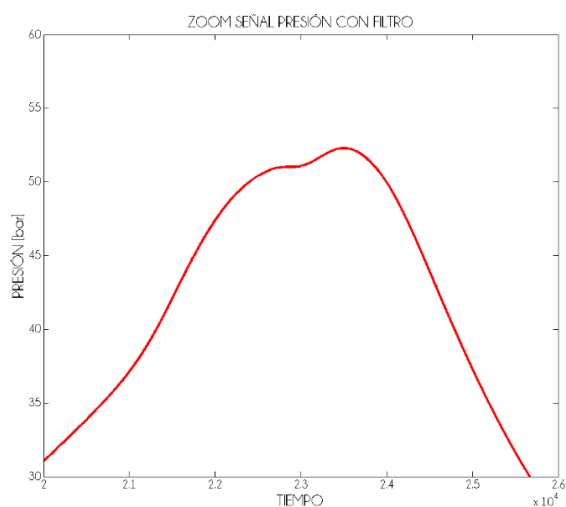


Figura [4.2.1]: Señal presión con filtro

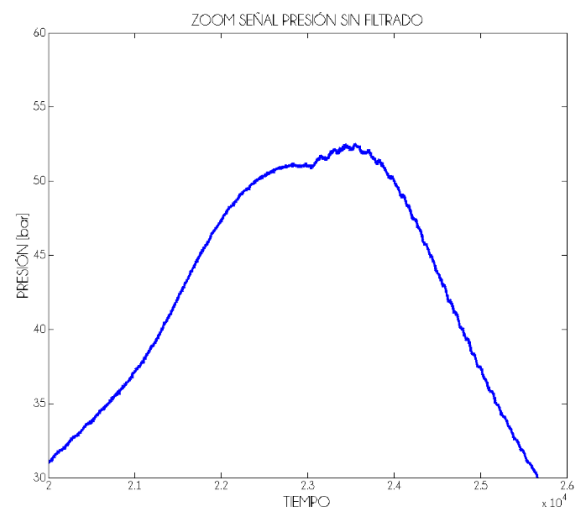


Figura [4.2.2]: Señal presión sin filtro

Además del filtrado, la señal de presión se escala hasta un valor de referencia estimado en 1.5 bar, pues los datos medidos en la máquina son presiones relativas:

$P = P - P(1) + P_{ref}$, siendo P_{ref} 1.5 bar.

Por otra parte, partiendo del primer principio de la termodinámica, se pretende averiguar cuál es la ley de liberación de calor, a partir de la cual se analiza la combustión que se ha desarrollado en cada uno de los ensayos.

$$dU = mc_v \frac{dT}{d\alpha} + \frac{dQ}{d\alpha} + p \frac{dV}{d\alpha} - (h_f - u_f) \frac{dm_f}{d\alpha} + RT_c \frac{dm_b}{d\alpha} \quad (4.4)$$

Siendo m la masa instantánea, c_v es el calor específico, h_f la entalpía del fuel, u_f la energía interna del combustible, R la constante universal de los gases, dm_f la variación de combustible inyectado y $dmbb$ las pérdidas por *blow-by*.

Se desprecia la influencia de las pérdidas por *blow-by* y la masa evaporada, por ser de dos órdenes de magnitud inferior a los contribuyentes principales.

$$dFQL = m_{cc} c_v dT - dQ_{loss} + pdV \quad (4.5)$$

Teniendo en cuenta las siguientes definiciones:

$$d(pV) = d(mRT) \quad (4.6)$$

$$dT = \frac{dpV}{mR} = \frac{Vdp}{mR} + \frac{pdV}{mR} \quad (4.7)$$

Podemos simplificar la ley de liberación de calor como:

$$dFQL = m_{cc} V \frac{dpV}{mR} - dQ_{loss} + pdV \quad (4.8)$$

$$dFQL = dp \frac{Vc_v}{R} + pdV + \frac{pc_v dV}{R} \quad (4.9)$$

Si además consideramos:

$$c_p - c_v = R \rightarrow R + c_v = c_p \rightarrow c_p - R = c_v \quad (4.10)$$

$$dFQL = \frac{V(c_p - R)dp}{R} - dQ_{loss} + \frac{c_p p dV}{R} \quad (4.11)$$

Por otra parte,

$$dV = \frac{d}{dt} \left(\frac{\pi D^2}{4} (S - (X - \delta)) + V_m \right) \quad (4.12)$$

siendo δ la deformación que se ocasiona en el pistón, debido a un balance de fuerzas de presión y de inercia. Este parámetro permite averiguar el volumen en la cámara de combustión.

De esta manera, $\delta = FL/SE = FK$, siendo L la longitud, S la superficie, E el módulo de Young, K el coeficiente de rigidez y F las fuerzas implicadas, es decir, la fuerza de inercia ($m\ddot{x}$) y la fuerza de presión (pS). Así:

$$\delta = K \left(p \frac{\pi}{4} D^2 + (m_{pistón} + \lambda L) \ddot{x} \right) \quad (4.13)$$

donde K la constante de rigidez obtenida experimentalmente y ajustada en cada punto de funcionamiento por depender de la temperatura de pared y de la presión de aceite del circuito hidráulico, p es la presión de cámara de combustión, D es el diámetro del pistón, $m_{pistón}$ es la masa del pistón, λ es la densidad lineal del pistón y \ddot{x} la aceleración del pistón.

Con estos nuevos datos, la ley de liberación de calor se puede expresar como:

$$dFQL = \frac{c_p - R}{R} V dp - dQ_{loss} + \frac{c_p p \pi D^2 (V - d\delta)}{4R} \quad (4.14)$$

De la ecuación anterior, es conocido todo, salvo dQ_{loss} , que para su determinación se utilizará el modelo de Woschni:

$$Q = hAdT = hA(T - T_{wall}) \quad (4.15)$$

$$h = 0.013d^{-0.2}P^{0.8}T^{-0.53}(C_{11}C_m + C_{12}U_{swirl} + C_2 \frac{VdT_{ref}}{V_{ref}P_{ref}}(P - P_{motored})^{0.8}) \quad (4.16)$$

siendo d el diámetro del pistón, P y T presión y temperatura en el interior del cilindro, respectivamente, C_m es la velocidad del pistón, U_{swirl} es la velocidad de swirl, Vd es el volumen desplazado, T_{ref} , V_{ref} y P_{ref} son la temperatura, volumen y presión en las condiciones de referencia (condiciones iniciales), $P_{motored}$ representa la presión dentro del cilindro en condiciones de arrastre (sin combustión). Los coeficientes C_{11} , C_{12} y C_2 se ajustan según las condiciones de funcionamiento: C_{11} y C_{12} representan el movimiento del aire en el interior del cilindro influenciado por los parámetros geométricos y C_2 representa la turbulencia generada en el proceso de combustión.

Todos estos parámetros son ajustados y calculados, a partir de los datos de cada ensayo realizado con la RCEM, mediante código de Matlab.

Por último, otro de los indicadores de especial relevancia para el análisis de los resultados de este proyecto, como se ha mencionado anteriormente, es el FSR (*Flame Speed Ratio*), un parámetro que relaciona la velocidad de combustión laminar y turbulenta.

$$FSR = \frac{u_{CT}}{u_{CL}} \quad (4.17)$$

Para el cálculo de la velocidad de combustión laminar, se hace uso del modelo de Metghalchi-Keck, a partir de la expresión:

$$u_{CL} = u \left(\frac{T_{sq}}{T_0} \right) \left(\frac{p}{p_0} \right)^b \exp\left(\frac{-E_A}{2RT_q} \right) \quad (4.18)$$

Su aplicación es válida para cualquier rango de temperaturas y en casos donde existe llama premezclada o parcialmente premezclada y no adiabáticas. De esta correlación, la velocidad u , la energía de activación E_a y el exponente b están tabulados en función del dosado relativo con el que se trabaja. Por su parte, T_{sq} es la temperatura de la mezcla sin quemar, T_0 es la temperatura inicial, p es la presión en la cámara de combustión, P_0 es la presión inicial, E_A es la energía de activación y R la constante universal de los gases.

Por su parte, la velocidad de combustión turbulenta se estima con ayuda de datos obtenidos de los ensayos y procesados con código Matlab.

Partiendo de la hipótesis de que el frente de llama se propaga en forma esférica, es necesario averiguar, en primer lugar, el volumen de gases quemados en el ciclo de trabajo. Igualando este volumen al de una esfera, se obtiene el radio de propagación de la llama.

Así, para el cálculo del volumen de quemados, se parte de la ecuación de gases perfectos:

$$pV_q = mRT_q \rightarrow V_q = \frac{m_{quemados}RT_q}{p_{PM}} \quad (4.19)$$

A partir de estos cálculos y de la ecuación de volumen de una esfera:

$$V_q = \frac{3}{4}\pi R_q^3 \quad (4.20)$$

Se obtiene el valor del radio instantáneo, con el que finalmente calcular la velocidad de combustión turbulenta. Las ecuaciones implementadas en Matlab para ello consideran un valor mínimo del radio del frente de llama a partir del cual realizar los cálculos, pues de otra manera resultarían valores incoherentes. De esta manera:

$$u_{CT} = \frac{R_i - R_{i-1}}{t_i - t_{i-1}} \quad (4.21)$$

Mediante el FSR es posible conocer, en cierta medida, el comportamiento de la expansión del frente de llama durante la reacción de combustión. Consecuentemente, permite determinar su habilidad para someterse a una combustión controlada sin detonación y, con ello, averiguar la eficiencia del ciclo de trabajo.

4.3. CHEMKIN

En ocasiones, los resultados obtenidos de una campaña experimental no son suficientes para afirmar su validez. Por ello, durante un proceso de investigación normalmente se recurre a otro tipo de técnicas, sobre todo a *software* específico que permite simular el proceso llevado a cabo en un ensayo convencional. De esta manera, se pretende realizar un trabajo más eficiente a la vez que se consigue obtener un mayor conocimiento de los fenómenos observados en las pruebas realizadas. En especial, cuando se trata de una nueva situación o proceso.

En este caso, el proyecto se ha servido de CHEMKIN para estudiar la combustión anormal (*knocking*) que ha sucedido en algunos de los ensayos experimentales. Mediante este programa es posible resolver miles de combinaciones reactivas que pueden incluir múltiples especies químicas, rangos de concentración y temperaturas. En definitiva, solventa la cinética química de una mezcla aire y combustible

Para ello, se ha simulado con el modelo *IC_Engine*, clasificado como un tipo de reactor 0-D cerrado y se ha introducido una serie de variables a partir de las cuales el programa empieza a simular: duración de la simulación y presión y temperatura iniciales. Asimismo, es necesario indicar el perfil de volumen y las pérdidas de calor en arrastre obtenidas del procesado de Matlab de manera que se reproduzcan las condiciones con las que se ha trabajado en la

RCEM. También se le indica el combustible a emplear y las especies que lo componen en forma de fracción molar.

De esta manera, CHEMKIN calcula durante todo el proceso de la combustión las especies químicas generadas y desarrolla las curvas de presión y temperatura de los gases quemados.

Es interesante apuntar que el perfil de volumen obtenido del procesado es el correspondiente al volumen de la mezcla fresca, pues es en esta parte donde se genera el autoencendido. También se calcula la temperatura de los gases sin quemar, cuyo perfil se utiliza de referencia para interpretar las curvas resultantes.

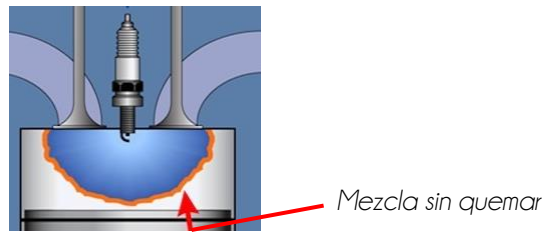


Figura [4.3.1]: Propagación llama
[Recuperado de 17]

Para calcular el volumen de la mezcla sin quemar, se parte de la expresión de un proceso reversible adiabático de gases perfectos:

$$pV_{sq}^{\gamma} = cte \quad (4.22)$$

Donde p es la presión en cámara de combustión, V_{sq} es el volumen de la mezcla fresca y γ es la relación entre c_p y c_v .

Teniendo en cuenta, además, la ecuación general de los gases perfectos:

$$p_{sq}V_{sq} = nRT_{sq} \quad (4.23)$$

Se obtiene la expresión que nos permite conocer el perfil del volumen de la mezcla sin quemar:

$$V_{j+1} = V_j \left(\frac{T_{sq,j}}{T_{sq,j+1}} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (4.24)$$

Siendo $T_{sq,j}$ la temperatura de la mezcla fresca en un instante determinado, $T_{sq,j+1}$ la temperatura de los gases sin quemar al instante siguiente, $V_{sq,j}$ el volumen en cámara de combustión en un instante y $V_{sq,j+1}$ el volumen en un tiempo posterior.

El perfil resultante de aplicar la ecuación anterior se introduce en CHEMKIN como dato para simular el proceso experimental. En esta simulación se emplea el modelo de Curran para iso-octano [41], consistente en 1034 especies y 4238 reacciones. De esta manera, una vez obtenido los resultados del simulador, se comparan con los obtenidos en los ensayos para poder confirmar o denegar las causas de comportamiento en el desarrollo de la combustión.

CAPÍTULO 5: RESULTADOS

CONTENIDOS

- 5.1. VARIABILIDAD EN ENSAYOS
 - 5.2. INFLUENCIA DE *SWIRL*
 - 5.3. INFLUENCIA DE DOSADO
 - 5.4. COMBUSTIÓN ANÓMALA: *KNOCKING*
-

Como se mencionó en el marco teórico, la combustión es un fenómeno cuya calidad es dependiente de varios parámetros, tanto geométricos como operativos. El diseño de la cámara de combustión, el movimiento del aire, la posición de las bujías, el régimen de giro, el dosado y el punto de encendido afectan directamente a los tiempos de combustión, la velocidad media de combustión, el gradiente de presión y la presión máxima.

Este capítulo analiza, para los ensayos escogidos como los más representativos, el comportamiento de la presión, la liberación de calor y la velocidad del frente de llama ante los parámetros geométricos y operativos establecidos. Concretamente, es de especial interés el análisis del movimiento de aire y del dosado, así como los posibles efectos indeseados que se puede desencadenar con ciertas condiciones de contorno.

En la siguiente tabla se resume las condiciones de trabajo que se estudian en el proyecto y se analiza en este capítulo.

| CARACTERÍSTICA | DESCRIPCIÓN |
|-----------------------|---------------------------------|
| FENÓMENO QUE ESTUDIAR | GDI (Gasoline Direct Injection) |
| COMBUSTIBLE | ISO-OCTANO |
| MEZCLA | HOMOGÉNEA |
| PISTÓN | CON <i>BOWL</i> |
| INYECTOR | MULTIORIFICIO |
| INYECTOR Y BUJÍA | DESCENTRADOS |

Tabla [5.1]: Características del proyecto

5.1. VARIABILIDAD EN ENSAYOS

Hay que destacar que, para cada uno de los ensayos llevados a cabo, se ha hecho varias repeticiones, de manera que los resultados obtenidos sean considerados representativos y coherentes, a partir de los cuales establecer conclusiones válidas. Consecuentemente, los datos indicados en las gráficas y tablas que componen este capítulo son una media de las repeticiones ensayadas. Esto es debido al hecho de que, al no disponer la máquina de un elemento mecánico (cigüeñal) y a las características de la combustión tipo MEP, existe una dispersión cíclica, tanto en la posición del pistón como en el desarrollo de la combustión cuando finaliza cada ensayo, que lleva a una variabilidad en diversos parámetros.

A modo representativo, en la Figura [5.1.1]: Variabilidad presión arrastres sin *swirl*, se puede observar el fenómeno de variabilidad comentado de uno de los puntos de funcionamiento realizado respecto a la presión en la cámara de combustión de un arrastre (ensayo sin combustión).

