



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Estudio del efecto de la recirculación de gases de escape de baja presión sobre el proceso de combustión en motores de encendido provocado sobrealimentados

Trabajo Fin de Grado en Ingeniería Aeroespacial

Antonio Carrillo Cayuela

Tutor: Joaquín de la Morena Borja

Cotutor: Rafael Pitarch Berná

Valencia, SEPTIEMBRE de 2019

*It never gets easier,
you just go faster.*

Greg LeMond

*El ciclismo y el vino tienen en común que trabajando todos los días en ello,
y sobre todo, con mucha constancia y empeño,
tanto el ciclista como los vinos mejoran con el paso del tiempo.*

Miguel Induráin Larraya

*Give a man a fish and feed him for a day.
Teach a man to fish and feed him for a lifetime
Teach a man to cycle and he will realize fishing is stupid and boring.*

Desmond Tutu

Resumen

Ante el crecimiento de la conciencia medioambiental de la ciudadanía, desde Europa se está legislando con normativas cada vez más restrictivas en lo que a emisiones se refiere.

Es por ello que el objetivo fundamental de este trabajo ha sido analizar la influencia del lazo de EGR de baja presión en el proceso de combustión de un motor de encendido provocado, considerando tanto los rendimientos alcanzados por el motor como las emisiones producidas para adecuarse a la normativa europea de emisiones contaminantes. Asimismo, se ha tenido en cuenta la influencia del instante del encendido, pues la tasa de EGR, entre otros muchos factores, marca dicho instante para conseguir el centrado de la combustión.

Para ello, se realizaron una serie de ensayos en el motor a baja carga y bajo régimen de giro en el banco de ensayos de los que se extrayeron parte de los resultados que se muestran en el presente trabajo. No obstante, los resultados mostrados referidos a los detalles del proceso de combustión se consiguieron gracias a CALMEC, un programa de análisis de la combustión basado en un modelo termodinámico de diagnóstico a partir de la presión.

Abstract

In view of the growing environmental awareness of citizens, from Europe it is being legislated with increasingly restrictive regulations regarding emissions.

That is why the main objective of this work has been to analyze the influence of the low pressure EGR loop in the combustion process of an ignition engine, considering both the performance achieved by the engine and the emissions produced to adapt to the European regulations for polluting emissions. Likewise, the influence of the spark has been taken into account, since the EGR rate, among many other factors, marks the moment to achieve combustion centering.

In order to it, a set of tests was carried out on the engine at low load and low speed in the test bench from which some of the results shown in this work were extracted. However, the results shown referring to the details of the combustion process were achieved thanks to CALMEC, a combustion analysis program based on a thermodynamic diagnostic pressure based model.

Agradecimientos

Quisiera agradecer en primer lugar a Rafa todo el tiempo que ha dedicado para facilitarme las cosas y a Joaquín, por dejarme aportar mi granito de arena al proyecto. Agradecer también a mi familia toda la confianza puesta en mí, además de el apoyo, en todos los aspectos, que me han dado durante todos estos años. Obligada mención a toda la gente que ha pasado por Serpis 11, a sus intengrantes y a mi gente de Lorca y alrededores por estos años de experiencias y peripecias así como a la flor de tercero, pues nunca viene mal una pizca de suerte en determinados momentos. Y por último, a aquellos con los que he compartido kilómetros en la carretera, me han ofrecido rueda en los malos momentos y con los que tanto he sufrido, pero aún más disfrutado, encima de la bici, pues sin esas horas de aire en la cara y chupando rueda no sé si hubiera sido posible cruzar la meta de esta etapa en cuatro años. A todos vosotros, gracias.

Índice general

	Página
Resumen	III
Abstract	V
Agradecimientos	VII
I Memoria	1
1. Introducción	3
2. Marco teórico	7
2.1. Combustión en MEP	8
2.1.1. Combustión normal	8
2.1.2. Combustión anormal	15
2.1.3. Emisiones contaminantes	17
2.2. Inyección Directa	19
2.3. Sobrealimentación y downsizing en MEP	23
2.3.1. Tipos de sobrealimentación	25
2.3.2. Problemas de la sobrealimentación y soluciones	26
2.3.3. Downsizing en MEP de inyección directa	28
2.4. Sistemas de distribución variable	28
2.4.1. Tipos de sistemas de distribución variable	30
2.5. Recirculación de gases de escape (EGR)	31
2.5.1. EGR frío y EGR caliente	32
2.5.2. EGR de alta presión	34
2.5.3. EGR de baja presión	36
2.5.4. EGR mixto	37