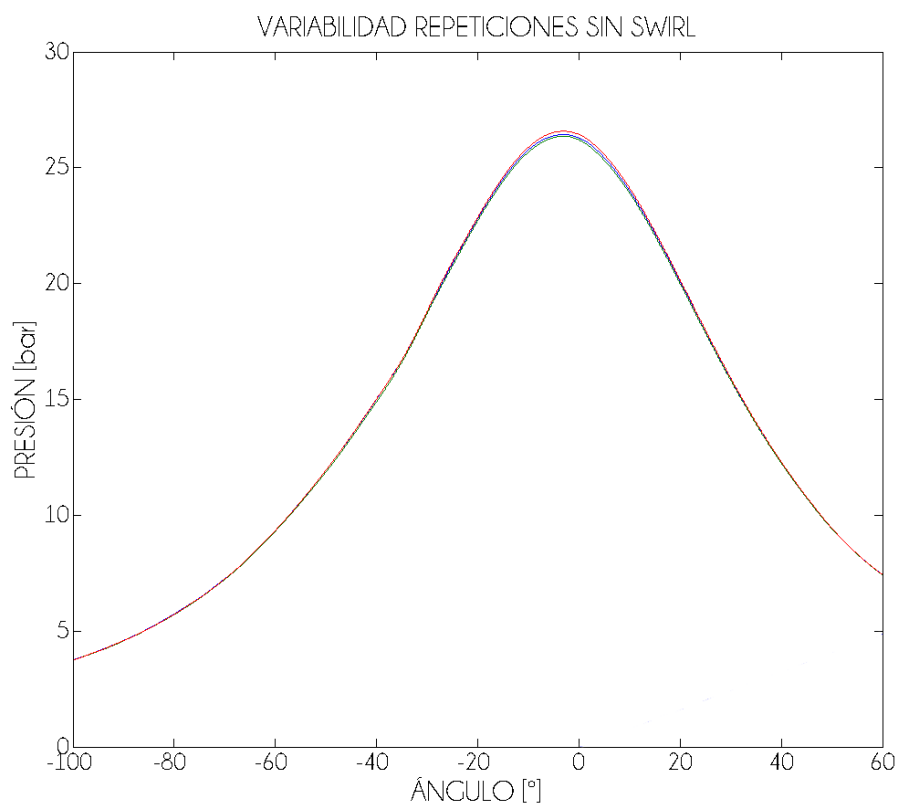
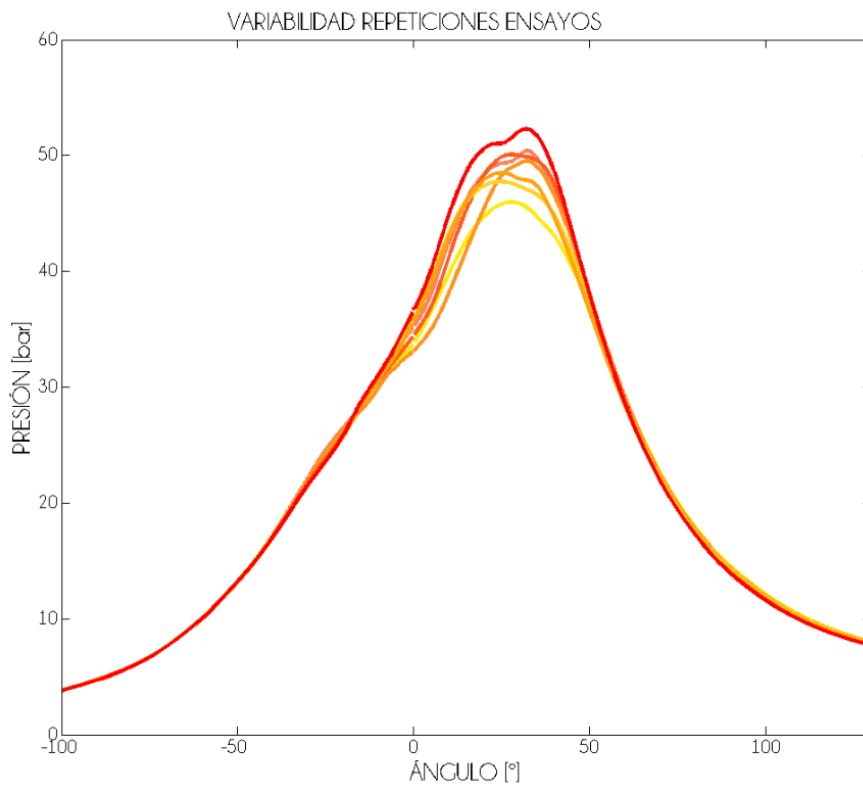
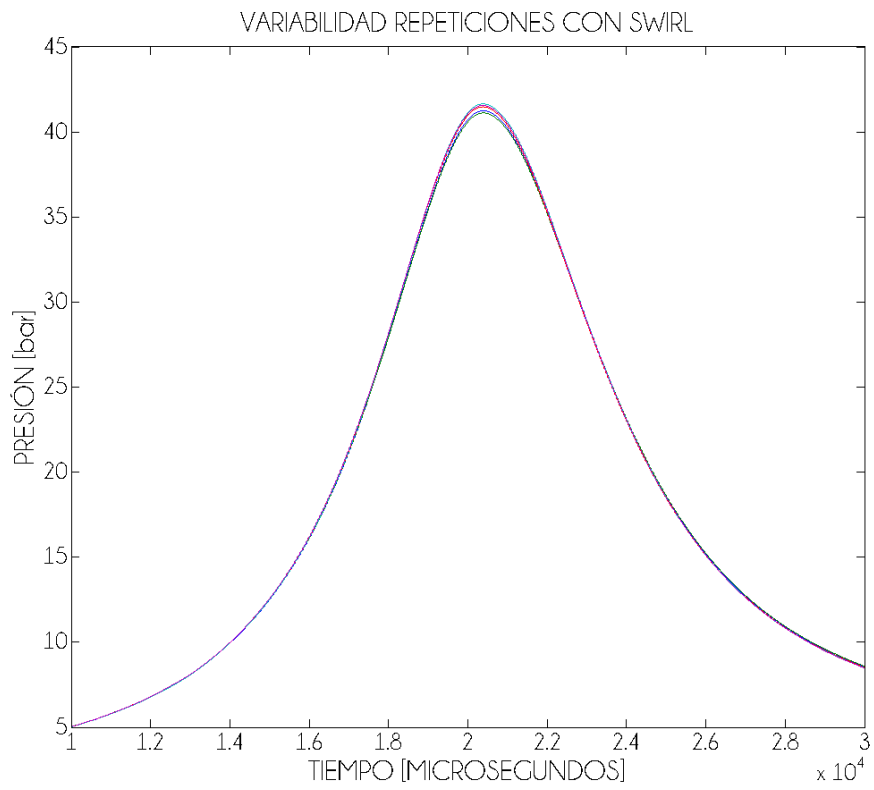


Figura [5.1.1]: Variabilidad presión arrastres sin *swirl*

Este fenómeno, como se aprecia en las figuras situadas a continuación, ocurre en todos los casos de estudio, es decir, arrastres con *swirl* y ensayos con combustión, aunque de forma menos acusada en los arrastres. En este caso, la variabilidad se asocia principalmente a la inexistencia de un cigüeñal que fije la posición del pistón en todo momento



Una estimación de la variación que se produce en los ensayos se puede calcular a partir del coeficiente de variación:

$$C.V. = \frac{\sigma}{\bar{x}} \quad (5.1)$$

Siendo σ la desviación estándar y \bar{x} la media de los resultados.

Así, respecto a la presión de pico de los ensayos con combustión representados en la figura anterior, se da una variación de un 5% en los 10 ensayos realizados a dosado estequiométrico.

5.2. INFLUENCIA DE SWIRL

Para un mayor entendimiento de los efectos sobre la combustión de las diferentes variables, la técnica utilizada es fijar unas determinadas condiciones, que igualmente pueden afectar o no al desarrollo de ésta, y variar únicamente aquel parámetro que se quiere estudiar. En este caso, el movimiento del aire es la variable, en forma de presión. En la siguiente tabla se resume los datos impuestos a la máquina:

| ENSAYO | P _{ADMISIÓN} (bar) | TEMPERATURA (°C) | P _{DRIVING} GAS (bar) | DOSADO | SWIRL | | P _{swirl} (bar) | CARRERA (mm) |
|--------|--------------------------------|---------------------|--------------------------------------|--------|-------|--|-----------------------------|-----------------|
| 1 | 1.5 | 90 | 22 | 1 | No | | 0 | 120 |
| 2 | 1.5 | 90 | 22 | 1 | Sí | | 25 | 120 |

Tabla [5.2]: Ensayos con y sin swirl

El ensayo caracterizado como 1 corresponde con un ensayo convencional de encendido provocado con bujía, en el que el movimiento del aire es originado únicamente por la geometría del *bow*, movimiento conocido como *squish*. Para ello, es necesario garantizar una mezcla homogénea antes del encendido, por lo que la inyección de combustible se realiza al inicio del ensayo. Segundos después y conforme el pistón llega a su punto muerto superior, de desarrolla las carreras de compresión lenta, compresión rápida y expansión.

Los resultados derivados de este ensayo son importantes como referencia para los nuevos, en los que se estudia la modificación de otras variables.

Por su parte, el segundo ensayo indicado en la tabla corresponde con un ensayo en el que, siguiendo la misma rutina que el anterior, se añade el movimiento tipo *swirl*. De esta manera, se puede analizar la interacción del movimiento de *squish*, del mismo orden que el anterior, con el de *swirl*.

Cabe destacar que la presión de *swirl* determinada para estudiar el comportamiento de este movimiento en el desarrollo de la combustión ha sido precisada realizando otros ensayos adicionales en los que se establece su punto óptimo, a partir del cual concluir su dimensión.

Teniendo en cuenta que la máquina trabaja en función de la posición del pistón y presiones asignadas, en este estudio complementario se llega a un compromiso entre estos dos parámetros. Se observa que, para posiciones tardías, cerca del punto muerto superior, la variación de la presión de *swirl* no tiene ningún efecto. Por su parte, la introducción de *swirl* en posiciones tempranas impide que el efecto de este movimiento persista. Por tanto, finalmente se establece una posición de 20 mm, antes del comienzo de la compresión rápida (determinada en 29 mm) y una presión de 25 bar.

En la Figura [5.2.1]: Presión con y sin *swirl*, se puede observar el desarrollo de la combustión desde el punto de vista de la presión.

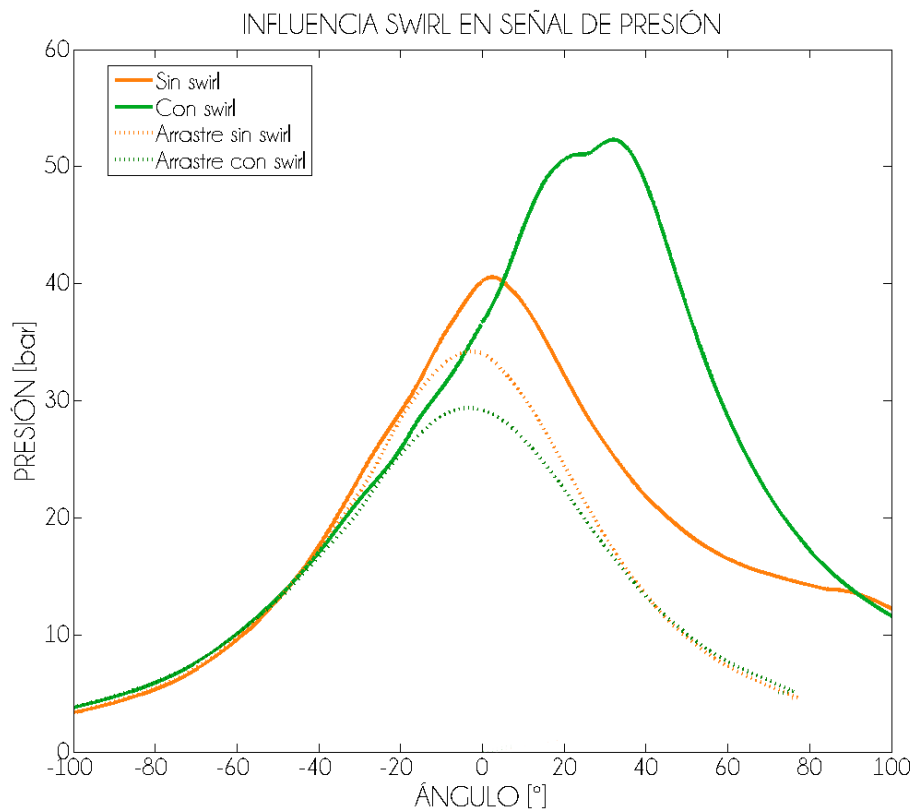


Figura [5.2.1]: Presión con y sin *swirl*

En la figura se aprecia cuatro curvas, de las cuales, las punteadas hacen referencia a arrastres. A partir del estudio de estas últimas se puede interpretar mejor el análisis de la calidad de combustión de los ensayos convencionales. La divergencia entre los picos de presión que se establecen entre la verde y la naranja es la introducción o no de movimiento tipo *swirl*. La cantidad de aire que se introduce en la cámara de combustión en cada caso conduce a una diferencia de presión al final de la carrera de compresión. En caso de que se favorezca el

movimiento de aire con *swirl*, se incluye una cantidad adicional del mismo y con ello, una dosis superior de mezcla que, al comprimir, se traduce en una mayor presión alcanzada, comparando con el caso de no existir este tipo de movimiento.

De las curvas continuas, la naranja corresponde con un ensayo en el que no se ha activado *swirl* que, al compararla con un arrastre, se observa una diferencia del orden de 7 bar en el pico de presión. En cuanto a la curva verde, ésta emula un ensayo con *swirl*. En ella se evalúa, además, la interacción con el movimiento tipo *squish*.

Analizando las curvas descritas, se observa dos fenómenos. Por una parte, la interacción del movimiento de *swirl* con el de *squish* permite alcanzar mayores picos de presión, debido principalmente a la facilidad por parte de la turbulencia de persistir hasta el final de la carrera de compresión. Esto contribuye a una mayor calidad de la mezcla de aire y combustible y mayores velocidades y con ello, a una buena combustión de ésta.

Por otra parte, se percibe que cuando no existe *swirl* parte de la combustión tiene lugar en la fase de expansión, pues éste afecta a la velocidad de propagación. Este fenómeno es poco apropiado para conseguir altos rendimientos y considerar a la combustión como válida.

La ley de liberación de calor también facilita la comprensión de la influencia de este tipo de movimiento en la mejora de la combustión, como se observa en la siguiente gráfica.

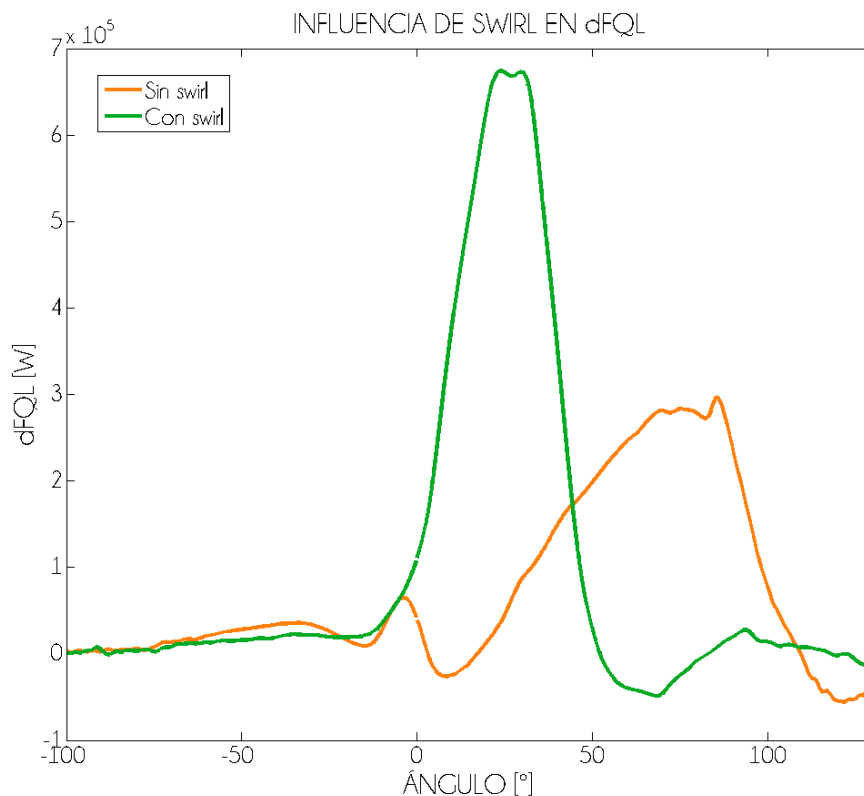


Figura [5.2.2]: dFQL con y sin swirl

Para su interpretación, ésta se puede dividir en tres secciones, fundamentalmente. En la primera, relativa a la primera parte de la carrera de compresión, se aprecia una liberación de calor prácticamente nula. Es cuando salta la chispa, alrededor de 35° antes del punto muerto superior cuando se distingue un cambio de pendiente, una liberación de calor de igual magnitud tanto en el caso con y sin *swirl*. Después del PMS (tercera fase), la liberación de calor óptima está únicamente garantizada si se introduce movimiento *swirl*. En el caso sin *swirl*, la mayoría del calor liberado se produce mucho más lentamente y retrasado a la fase de expansión.

De la Figura [5.2.2]: dFQL con y sin *swirl* se concluye, por tanto, que, efectivamente, con la ayuda del *swirl* es posible obtener mayor liberación de calor. Esto se traduce en mayor energía liberada y aumento de la potencia efectiva: Siendo en todos los casos una mezcla homogénea, el movimiento de *swirl* mejora la turbulencia generada durante la carrera de compresión, lo que se traduce en mayores velocidades de propagación de la llama.

Para completar la información obtenida hasta ahora y en relación con la ley de liberación de calor, es interesante averiguar también cuál es la energía acumulada durante el ciclo de trabajo de la máquina. En la figura que se sitúa bajo estas líneas, se observa, al igual que en la energía liberada una primera etapa donde coinciden ambas curvas, con y sin *swirl*, por no haber combustión. Es en el momento del encendido cuando se aprecian grandes diferencias. En el caso de haber movimiento de *swirl* y *squish*, la curva de la energía acumulada sigue una tendencia creciente hasta el final del proceso. No obstante, si sólo existe movimiento de *squish*, no se observa una gran actividad hasta un punto, mucho más lejano que en el caso con *swirl*, alrededor de 35° en el que existe una subida de este parámetro, debido fundamentalmente al autoencendido por falta de turbulencia y bajas velocidades.

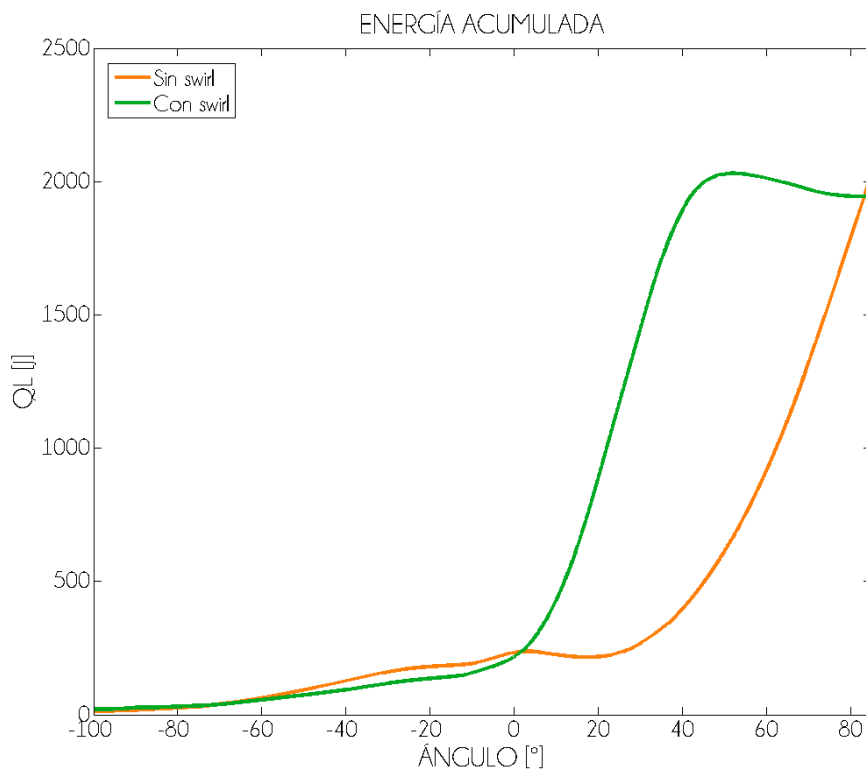


Figura [5.2.3]: QL con y sin *swirl*

Para comprobar, finalmente, el beneficio de introducir *swirl* en el desarrollo de la combustión y obtener un mayor conocimiento sobre los fenómenos descritos, se analiza el FSR (Flame Speed Ratio), un indicador con el que estudiar el comportamiento de la velocidad de combustión.

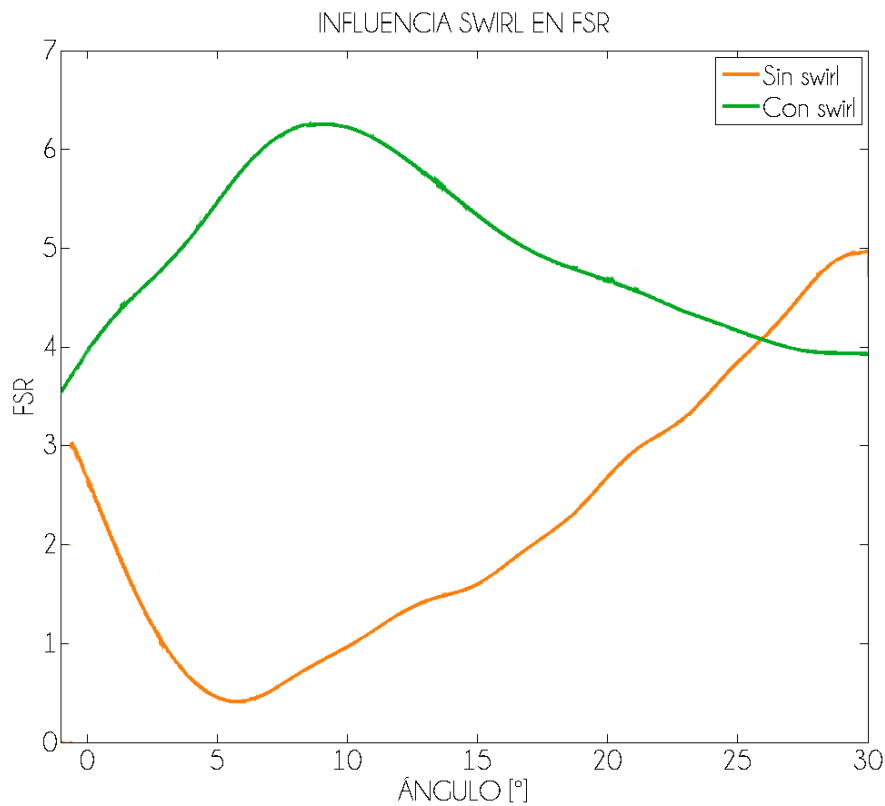


Figura [5.2.4]: FSR con y sin *swirl*

En la gráfica Figura [5.2.4]: FSR con y sin *swirl*, se aprecia notablemente las mejoras establecidas con este movimiento. Se observa un claro descenso de FSR en la parte final de la compresión, en el caso *sin swirl*, antes del punto muerto superior, razón por la cual no se dispone de las características apropiadas para que se produzca la combustión al final de la carrera de compresión, siendo mayor la actividad en la parte de la expansión.

Esto es debido a que, cuando comienza la carrera de expansión en los ensayos *sin swirl*, al no existir turbulencia, la temperatura en la cámara de combustión baja, hasta un punto (alrededor de 7° después del PMS) en el que, debido a las condiciones de la mezcla, se produce el autoencendido de la misma. En el caso con *swirl*, al existir turbulencia en esta parte de la carrera, se sigue liberando una gran cantidad de energía debido a que la velocidad de propagación y la temperatura de la mezcla son elevadas, en comparación con el otro caso.

La tendencia de los diferentes ensayos realizados confirma la mejora en términos de energía y rendimiento que se desprende de la introducción de *swirl* en el desarrollo de la combustión. Por ello, en los pasos siguientes de la investigación se fija este parámetro como condición de operación y se procede a estudiar la influencia de dosado.

5.3. INFLUENCIA DE DOSADO

Tras concluir el favorable efecto del movimiento de *swirl* en la combustión, se procede a analizar el comportamiento ante diferentes relaciones de cantidad de combustible respecto de aire. En este caso, las condiciones impuestas en los diferentes ensayos se resumen en la siguiente tabla.

| ENSAYO | P _{ADMISIÓN} (bar) | TEMPERATURA (°C) | DOSADO | P _{DRIVING} GAS (bar) | M _{COMBUSTIBLE} (mg) | RC | VELOCIDAD (RPM) |
|--------|--------------------------------|---------------------|--------|--------------------------------------|----------------------------------|------|--------------------|
| 1 | 1.5 | 90 | 0.7 | 22 | 46 | 9.4 | 1430 |
| 2 | 1.5 | 90 | 0.8 | 22 | 53 | 10.0 | 1440 |
| 3 | 1.5 | 90 | 0.9 | 22 | 62 | 10.2 | 1427 |
| 4 | 1.5 | 90 | 1 | 22 | 66 | 10.2 | 1420 |
| 5 | 1.5 | 90 | 1.1 | 22 | 73 | 9.90 | 1450 |

Tabla [5.3]: Barrido de dosados

Teóricamente, desde el punto de vista de la presión, un mayor pico de presión se traduce en una mejor calidad de la combustión, pues permite quemar mayor cantidad de mezcla. Ello se traduce en mayores temperaturas alcanzadas, menor residuales y mayor energía liberada.

Para que este fenómeno tenga lugar, es importante conseguir las condiciones de dosado óptimas. En la Figura [5.3.1]: Barrido de dosados - señal de presión se muestran los resultados obtenidos de todos los ensayos expuestos en la tabla situada al inicio del apartado.

Cabe destacar que las gráficas con las que se trabaja en este capítulo han pasado por un proceso de filtrado, de manera que la curva de presión tiene una forma continua en todo el rango de estudio. Por tanto, es necesario observar con detalle cómo se desarrolla ésta en su pico, pues, además del valor de la presión en esta posición, es importante averiguar si se trata de una combustión normal o anormal.

Tomando como referencia la curva obtenida de un arrastre, esto es, un ensayo donde no ha ocurrido la combustión, se concluye varios aspectos. En primer lugar, se observa que existen límites de operación dentro de los cuales es posible que se establezca la llama y tenga lugar la combustión. Para las condiciones ensayadas, el límite pobre se sitúa en dosado 0.7. Experimentalmente, esto es así porque no existe prácticamente diferencia en presión entre la curva de arrastre y la del ensayo realizado a dosado 0.7. Desde un punto de vista teórico, esto es debido a la concentración de aire, que en el caso de dosado 0.7, es inferior a la

mínima que garantiza el desarrollo de la combustión. Dicho de otra manera, no hay suficiente masa de combustible respecto a la masa de aire para obtener una propagación de la combustión. En cuanto a los límites superiores, debido a que los ensayos realizados a dosado 1.1 llevan a una combustión anómala que desemboca en *knocking*, por motivos de seguridad y evitar el daño de la máquina, se ha establecido en este dosado el valor superior del umbral de operación.

Por otra parte, se aprecia que, dentro del rango de encendido, existe una relación directa entre el dosado y el pico de presión máxima alcanzado, siendo los dosados mayores los que mayor combustión generan. Entendiendo el dosado como la relación entre la masa de combustible y la de aire introducidas, esto ocurre porque una mayor cantidad de combustible se traduce en mayores dosados y con ello, mayor mezcla a quemar.

Otra razón a tal efecto es la posibilidad de que se produzca autoencendido: Cuando más alto es el dosado con el que se trabaja, más tendencia al autoencendido existe, sobre todo cuando se trabaja a bajas revoluciones. De esta manera, como el autoencendido es más rápido, la presión también sufre una brusca subida con menos pérdidas por expansión y transmisión de calor, siendo el pico más alto. Este fenómeno se estudiará más detalladamente en el apartado siguiente.

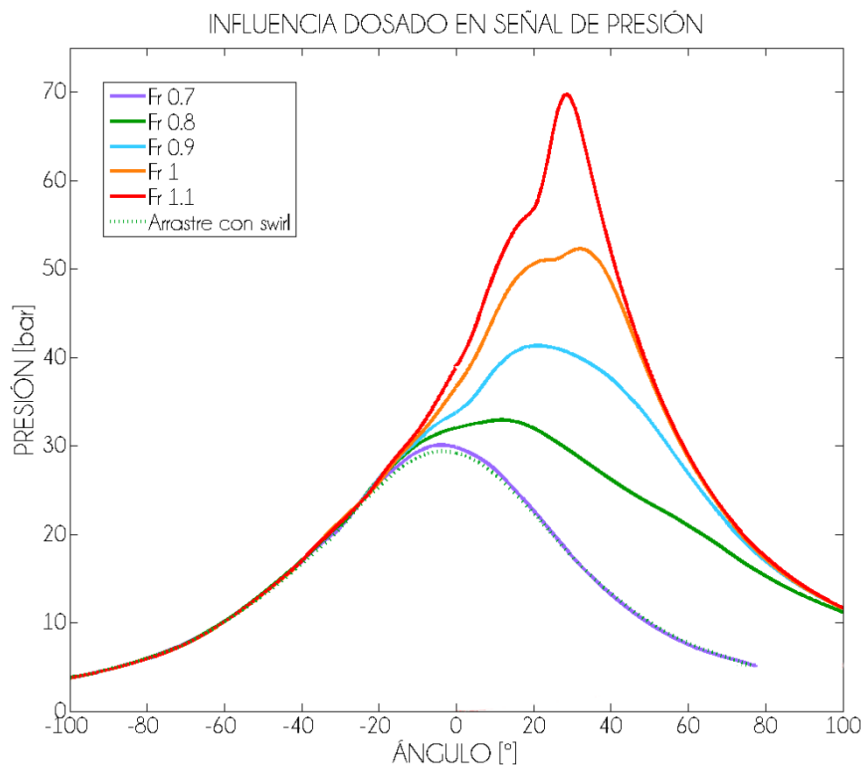


Figura [5.3.1]: Barrido de dosados – señal presión

Un apoyo a las hipótesis lanzadas anteriormente lo supone la ley de liberación de calor. Tal y como se expuso en forma de ecuaciones en el capítulo anterior, la liberación de calor está

íntimamente relacionada con la presión alcanzada, así como la temperatura y las condiciones geométricas del ensayo.

De los resultados obtenidos se concluye que, equivalentemente a lo ocurrido en la presión, si las condiciones se sitúan dentro de los límites de operación, un mayor dosado equivale a una mayor liberación de calor. Por contra, fuera de este rango, esto es, para dosados 0.7 y 1.1, la liberación de calor es prácticamente nula. En la siguiente figura se puede observar los fenómenos descritos.