3. Herramientas empleadas	39
3.1. Instrumentación en sala	39
3.1.1. Motor	39
3.1.2. Medición de datos	40
3.1.3. Adquisición de datos	41
3.1.4. Control de parámetros	41
3.2. Programas utilizados	41
3.2.1. CALMEC	41
3.2.2. MATLAB y Excel	46
4. Metodología	49
4.1. Plan de ensayos	49
4.2. Tratamiento de datos	49
4.3. Simulación en CALMEC	50
4.4. Exportación, validación y análisis de resultados	55
5. Análisis de los resultados	57
5.1. Resultados experimentales	57
5.1.1. Emisiones	57
5.1.2. Colector de escape	59
5.1.3. Rendimientos del motor	60
5.1.4. Ciclos del motor	65
5.2. Resultados simulados por CALMEC	67
5.2.1. Calores específicos	68
5.2.2. Temperatura	70
5.2.3. Duración del proceso de combustión	71
6. Conclusiones y trabajos futuros	75
6.1. Conclusiones globales	75
6.2. Mejoras y trabajos futuros	77
Bibliografía	79
II Presupuesto	81

Índice de figuras

2.1. Fases de la combustión.	9
2.2. Diagrama de Borghi.	11
2.3. Influencia del spark sobre la presión y la pme.	13
2.4. Representación conjunta de varios ciclos sucesivos en MEP.	15
2.5. Inyectores conectados por un <i>common rail</i>	20
2.6. Distintas geometrías de cámaras de combustión.	23
2.7. Comparación entre ciclo ideal a presión constante de un motor de aspiración natural y uno sobrealimentado.	24
2.8. Valores límites del diagrama de distribución.	29
2.9. Tiempos de combustión para EGR frío y caliente.	32
2.10. Emisiones de HC y NO _x para EGR frío y caliente.	33
2.11. Sistema EGR de alta presión.	34
2.12. Evolución de presiones en admisión y escape con el régimen de giro.	35
2.13. Evolución de presiones en admisión y escape con el ángulo del cigüeñal.	35
2.14. Sistema EGR de baja presión.	36
2.15. Sistema EGR de mixto.	38
3.1. Logo de CALMEC.	42
3.2. Modelo de tres nodos.	45
3.3. Logos de las aplicaciones.	47
4.1. Caracterización del motor I.	50
4.2. Caracterización del motor II.	51
4.3. Caracterización del motor III.	51
4.4. Caracterización del motor IV	52
4.5. Caracterización del motor V.	52
4.6. Caracterización de los fluidos.	53

4.7. Cargar nuevos ensayos I.	53
4.8. Cargar nuevos ensayos II.	54
4.9. Cargar nuevos ensayos III.	54
5.1. Emisiones de óxidos de nitrógeno (izquierda). Porcentaje de emisiones comparadas al caso de 0 % de EGR (derecha).	58
5.2. Emisiones de hidrocarburos(izquierda). Porcentaje de emisiones comparadas al caso de 0 % de EGR (derecha).	59
5.3. Comparación entre hidrocarburos y óxidos de nitrógeno.	59
5.4. Evolución de la temperatura del colector de escape.	60
5.5. Rendimiento volumétrico del motor.	61
5.6. Evolución del régimen de giro del turbogrupo.	61
5.7. Rendimiento indicado del motor.	62
5.8. Rendimiento efectivo del motor.	63
5.9. Evolución del global de pérdidas de bombeo, rozamiento y auxiliares.	63
5.10. Evolución del consumo específico.	64
5.11. Rendimiento mecánico del motor.	64
5.12. Ciclos del motor de barrido de <i>spark</i> 16.	65
5.13. Ciclos del motor de barrido de <i>spark</i> 25.	66
5.14. Lazo de bombeo de los ciclos del motor de barrido de <i>spark</i> 16.	67
5.15. Lazo de bombeo de los ciclos del motor de barrido de <i>spark</i> 25.	67
5.16. Evolución del calor específico a presión constante durante el ciclo con <i>spark</i> 16.	68
5.17. Evolución del calor específico a presión constante durante el ciclo con <i>spark</i> 25.	69
5.18. Evolución de la relación de calores específicos durante el ciclo con <i>spark</i> 16.	69
5.19. Evolución de la relación de calores específicos durante el ciclo con <i>spark</i> 25	70
5.20. Evolución de la temperatura durante el ciclo con <i>spark</i> 16.	70
5.21. Evolución de la temperatura durante el ciclo con <i>spark</i> 25.	71
5.22. Fracción de calor liberado durante el ciclo con <i>spark</i> 16.	72
5.23. Fracción de calor liberado durante el ciclo con <i>spark</i> 25.	72
5.24. Duración de la primera fase de la combustión (superior izquierda), ángulo de 50 % de calor liberado (superior derecha), ángulo de 90 % de calor liberado (inferior izquierda), duración de la segunda fase de la combustión (inferior derecha).	73