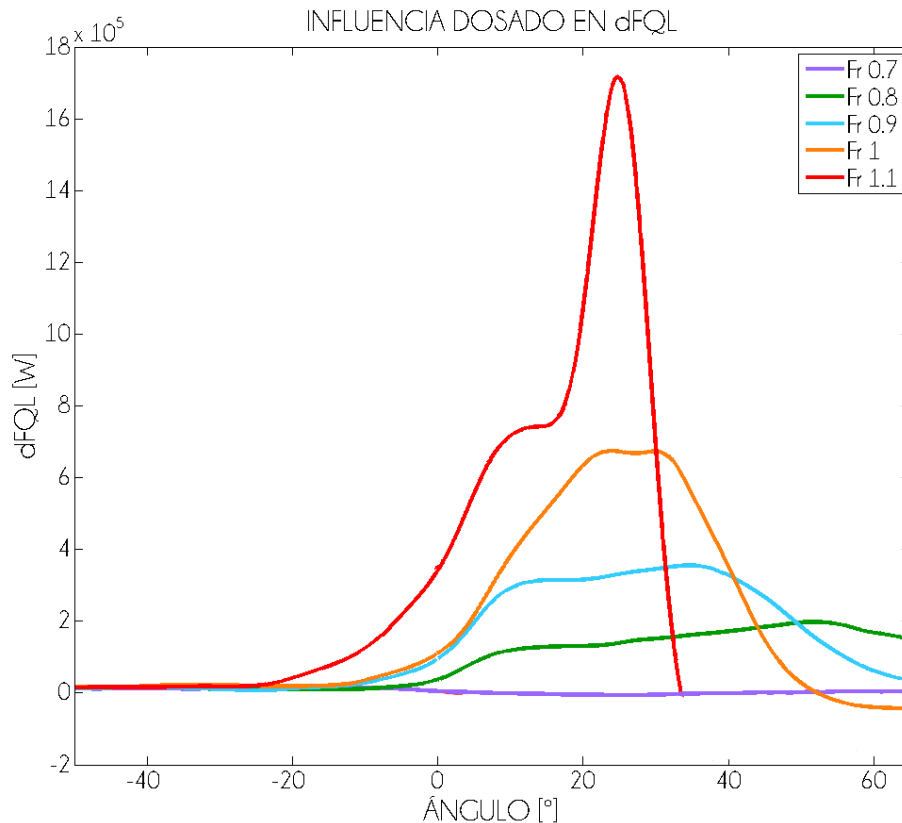


Figura [5.3.2]: Barrido de dosados - señal dFQL

Con todo esto, se puede afirmar la especial relevancia que comprende el ajuste de los parámetros de manera que se consigan las condiciones óptimas para que se establezca la llama, independientemente de la calidad de la combustión. Una vez se ha iniciado el proceso, el siguiente paso es conseguir que éste sea óptimo, de manera que se consigan grandes rendimientos a todos los niveles (potencia y consumo, principalmente). Se ha observado la gran influencia que tiene sobre ambos aspectos el movimiento del aire y el dosado, siendo beneficioso una entrada de aire con *swirl* y un dosado en torno al estequiométrico, para conseguir las mejores prestaciones con las condiciones geométricas y de funcionamiento establecidas.

5.4. COMBUSTIÓN ANÓMALA: *KNOCKING*

Como se mencionó en el capítulo anterior, la señal de presión adquirida por la Yoko se somete a un filtrado para una mejor comparación de los diferentes ensayos realizados. Además de esta señal filtrada de la presión, es conveniente observar la señal sin filtrar, pues puede enmascarar fenómenos indeseados como el *knocking* o picado.

Ante ciertas condiciones, la mezcla de aire y combustible fresca incrementa su temperatura abruptamente, antes de ser alcanzada por la llama procedente de la bujía, iniciando un frente de llama adicional al originado por ésta. Estos frentes de llama chocan entre sí creando una fuerte onda expansiva que incrementa violentamente la presión en la cámara de combustión.

Las consecuencias más dramáticas que se derivan de este fenómeno incluyen el daño físico a los elementos que rodean la cámara de combustión, en este caso, pistón y culata.

Experimentalmente, este suceso se observa en la señal de presión, la cual adquiere una forma característica y una especie de rizado en la parte superior de la misma.

Para el diagnóstico de la combustión en el caso de ocurrir picado, el filtrado de la señal es diferente. En este caso, se aplica un filtro paso banda entre 4 y 20 kHz y se utiliza la técnica MAPO (Maximum Amplitude of Pressure Oscillations) para obtener un orden de magnitud de las oscilaciones generadas. Para ello, en Matlab se especifica la frecuencia de adquisición de datos y los límites de frecuencia:

```
Fs=1/Dt;
```

```
Fstop1 = 100;
Fpass1 = 4000;
Fpass2 = 20000;
Fstop2 = 30000;
Dstop1 = 0.001;
Dpass = 0.1
Dstop2 = 0.001;
dens = 20;
```

A continuación, se calcula el orden del filtro y la amplitud y límites de banda aproximados utilizando la función de Matlab *firpmord*:

```
[N, Fo, Ao, W] = firpmord([Fstop1 Fpass1 Fpass2 Fstop2]/(Fs/2), [0 1... 0], [Dstop1 Dpass
Dstop2])
```

Finalmente, a partir de la función de Matlab *firpm* se optimiza el diseño del filtro:

```
b = firpm(N, Fo, Ao, W, (dens));
Hd = dfilt.dffir(b);
P_Kno= filtfilt(Hd.numerator,1,Pprev);
```

Así, se obtiene el MAPO:

$$\text{MAPO}(kk)=\max(\text{abs}(P_Kno));$$

De esta manera, se considera que el ensayo ha tenido *knocking* cuando la amplitud de la señal filtrada está sobre un umbral predefinido, en este caso, cuando la diferencia supera 0.5 bar.

En la siguiente imagen se representa los resultados de la aplicación de la técnica MAPO a los ensayos en los que se observaba una combustión anormal.

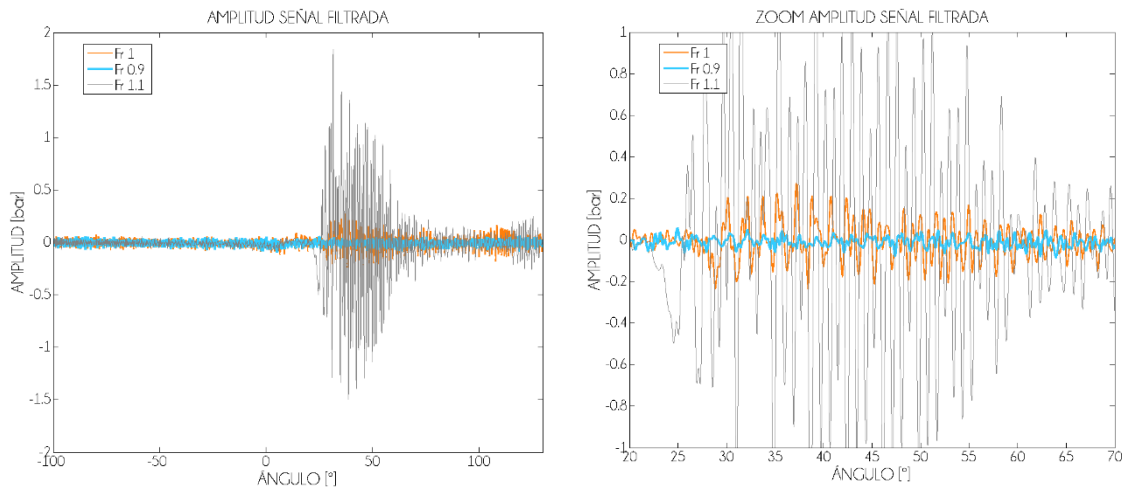


Figura [5.4.1]: Amplitud presión en knocking

Tal y como se aprecia en las figuras situadas sobre estas líneas y de acuerdo con el umbral límite establecido, con dosado 0.9 se distingue un cierto rizado, pero no perjudicial, al situarse su diferencia de presión en el rango admitido. Sin embargo, con dosado 1.1, la amplitud generada en la presión sobrepasa el rango de filtrado, siendo no tolerable su magnitud. La señal de presión que se deriva de esto se representa a continuación:

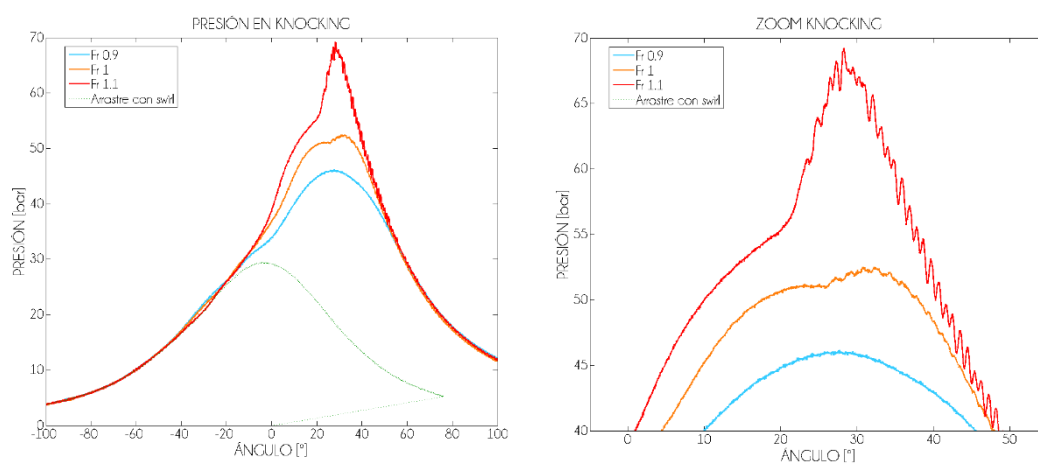


Figura [5.4.2]: Presión bruta ensayos con knocking

En el estudio de picado, se ha recurrido a CHEMKIN para simular el ensayo a dosado 1.1. y confirmar que, efectivamente, el cambio de pendiente originado en el pico de la curva de presión es debido a autoencendido y no a otro tipo de fenómenos.

El programa trabaja fundamentalmente desde un punto de vista químico. Así, durante la simulación calcula las especies químicas que se deberían originar según las condiciones iniciales impuestas y genera las curvas de presión y temperatura.

Los resultados de la simulación se observan en las siguientes gráficas:

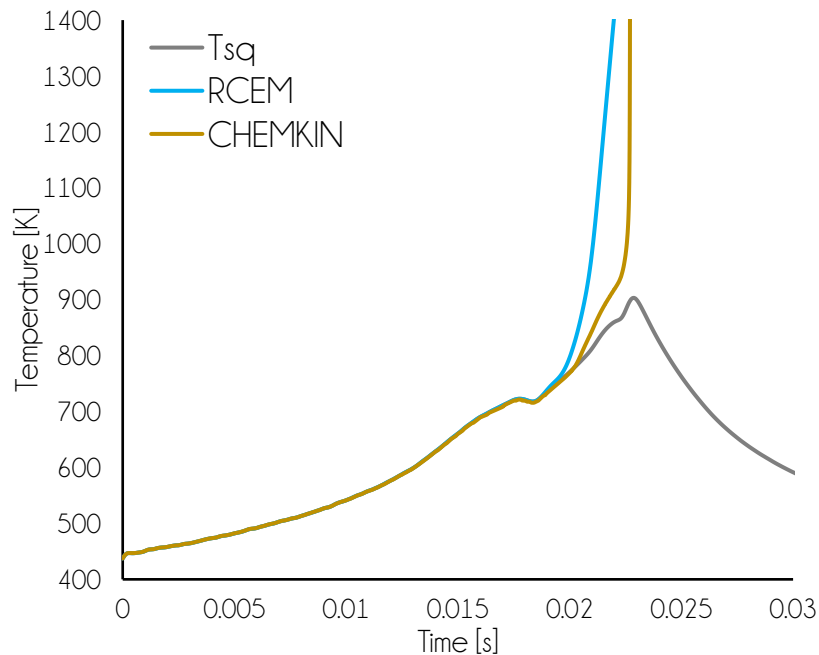


Figura [5.4.3]: Temperatura knocking

En esta figura se observan tres curvas, la de color gris hace referencia a la evolución de la temperatura de los gases sin quemar, la de color azul es la resultante de un ensayo en la máquina, mientras que la dorada es la obtenida de la simulación con CHEMKIN. En la evolución de estas tres curvas se observa dos partes fundamentales. Una primera donde las tres curvas coinciden, es decir, la combustión es normal. Sin embargo, a un tiempo determinado, alrededor de 18 ms, se aprecia la separación brusca de las curvas experimental y simulada respecto la de la mezcla fresca. Este punto corresponde con el autoencendido de la misma. La diferencia que se establece entre la curva azul y la dorada es debido a que el modelo que simula CHEMKIN subestima en un pequeño rango el avance de la combustión siendo las condiciones termodinámicas menos reactivas que en la parte experimental. Es decir, el iso-octano es más propenso a autoencender en los ensayos.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos en la curva de presión. En la figura [5.4.4]: Presión knocking, se distingue, como en el caso anterior las dos curvas resultantes de los ensayos experimental y simulado. En una primera etapa, ambas curvas coinciden hasta un punto, alrededor de 18 ms en el que se observa un cambio brusco de presión. De nuevo, esto indica la existencia de picado por las condiciones que se han establecido en la cámara de combustión.

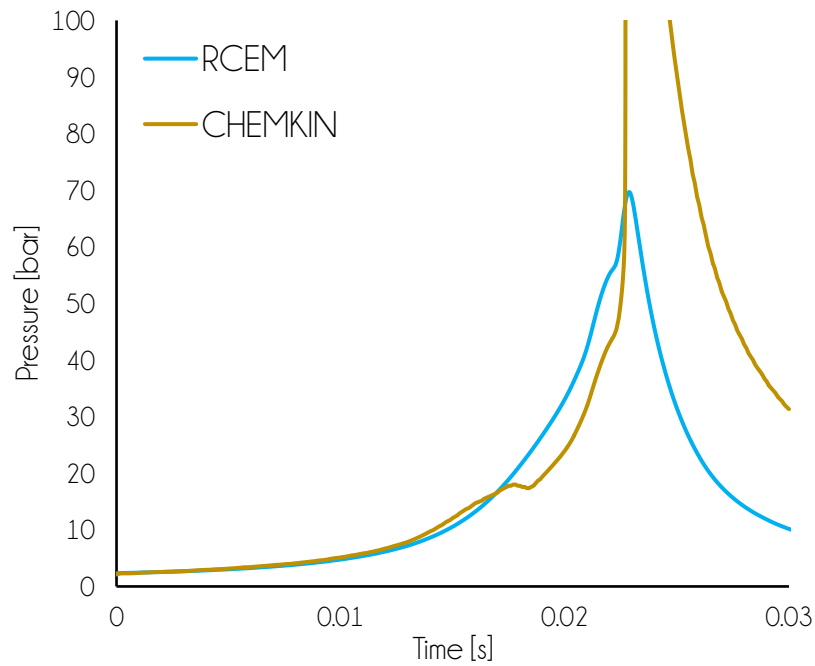


Figura [5.4.4]: Presión knocking

Una de las diferencias fundamentales que se establece entre la simulación y los ensayos reales es que CHEMKIN asume que toda la mezcla se autoenciende en el instante donde se produce el ascenso brusco de la presión, mientras que en la realidad parte se ha quemado en el frente de llama convencional.

Los motivos que pueden causar este acontecimiento pueden estar relacionados o bien con el estado de la bujía, las bajas velocidades que se alcanzan durante el desarrollo de la combustión o la excesiva cantidad de combustible que se maneja en el ciclo de trabajo, que no corresponde con el resto de las variables establecidas.

CAPÍTULO 6: CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

Lejos de la perspectiva de crear nuevas formas de conducción con automóviles aéreos o que disponen de piloto automático, temas de los que ya existen investigaciones avanzadas, la realidad más cercana y en la que este proyecto se ha centrado es en la mejora de los motores de combustión interna.

Investigaciones actuales y nuevos productos en el mercado muestran una tendencia hacia el uso de nuevos combustibles, como el hidrógeno o el gas natural, y hacia nuevos tipos de vehículos, como los híbridos y los eléctricos. No obstante, son técnicas poco maduras, aplicables a largo plazo por falta de infraestructuras, por resultar caras y, en algunos casos, por tener una autonomía o rendimiento bajo en comparación con la tecnología convencional.

Es por ello por lo que los motores de combustión interna van a seguir jugando un papel importante a corto-medio plazo, con lo que muchas investigaciones actuales apuestan por mejorar las prestaciones de este tipo de motores para, sobre todo, conseguir reducir emisiones contaminantes y la cantidad de combustible empleada.

Dentro de los motores de combustión interna, este proyecto se centra en la mejora de los motores de encendido provocado que trabajan con gasolina. Para ello, se hace uso de la máquina de compresión y expansión rápida, la cual posibilita el estudio del desarrollo de la combustión en un ambiente de trabajo limpio y controlado y con una mezcla homogénea de aire e iso-octano.

Uno de los parámetros que adquiere especial relevancia en este proyecto es el movimiento de aire. Los motores convencionales de gasolina introducen un movimiento tipo *tumble*, el cual permite obtener altos valores de turbulencia que se traducen en buenas velocidades de propagación del frente de llama, manifestado en altos valores del indicador FSR. No obstante, no se consiguen buenos rendimientos volumétricos y si se trabaja con inyección directa, las emisiones contaminantes son elevadas, sobre todo en partículas de hollín.

¿Qué pasaría si se utiliza otro tipo de movimiento de aire como generador de turbulencia trabajando como un CDI? En este TFC se ha analizado las consecuencias de aplicar un movimiento tipo *swirl* combinado con uno tipo *squish*, éste último generado por la geometría del pistón de la máquina. También se ensaya con la aplicación únicamente de movimiento *squish*.

Con esta premisa y para completar el análisis del comportamiento ante esta situación, se lleva a cabo un barrido de dosados realizando ensayos a diferente relación aire-combustible.

Analizando los datos de presión, energía liberada y FSR de la campaña experimental se concluye:

- Ensayos con únicamente movimiento *squish* conducen a una reducida energía liberada, bajas velocidades de propagación del frente de llama y pequeñas presiones alcanzadas. Además, estas condiciones llevan a un autoencendido de la mezcla que, aunque sea de pequeñas dimensiones, encamina el desarrollo de la combustión a la carrera de expansión.

- Se observa una determinante mejora con la combinación de movimiento *swirl* y *squish* en la combustión. Esto es debido a que la turbulencia generada es suficiente y persiste durante todo el proceso de combustión y con ello, las temperaturas y presiones alcanzadas llegan a su máximo alrededor del punto muerto superior. Esto se traduce en una mayor energía liberada y mayores velocidades de propagación.

Con este escenario, los ensayos posteriores se toman fijando el movimiento de *swirl* a un valor en forma de presión y posición del pistón especificada. Por tanto, variando únicamente la relación aire-combustible se obtiene:

- Los límites de operación dentro de los cuales es posible que la combustión se propague. El límite inferior se fija en 0.7. En cuanto al límite superior, debido a la existencia de combustión anómala a dosado 1.1, se fija en éste el umbral superior.
- Mayores relaciones de aire y combustible llevan a una mayor energía liberada, presiones y velocidades de propagación alcanzadas. Esto es ocasionado por la inyección de una cantidad de combustible superior y/o por la mayor facilidad de producirse un autoencendido que aumenta bruscamente el pico de presión.
- Existencia de combustión anómala en dosados próximos al estequiométrico, siendo inviable dosados superiores a 1.1 por peligro de dañar la integridad física de la instalación. Esto limita la relación de compresión y la velocidad de rotación.

Para comprobar que, efectivamente, el aumento brusco de presión a dosado 1.1 es debido a autoencendido, se recurre al simulador CHEMKIN:

- En las curvas obtenidas se observa, en un punto determinado, una subida brusca de presión y temperatura. Ambas siguen una forma similar, siendo la de CHEMKIN inferior por subestimar la evolución de la combustión.

Ante esta situación y siguiendo con la configuración actual del proyecto, es decir, inyección directa de iso-octano y los parámetros operativos definidos para este estudio varias son las ramas para continuar con la investigación GDI:

- Elegir un cambio en la geometría de la cámara de combustión. Esto es, en vez de disponer un pistón con *bowl*, cambiar éste por un pistón completamente plano, de manera que se evita el movimiento de *squish*, estudiando únicamente el de *swirl*. [21]
- También existe la opción de cambiar el tipo de movimiento de aire en el cilindro, añadiéndole *tumble* a través de un conducto localizado en la culata. De esta manera, se favorecería la intensidad de la turbulencia en las proximidades de la bujía y ayudaría a la propagación de la llama por convección. No obstante, inclinarse hacia esta disposición requeriría previamente realizar un estudio CFD con el que analizar si existe alguna mejora al respecto, ya que esta opción equivale a realizar cambios geométricos en la configuración de la máquina. [18]
- Cambiar parámetros operativos como aumentar la presión del *driving gas* o el uso de EGR para solucionar problemas relacionados con la velocidad de rotación y la generación de picado a dosados cercanos al estequiométrico. [20]

Existen otras vertientes de estudio con las que poder conseguir estabilidad y eficiencia en la combustión, así como cumplir con los requerimientos en términos de emisiones y consumo:

- Con un estudio de la combustión por autoencendido, en vez del uso de bujía, como se ha realizado en este proyecto. Esto es, modos de trabajo tipo HCCI [17] o GCI. [19]
- Emplear el llamado *turbulent jet ignition*, ya aplicado en el mundo de la fórmula uno. Reemplazo de la bujía por una pre-cámara, siendo su geometría la variable más interesante, además de otros parámetros ya mencionados como el diseño de la cámara principal o el proceso de inyección. La literatura confirma que este método proporciona una alta velocidad de combustión, al generarse frentes de encendido múltiples y distribuidos y con una variabilidad mínima en la combustión. Además, al trabajar con temperaturas inferiores, se reducen las emisiones contaminantes y al poder trabajar con mezclas diluidas, se reduce la cantidad de combustible a emplear, comparando con los motores convencionales. [11]

En cualquier caso, lo llamativo es que no existe una única vía para obtener unos resultados concretos, ni cada una de esas vías es independiente al resto. Todos los resultados obtenidos son de ayuda para prosperar hacia la misma dirección, hacia motores menos contaminantes y más eficientes a todos los niveles.

Ya empieza a ser real la materialización de todas las hipótesis en cuerpos útiles. Un ejemplo de ello es el nuevo motor que ha implementado *Mazda*, llamado *SkyActiv X*, el cual debutará en 2019 y cuyo principio básico es la combinación de los modos de funcionamiento de motores diésel y gasolina, es decir, el combustible empleado es la gasolina, pero la combustión es por compresión, como desempeña un motor diésel [29]. Es momento de seguir invirtiendo en tiempo e investigación para mejorar lo que ahora se está poniendo en práctica.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Payri, F. y Desantes, J.M., *Motores de Combustión Interna Alternativos*, Editorial: Universidad Politécnica de Valencia
- [2] Heywood, J.B., (1989), *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Editorial: McGraw-Hill
- [3] Fygueroa, S.J. y Araque, J.O., *El proceso de combustión en motores de combustión interna*, Editorial: Universidad de los Andes.
- [4] Gimeno, J., *Estudio de la inyección diésel mediante la medida del flujo de cantidad de movimiento del chorro*, Editorial: Reverté
- [5] Álvarez Flórez, J.A., *Motores alternativos de combustión interna*, Editorial: Edicions UPC
- [6] Van Basshuysen, R., Schäfer, F., *Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems and Perspectives*, Editorial: SAE International
- [7] Reif, K., *Gasoline Engine Management*, Springer 2015
- [8] Avinash, A. (2014), *Internal Combustion Engines: Progress and Prospects*, Rev Renewable and Sustainable Energy Reviews, 38, 561-571
- [9] Kalghatgi, G.T. (2015), *Developments in internal combustion engines and implications for combustion science and future transport fuels*, Rev proceedings of the Combustion Institute, 35, 101-115
- [10] Mora, D.O., Mantilla, J.M., (2017), *Study of the process of combustion in a high swirl engine using computational fluid dynamics*, Rev Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería, 212-224
- [11] Toulson, E., Shock, H.J., Attard, W.P., (2010), *A review of Pre-Chamber Initiated Jet Ignition Combustion Systems*, Rev SAE International
- [12] Zhou, D., Yang, W., Zhao, F., Li, J., (2017), *Dual-fuel RCCI engine combustion modeling with detailed chemistry considering flame propagation in partially premixed combustion*, Rev Applied Energy, 2013, 164-176
- [13] Chincholkar, S.P., Suryawanshi, J.G., (2015), *Gasoline Direct Injection: An efficient technology*, Rev Energy Procedia, 90, 666-672
- [14] Hasan, M.M., Rahman, M.M., (2016), *Homogeneous charge compression ignition combustion: Advantages over compression ignition combustion, challenges and solutions*, Rev Renewable and Sustainable Energy Reviews, 57, 282-291
- [15] Benajes, J., Olmeda, P., Martín, J., Carreño, R., (2014), *A new methodology for uncertainties characterization in combustion diagnosis and thermodynamic modelling*, Rev Applied Thermal Engineering, 71, 389-399
- [16] Haller, J., Link, T., (2017), *Thermodynamic concept for an efficient zero-emission combustion of hydrogen and oxygen in stationary internal combustion engines with high power density*, International Journal of Hydrogen Energy, 1-14

- [17] Desantes, J. M., García, J. M., Vera, W., López, D., Schneider, B., Boulouchos, K., *Study of ignition delay time and generalization of auto-ignition for PRFs in a RCEM by means of natural chemiluminescence*, Energy Conversion and Management 111 (2016), 217 - 228
- [18] Hill, P. G., Zhang, D., *The effects of swirl and tumble on combustion in spark-ignition engines*, Progress in Energy and Combustion Science 20, 373-460
- [19] Cung, K., Rockstroh, T., Ciatti, S., Cannella, W., Goldsborough, S., *Parametric study of ignition and combustion characteristics from a gasoline compression ignition engine using two different reactivity fuels*, ASME 2016 internal combustion engine division fall technical conference
- [20] Torregosa, A. J., Broatch, A., Olmeda, P., Iborra, S., Warey, A., *Experimental study of the influence of exhaust gas recirculation on heat transfer in the firedeck of a direct injection diesel engine*, Energy Conversion and Management 153 (2017), 304-312
- [21] Luan, Y., Changhe, D., Fan, X., Wang, J., Li, L., *Investigations of flow structures and heat transfer in a swirl chamber with different inlet chambers and various aerodynamic parameters*, International Journal of Heat and Mass Transfer 118 (2017), 551-561
- [22] *Apuntes de la asignatura Tecnología Energética*, Grado en Tecnologías Industriales, UPV-CMT, 2016-2017
- [23] *Apuntes de la asignatura Máquinas Térmicas*, Grado en Tecnologías Industriales, UPV-CMT, 2016-2017
- [24] *Apuntes de la asignatura Proyectos*, Grado en Tecnologías Industriales, UPV, 2017-2018
- [25] *Apuntes de la asignatura Mecánica de Fluidos*, Grado en Tecnologías Industriales UPV, 2015-2016
- [26] *Apuntes Máquinas Hidráulicas y Térmicas*, Escuela de Ingenieros Industriales, Universidad de Valladolid
- [27] *Biografía de August Otto*. Recuperado de:
<http://www.mundomotor.net/biografias/biografia%20august%20otto.html>
- [28] Hernández, J. *Mazda* (2014). Recuperado de:
<http://www.expansion.com/2014/03/21/empresas/motor/1395420210.html>
- [29] Stoklosa, A. *Prototype Drive* (2017). Recuperado de:
<https://www.caranddriver.com/reviews/2019-mazda-3-with-skyactiv-x-compression-ignition-gas-engine-prototype-drive-review>
- [30] Mayersohn, N., *The Internal Combustion Engine is not dead yet* (2017). Recuperado de:
<https://www.nytimes.com/2017/08/17/automobiles/wheels/internal-combustion-engine.html>
- [31] Chakravarthy, S.R., Department of Aerospace Engineering, IIT Madras [nptelhrd], (2015, 5 Junio). *Mod-07 Lec-27 Laminar Premixed Flames*. Recuperado de:
<https://www.youtube.com/watch?v=0Y0ssPcX-gw>
- [32] Chakravarthy, S.R., Department of Aerospace Engineering, IIT Madras [nptelhrd], (2016, 5 Junio). *Mod-11 Lec-47 Turbulent Combustion 1*. Recuperado de:
<https://www.youtube.com/watch?v=TC8jMUA6w8U>

- [33] INP/ENSEEIH school, University of Toulouse, [Cerfacs], (2011, 5 Enero). *Introduction to combustion - part 1*. Recuperado de:
<https://www.youtube.com/watch?v=JK-K-QTSOqY>
- [34] INP/ENSEEIH school, University of Toulouse, [Cerfacs], (2010, 15 Diciembre). *Introduction to combustion - part 2*. Recuperado de:
<https://www.youtube.com/watch?v=mN60EoWXRrO>
- [35] INP/ENSEEIH school, University of Toulouse, [Cerfacs], (2011, 5 Enero). *Introduction to combustion - part 3*. Recuperado de:
<https://www.youtube.com/watch?v=274jzT0-O2U>
- [36] INP/ENSEEIH school, University of Toulouse, [Cerfacs], (2011, 16 Diciembre). *Introduction to combustion - part 4*. Recuperado de:
<https://www.youtube.com/watch?v=O9Xw--08XiY>
- [37] Inyección - Definición - Significado. Recuperado de:
<https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/inyeccion-definicion-significado/gmx-niv15-con194509.htm>
- [38] Reveco, L, *Inyectores*, Liceo Industrial. Recuperado de:
https://es.slideshare.net/Luis_Reveco/inyectores-9084573
- [39] Beru, (2016), *Detalles del producto*. Recuperado de:
<http://beru.federalmogul.com/es/encendido/descripci%C3%B3n-de-producto/tecnologia-de-encendido/bujias-de-encendido/ultra-x-titan>
- [40] Kaisare, N., Indian Institute of Technology, Madras (2007). *A tutorial on Chemkin*
- [41] Curran H. J., Gaffuri P., Pitz W. J., Westbrook, C., K., *A comprehensive modelling study of iso-octane oxidation*, Combustion and Flame 129 (2002), 253 - 280
- [42] *Virtual Combustion and Atomization Lab*, IIT Kanpur. Recuperado de:
http://home.iitk.ac.in/~mishra/virtual_lab/documentor/theory1.html
- [43] Fenollosa, C., *Modelado fenomenológico del proceso de combustión por difusión diésel*, Editorial: Reverté
- [44] Restrepo, A. (2012), *¿Gasolina o diésel? Esa es la cuestión*, [Sura Blog]. Recuperado de:
<https://www.sura.com/blogs/autos/gasolina-diesel.cuestion.aspx>
- [45] *Apunts motors tèrmics*, Escuela de Sabadell, 2012-2013
- [46] *Apuntes Máquinas y Motores Térmicos*, Universidad Carlos III Madrid

SEGUNDA PARTE
PRESUPUESTO

PRESUPUESTO DEL PROYECTO

CONTENIDOS

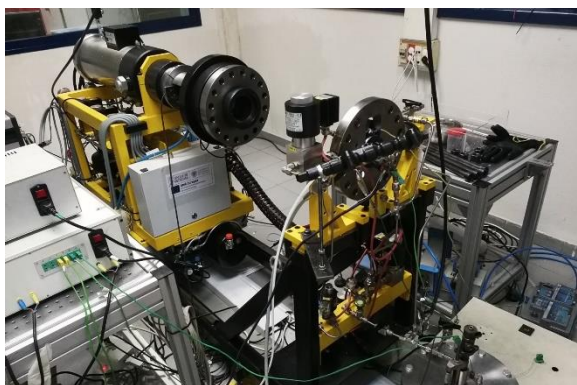
1. RECURSOS EMPLEADOS
 - 1.1. RECURSOS DE PERSONAL
 - 1.2. RECURSOS MATERIALES
 - 1.3. RECURSOS PARA LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL
 - 1.4. RECURSOS DE INSTALACIONES
 2. PRECIOS UNITARIOS
 3. PRESUPUESTO TOTAL
-

La investigación es definida como “una actividad encaminada a la solución de problemas. Su objetivo consiste en hallar respuesta a preguntas mediante el empleo de procesos científicos”, según Cervo y Bervian. Por tanto, al igual que otro tipo de proyectos, implica una inversión económica en recursos necesarios con el propósito de traducir los objetivos del programa en hipótesis válidas para la comunidad científica.

En esta parte del TFG se hace referencia a los gastos básicos que el departamento ha de cubrir durante los seis meses de duración del mismo.

1. RECURSOS EMPLEADOS

A rasgos generales, los recursos fundamentales que se necesitan para llevar a cabo la investigación se dividen en cuatro grupos fundamentales: El equipo de trabajo, los elementos de la instalación, tanto a nivel tangible como intangible y los gastos derivados del uso de la máquina.



RCEM abierta

1.1. RECURSOS DE PERSONAL

| CÓDIGO | FACTOR | DESCRIPCIÓN | CANTIDAD |
|--------|--------|---------------------|----------|
| MO01 | h | Doctor | 1 |
| MO02 | h | Ingeniero | 1 |
| MO03 | h | Alumno | 1 |
| MO04 | h | Técnico laboratorio | 2 |

Tabla [P.1]: Recursos de personal

1.2. RECURSOS MATERIALES

| CÓDIGO | FACTOR | DESCRIPCIÓN | CANTIDAD |
|--------|--------|---------------------------|----------|
| MA01 | ud | Pistón | 1 |
| MA02 | ud | Culata | 1 |
| MA03 | ud | ECU | 1 |
| MA04 | ud | Inyector | 1 |
| MA05 | ud | Bujía y etapa de potencia | 1 |
| MA06 | ud | RCEM | 1 |
| MA07 | L | Iso-octano | 0.1 |

Tabla [P.2]: Recursos materiales

1.3. RECURSOS INFORMÁTICOS

| CÓDIGO | FACTOR | DESCRIPCIÓN | CANTIDAD |
|--------|--------|-------------|----------|
| IN01 | ud | PC | 2 |
| IN02 | ud | Matlab | 1 |
| IN03 | ud | CHEMKIN | 1 |

Tabla [P.3]: Recursos informáticos

1.4. RECURSOS DE INSTALACIONES

| CÓDIGO | FACTOR | DESCRIPCIÓN | CANTIDAD |
|--------|--------|-----------------|----------|
| SA01 | h | Sala de ensayos | 1 |
| SA02 | h | Despacho | 1 |

Tabla [P.4]: Recursos de instalaciones

2. PRECIOS UNITARIOS

En función del tipo de recurso a financiar, se define su precio unitario. De esta manera, para el cálculo de los recursos de personal, se estima a partir de su salario bruto y de las horas de trabajo anuales. Las horas trabajadas al año se tasan en 1800, teniendo en cuenta vacaciones y festivos locales y nacionales. Así:

$$t_{personal} = \frac{\text{€}_{anuales}}{1800} \left[\frac{\text{€}}{h} \right] \quad (1)$$

Por su parte, para el cálculo de los recursos materiales, existen dos posibilidades: Si el recurso correspondiente fue adquirido antes del inicio del proyecto, se considera como gasto de amortización. Sin embargo, si la compra fue realizada durante el proyecto, se contempla como gasto directo obtenido del fabricante.

La amortización de los recursos se calcula relacionando la diferencia entre el valor de compra y el valor residual con el período de amortización considerado:

$$amort = \frac{V_a - V_r}{T_a} \left[\frac{\text{€}}{h} \right] \quad (2)$$

En este proyecto, los recursos materiales a amortizar son: la ECU, la etapa de potencia de la bujía y la RCEM. El resto de los elementos (pistón, culata, inyector y bujía) se compraron en el período de tiempo de duración del proyecto.

En el caso de la ECU, teniendo en cuenta un precio de adquisición de 150€ y un periodo de amortización de 6 meses, se considera un precio unitario de explotación y amortización de 0,16€/h. En cuanto a la RCEM, siendo su precio de compra 335 000€, con un periodo de amortización de 10 años, su precio unitario de explotación y amortización es de 20€/h.

El resto de los precios unitarios referentes a recursos materiales, se muestran en la Tabla [X]: Precios unitarios.

En cuanto a los recursos informáticos, se ha hecho uso de dos ordenadores de características similares. Uno de ellos, un Intel Core i5 2.3GHz y 4GB de RAM. El otro PC, Intel Core i7 3.4GHz y 16GB de RAM. Al igual que algunos de los recursos materiales nombrados anteriormente, estos ordenadores fueron adquiridos antes del inicio de este proyecto, por lo que su precio unitario se establece como amortización. Así, asumiendo un precio de compra de 1000€ y un periodo de amortización de 5 años, el precio unitario es de 0.11€/h.

Análogamente, se ha empleado el programa Matlab versión R2014a para el procesado de datos, cuya licencia permanente tiene un valor de 2000€. Si el periodo de amortización se fija en un año (1800 horas), su precio unitario es de 1.11€/h.

Por su parte, considerando que la licencia de CHEMKIN cuesta 2500€, su precio unitario asciende (teniendo en cuenta 1800 horas de posible uso al año) a 1.38 €/h.

Por último, es necesario tener en cuenta los gastos derivados del uso de salas, tanto la que alberga la máquina de ensayos como el despacho de trabajo. Estos gastos incluyen luz, agua, material de oficina, permisos y seguros correspondientes. Los precios unitarios se fijan en 40€/h en el caso de la sala de ensayos y 20€/h para el despacho.

En la siguiente tabla se resumen los gastos considerados en el proyecto y explicados en este apartado.

| CÓDIGO | FACTOR | DESCRIPCIÓN | RDTO | P. UNITARIO |
|------------|--------|--|------|-------------|
| U01 | | Personal autorizado para manipular la máquina | | |
| MO01 | h | Doctor | 1 | 33 €/h |
| MO02 | h | Ingeniero | 1 | 22 €/h |
| MO03 | h | Alumno | 1 | 0 |
| MO04 | h | Técnico laboratorio | 1 | 13 €/h |
| U02 | | Material incorporado en la máquina | | |
| MA01 | ud | Pistón | 1 | 50 € |
| MA02 | ud | Culata | 1 | 635.25 € |
| MA03 | ud | ECU | 1 | 0.16 €/h |
| MA04 | ud | Inyector | 1 | 300 € |
| MA05 | ud | Bujía y etapa de potencia | 1 | 17 € |
| MA06 | ud | RCEM | 1 | 20 €/h |
| MA07 | L | Iso-octano | 1 | 44.1 €/L |
| U03 | | Licencias y uso de PC | | |
| IN01 | ud | PC | 1 | 0.11 €/h |
| IN02 | ud | Matlab | 1 | 1.11 €/h |
| IN03 | ud | CHEMKIN | 1 | 1.38 €/h |
| U04 | | Gastos derivados del uso de salas | | |
| SA01 | ud | Sala de ensayos | 1 | 40 €/h |
| SA02 | ud | Despacho | 1 | 20 €/h |

Tabla [P.5]: Precios unitarios

3. PRESUPUESTO TOTAL

Tras tener en cuenta todos los recursos necesarios para llevar a cabo el proyecto, se calcula la inversión total que el departamento ha tenido que destinar a este proyecto. En base al número de horas que el alumno ha dedicar al proyecto, esto es, 300 horas, se estima las mediciones del resto de recursos.

Puesto que el proyecto está destinado a la investigación y no es para una empresa en particular, no se tienen en cuenta en el presupuesto los gastos generales ni los beneficios. Únicamente se considera el IVA, del 21% que se aplica a todas las actividades descritas.

En la siguiente tabla se muestra el presupuesto total del proyecto.

| CÓDIGO | DESCRIPCIÓN | P. UNITARIO | MEDICIÓN | IMPORTE (€) |
|-----------------|--|-------------|------------|--------------------|
| U01 | Personal autorizado para manipular la máquina | | | 7 380 |
| MO01 | Doctor | 33 €/h | 40 h | 1 320 |
| MO02 | Ingeniero | 22 €/h | 240 h | 5 280 |
| MO03 | Alumno | 0 | 300 h | 0 |
| MO04 | Técnico laboratorio | 13 €/h | 30 (x2) h | 780 |
| U02 | Material incorporado en la máquina | | | 4 030.66 |
| MA01 | Pistón | 50 € | - | 50 |
| MA02 | Culata | 635.25 € | - | 635.25 |
| MA03 | ECU | 0.16 €/h | 150 h | 24 |
| MA04 | Inyector | 300 € | - | 300 |
| MA05 | Bujía y etapa de potencia | 17 € | - | 17 |
| MA06 | RCEM | 20 €/h | 150 h | 3 000 |
| MA07 | Iso-octano | 44.1 €/L | 0.1 L | 4.41 |
| U03 | Licencias y uso de PC | | | 146.7 |
| IN01 | PC | 0.11 €/h | 150 (x2) h | 33 |
| IN02 | Matlab | 1.11 €/h | 90 h | 99.9 |
| IN03 | CHEMKIN | 1.38 €/h | 10 h | 13.8 |
| U04 | Gastos derivados del uso de salas | | | 9 000 |
| SA01 | Sala de ensayos | 40 €/h | 150 h | 6 000 |
| SA02 | Despacho | 20 €/h | 150 h | 3 000 |
| TOTAL (sin IVA) | | | | 20 557.36 € |
| IVA (21%) | | | | 4 317.04 € |
| TOTAL | | | | 24 874.41 € |

Tabla [P.6]: Presupuesto

TERCERA PARTE
PLANOS

PLANOS DEL PROYECTO

CONTENIDOS

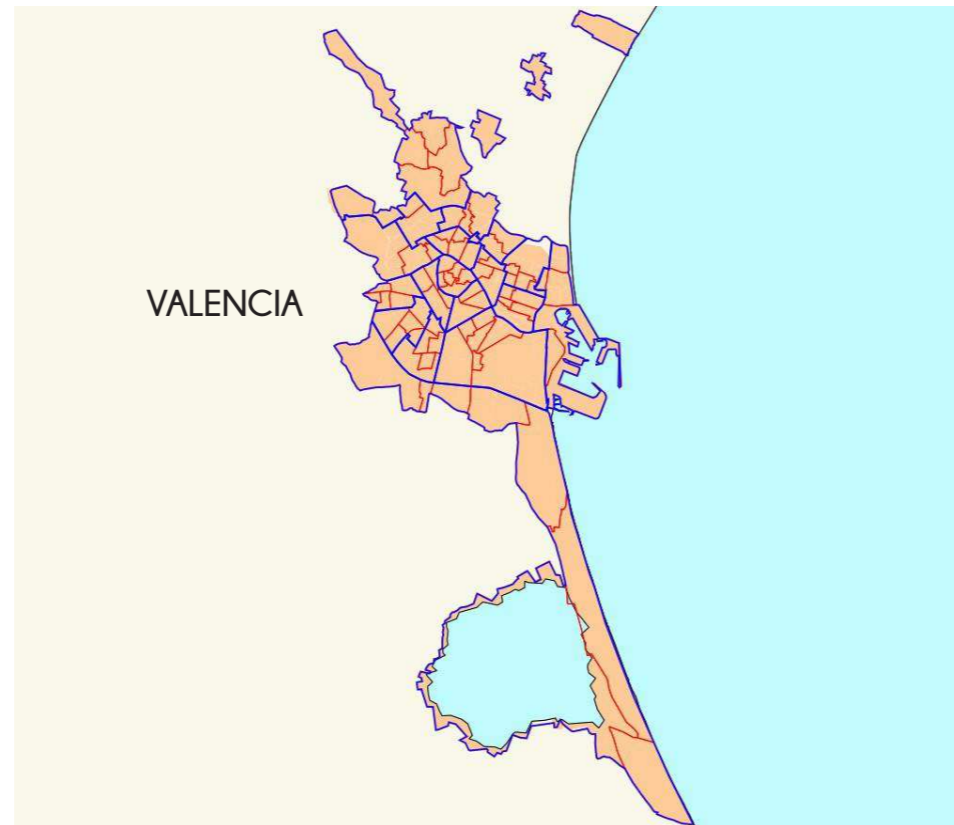
1. PLANO EMPLAZAMIENTO
 2. ESQUEMA DEL CIRCUITO HIDRÁULICO
 3. ESQUEMA DEL CIRCUITO NEUMÁTICO
 4. ESQUEMA DEL CIRCUITO ELECTRÓNICO
 5. PLANO FABRICACIÓN DE LA CULATA
-

Aunque la máquina de compresión y expansión rápida es una instalación adquirida de un fabricante, durante el desarrollo de la investigación, en muchas ocasiones, es necesario cambiar la configuración de la misma para poder ajustar las variables de estudio.

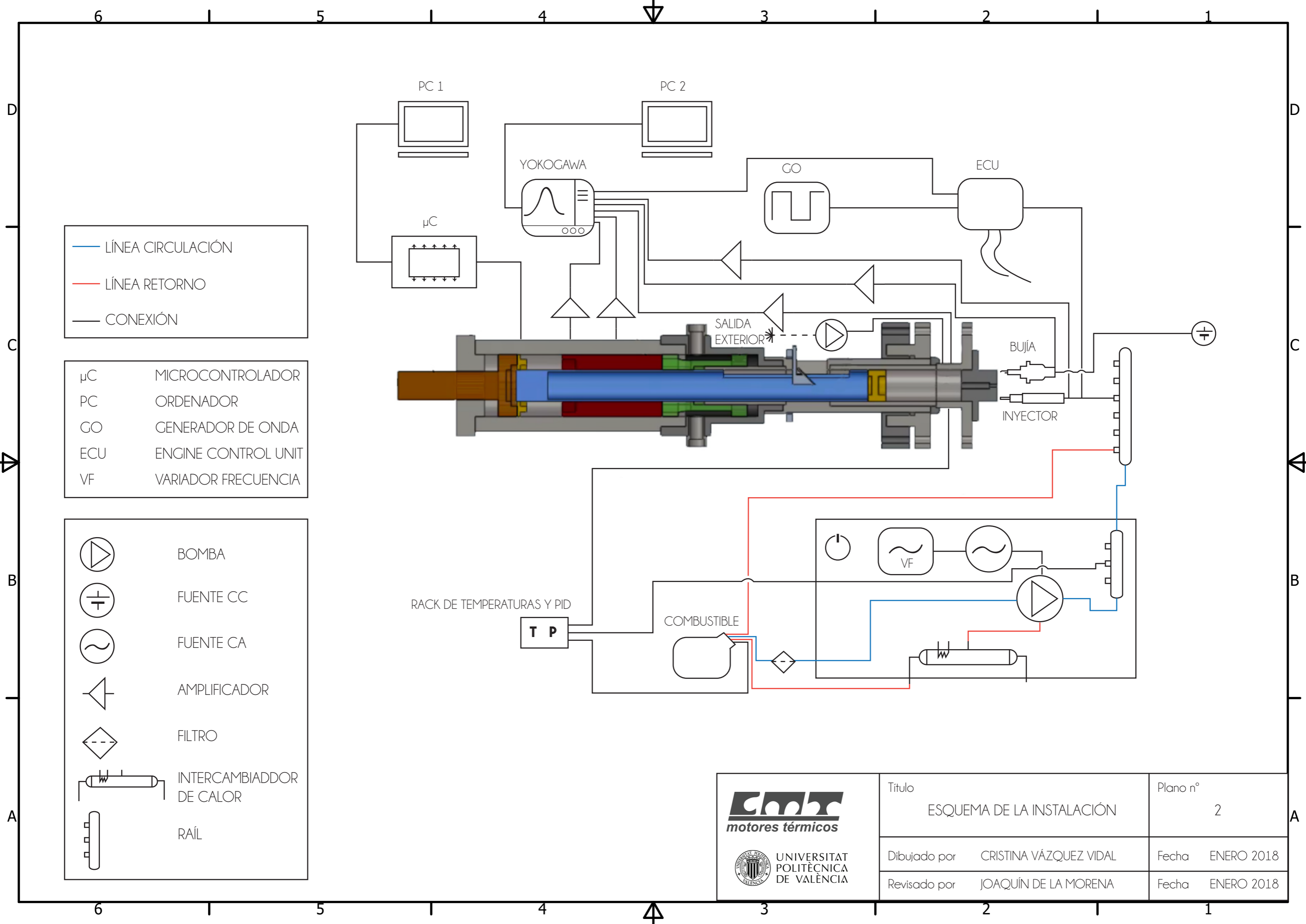
En este caso, para el análisis de la combustión con GDI (Gasoline Direct Injection), se diseñó una nueva culata que permitiese disponer de la bujía y el inyector en la posición óptima para el estudio, así como la incorporación de los sensores de presión y temperatura específicos.

En este capítulo se añaden los planos de este elemento. Estos planos son los que se mandaron a la empresa fabricante para posteriormente instalarlo en la máquina.

Además, se incluyen los esquemas del circuito hidráulico (aire) y neumático (aceite) que gobiernan la máquina, así como un esquema donde se representa la conexión entre todos los componentes de la instalación, principalmente instrumentación y equipos de medida.





| | | | | |
|--|--------------|------------------------|----------|------------|
|   UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA | Título | EMPLAZAMIENTO | Plano nº | 1 |
| | Dibujado por | CRISTINA VÁZQUEZ VIDAL | Fecha | ENERO 2018 |
| | Revisado por | JOAQUÍN DE LA MORENA | Fecha | ENERO 2018 |



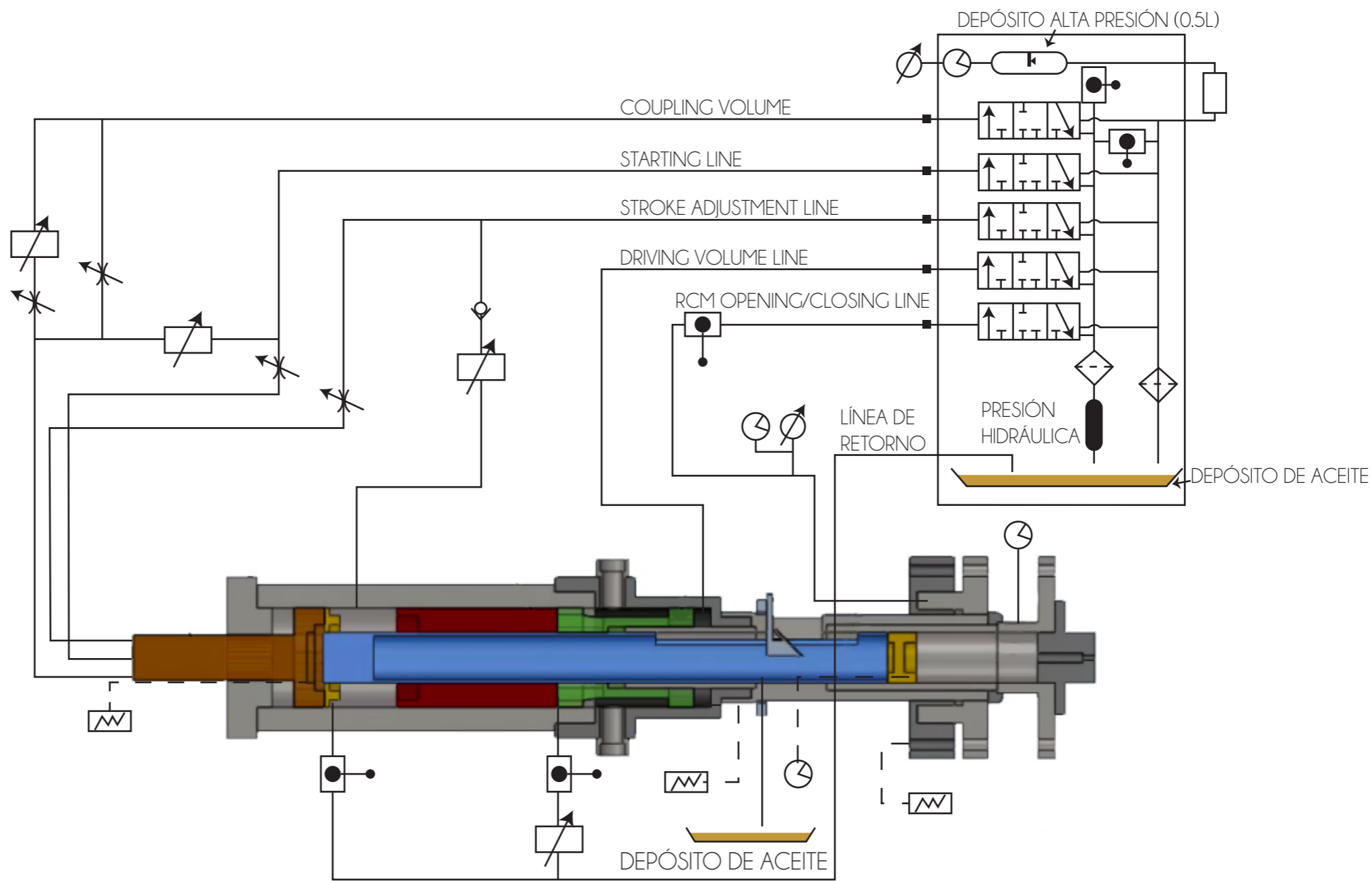
— LÍNEA CIRCULACIÓN
 — LÍNEA RETORNO
 — CONEXIÓN

μC MICROCONTROLADOR
 PC ORDENADOR
 GO GENERADOR DE ONDA
 ECU ENGINE CONTROL UNIT
 VF VARIADOR FRECUENCIA

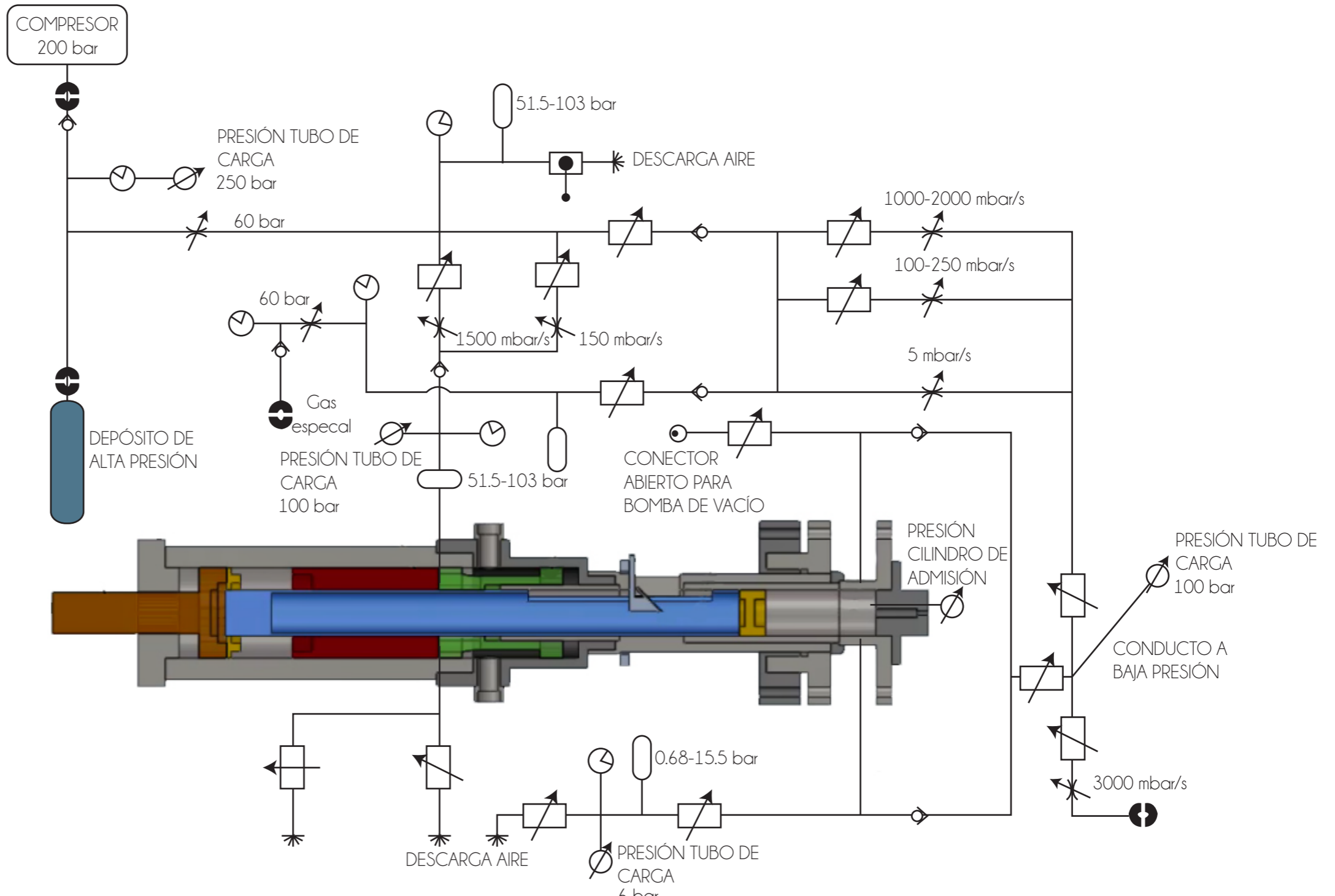
 BOMBA
 FUENTE CC
 FUENTE CA
 AMPLIFICADOR
 FILTRO
 INTERCAMBIADOR DE CALOR
 RAÍL


 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

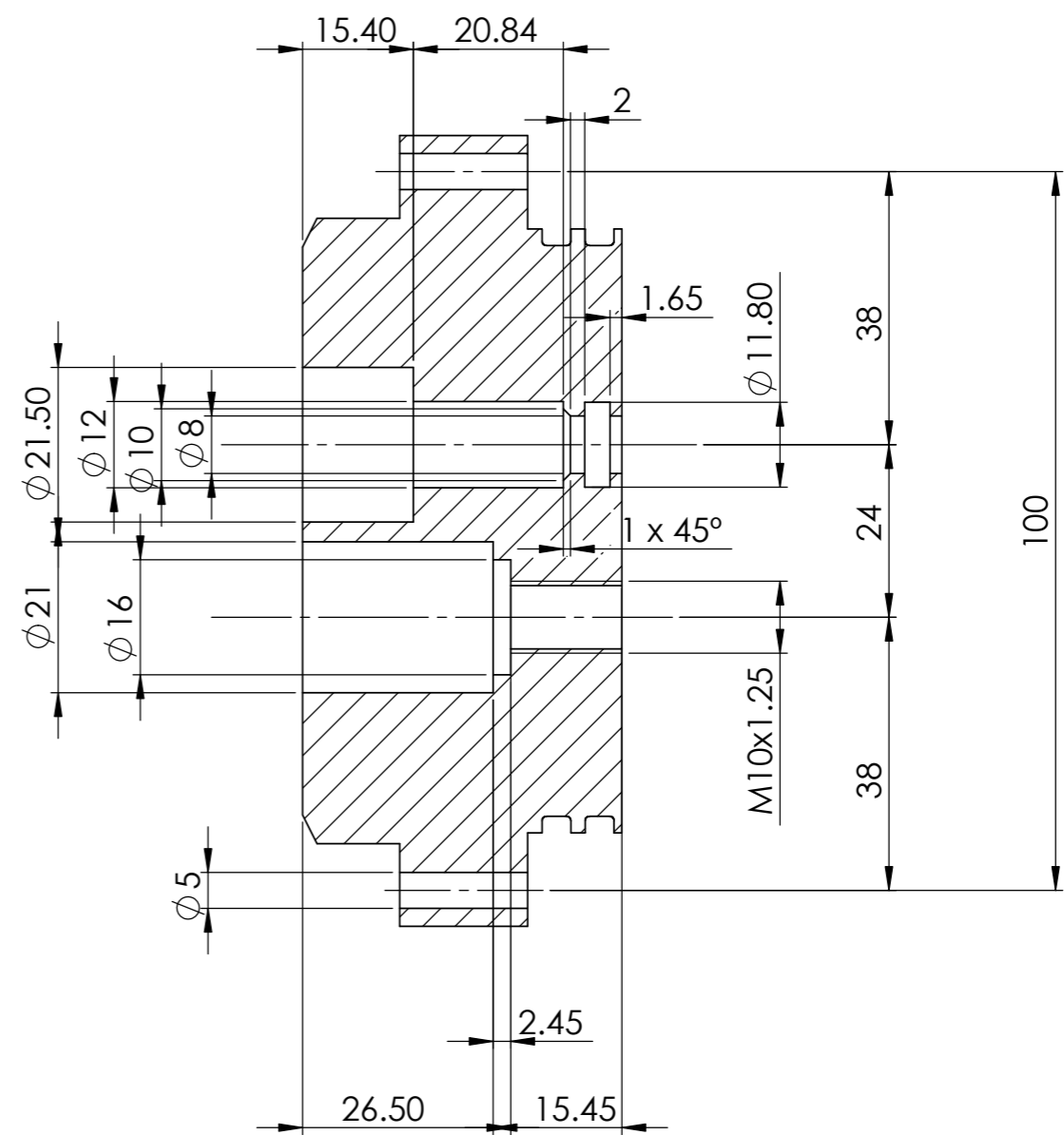
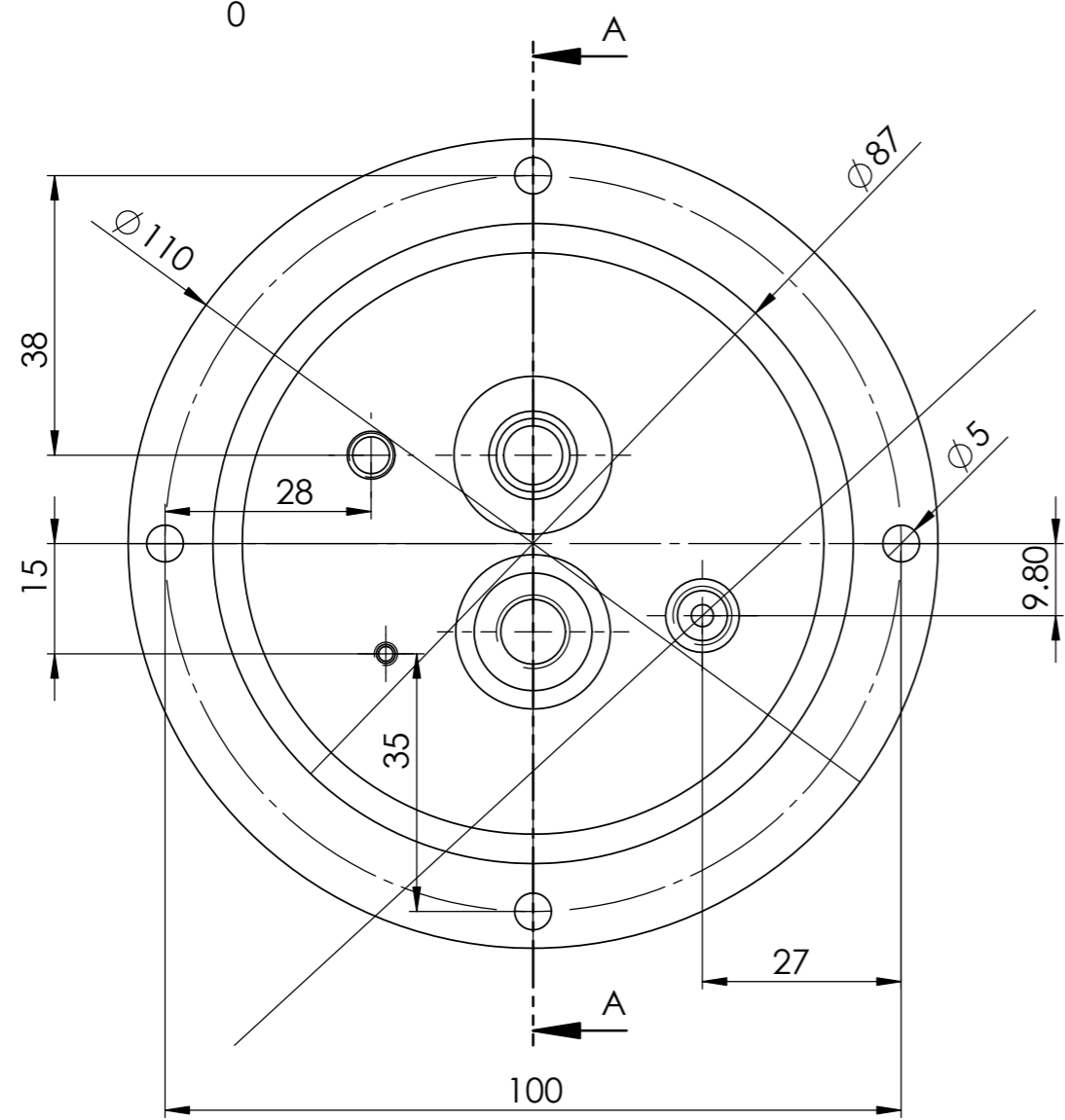
| | | | | |
|--------------|---------------------------|--|----------|------------|
| Título | ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN | | Plano n° | 2 |
| Dibujado por | CRISTINA VÁZQUEZ VIDAL | | Fecha | ENERO 2018 |
| Revisado por | JOAQUÍN DE LA MORENA | | Fecha | ENERO 2018 |



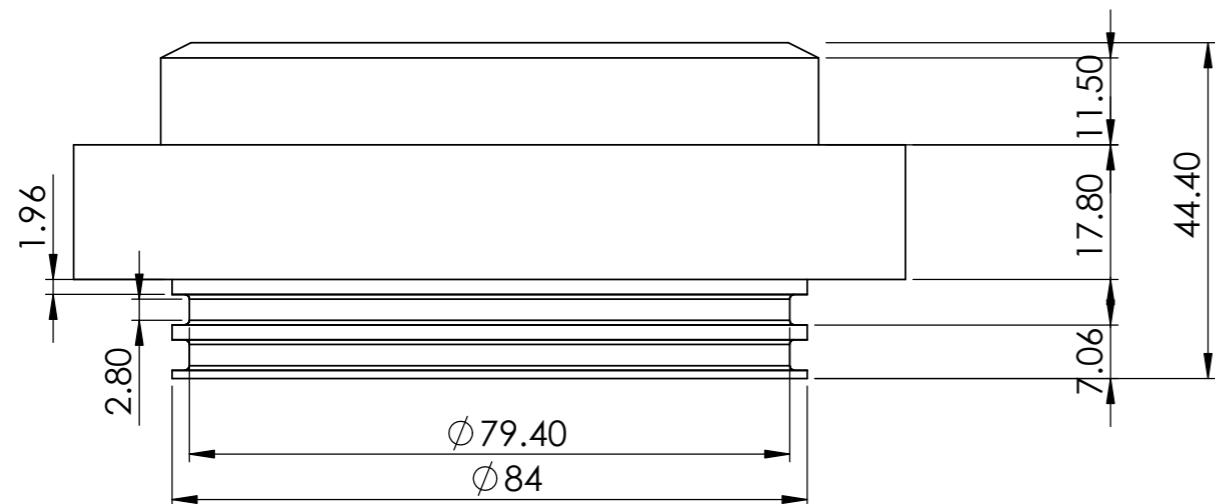
| | | | |
|--------------|--------------------------------|------------------------|------------|
| | Título | Plano n° | |
| | CIRCUITO HIDRÁULICO DE LA RCEM | 3 | |
| | Dibujado por | CRISTINA VÁZQUEZ VIDAL | Fecha |
| Revisado por | JOAQUÍN DE LA MORENA | Fecha | ENERO 2018 |





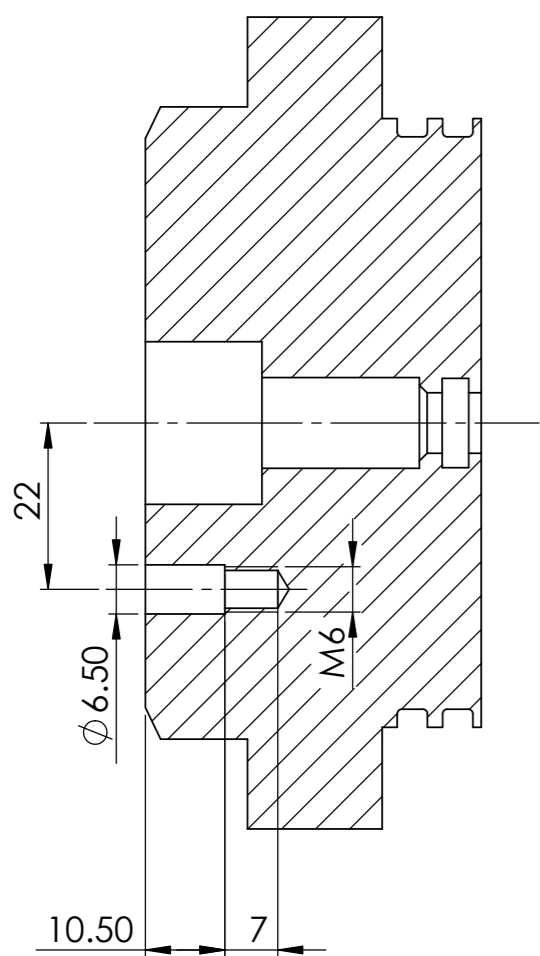
| | | |
|--------------|-------------------------------|------------------------|
| | Título | Plano nº |
| | CIRCUITO NEUMÁTICO DE LA RCEM | |
| | Dibujado por | CRISTINA VÁZQUEZ VIDAL |
| Revisado por | JOAQUÍN DE LA MORENA | Fecha |
| | | ENERO 2018 |
| | | ENERO 2018 |



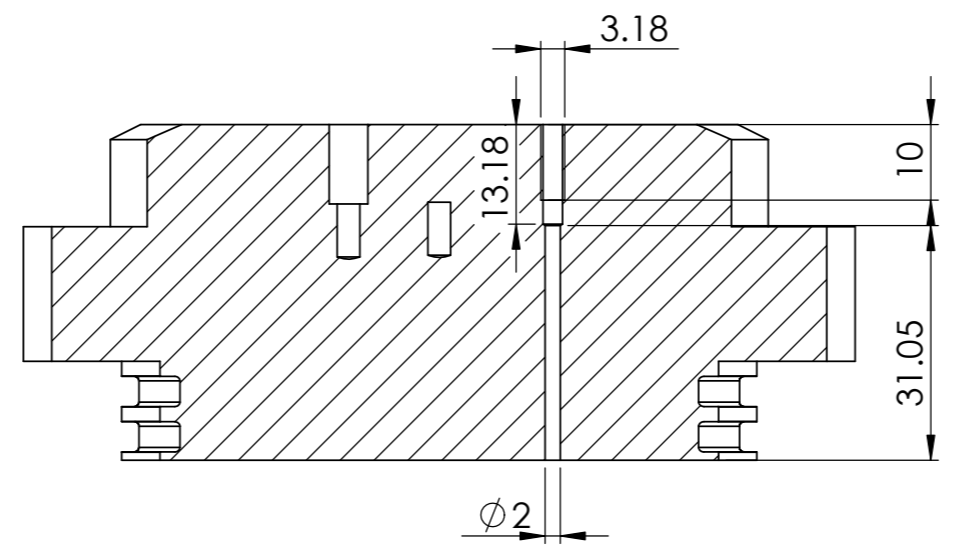
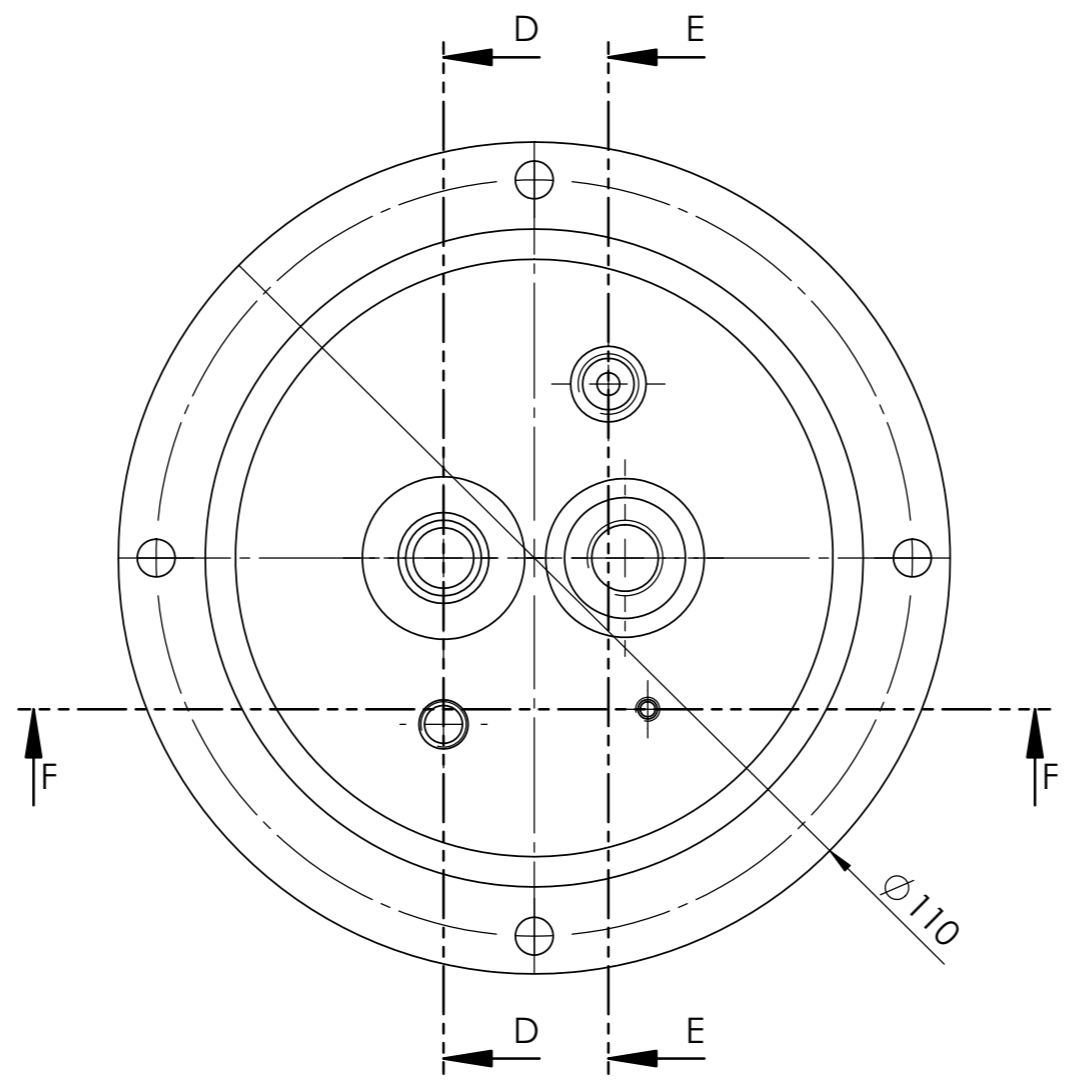
SECCIÓN A-A



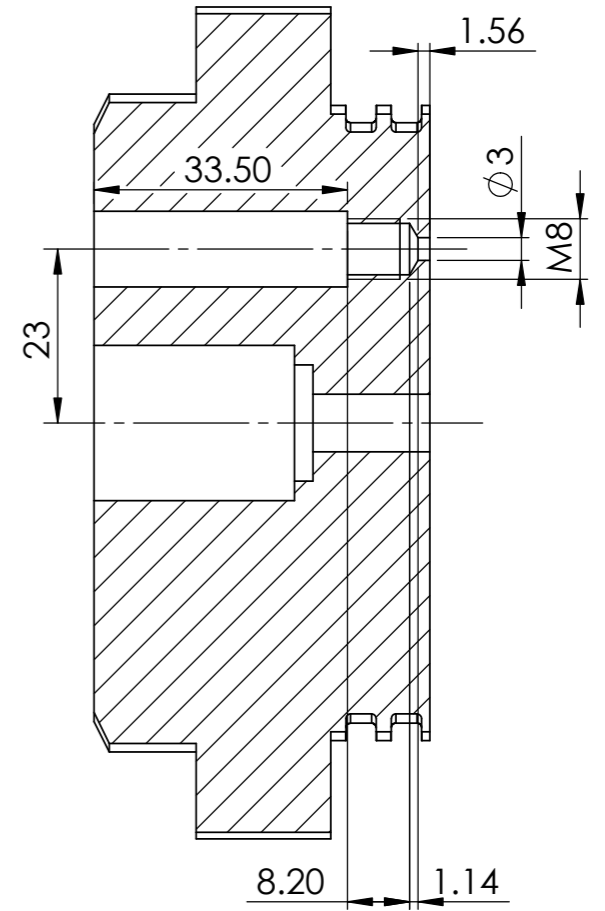
| | | | | |
|--|------------------------|------------------------|------------|------------|
|   UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA | Título | Ud. | Escala | Plano nº |
| | CULATA DE UN MOTOR GDI | mm | 1:1 | 5 |
| | Dibujado por | CRISTINA VÁZQUEZ VIDAL | Fecha | ENERO 2018 |
| Revisado por | JOAQUÍN DE LA MORENA | Fecha | ENERO 2018 | |



SECCIÓN D-D



SECCIÓN F-F



SECCIÓN E-E

| | | | | | |
|--|------------------------|------------------------|------------|------------|---|
|   UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA | Título | Ud. | Escala | Plano nº | |
| | CULATA DE UN MOTOR CDI | | mm | 1:1 | 6 |
| | Dibujado por | CRISTINA VÁZQUEZ VIDAL | Fecha | ENERO 2018 | |
| Revisado por | JOAQUÍN DE LA MORENA | Fecha | ENERO 2018 | | |