Índice de cuadros

1.1. Normas EURO para motores de gasolina.	3
1.2. Normas EURO para motores diésel.	4
3.1. Características geométricas del motor.	40
4.1. Comparación de rendimientos del barrido con <i>spark</i> 16.	55
4.2. Comparación de rendimientos del barrido con <i>spark</i> 25.	55
5.1. Calores específicos a presión constante de la mezcla.	68

Documento I

Memoria

Capítulo 1

Introducción

Este proyecto surge de la necesidad de una correcta integración de los motores de combustión interna alternativos en las cada vez más restrictivas normativas europeas de emisiones, para lo que se aplican distintas tecnologías que se explicarán a lo largo de este documento.

Las normativas europeas de anticontaminación, conocidas usualmente como normas EURO (EURO I hasta EURO VI), han ido regulando las cantidades de emisiones de los vehículos que montan motores de combustión interna alternativos desde 1991. En un inicio, estas normas establecían mayores restricciones a los motores de gasolina, por lo que se fomentó la demanda de motores de diésel, justo al contrario que en la actualidad, en donde la última normativa aprobada establece grandes limitaciones a los motores de diésel y desde los gobiernos se impulsa el abandono del diésel en los motores de combustión interna alternativos.

Norma Gasolina	Fecha	CO [g/km]	HC [g/km]	HC + NOx [g/km]	NOx [g/km]	PM [ppm]
EURO I	07/1992	2.72	-	0.97	-	-
EURO II	01/1996	2.2	-	0.5	-	-
EURO II	01/2000	2.3	0.20	-	0.15	-
EURO IV	01/2005	1	0.10	-	0.08	-
EURO V	09/2009	1	0.10	-	0.06	0.005
EURO VI	09/2014	1	0.10	-	0.06	0.0045
EURO VI d	01/2020	1	0.10	-	0.06	0.0045

Tabla 1.1: Normas EURO para motores de gasolina.

Estas normativas se encargan de establecer unos límites de emisiones tanto de gases contaminantes, como son los óxidos de nitrógeno (NOx), hidrocarburos totales (THC), monóxido de carbono (CO) y partículas (PM) así como del dióxido de carbono (CO_2), que no es un contaminante, sino que

Norma Diésel	Fecha	CO [g/km]	HC [g/km]	HC + NOx [g/km]	NOx [g/km]	PM [ppm]
EURO I	07/1992	2.72	-	1.13	-	0.14
EURO II	01/1996	1	-	0.70	-	0.08
EURO II	01/2000	0.64	-	0.56	0.50	0.05
EURO IV	01/2005	0.50	-	0.30	0.25	0.025
EURO V	09/2009	0.50	-	0.23	0.18	0.005
EURO VI	09/2014	0.50	-	0.17	0.08	0.0045
EURO VI d	01/2020	0.50	-	0.17	0.08	0.0045

Tabla 1.2: Normas EURO para motores diésel.

es un producto de la combustión pero que interviene directamente en el efecto invernadero. El resto de emisiones nombradas sí que lo son y algunas de ellas, como los NOx , las partículas y el CO son perjudiciales para la salud. Las emisiones de CO_2 , al ser el resultado de la oxidación del combustible, se pueden reducir disminuyendo el consumo de combustible, motivo principal de las técnicas desarrolladas en los MCI que tienen como objetivo aparte de este mejorar las prestaciones del motor.

Una de las principales técnicas empleadas en la actualidad es el *downsizing*, que consiste en la reducción de la cilindrada y el tamaño de los motores, tanto reduciendo el número de cilindros como su volumen sin perder prestaciones del motor gracias al sistema de sobrealimentación. Además, con el objetivo de optimizar la renovación de la carga se han introducido sistemas de distribución variable (VVT), los cuales permiten modificar la apertura, cierre y levantamiento de las válvulas de admisión y escape. Otra técnica de gran utilidad para la reducción del consumo de combustible, entre otras cosas, es la inyección directa de combustible en el cilindro, que permite realizar la inyección en el momento óptimo según el punto de funcionamiento del motor. Sin embargo, esta técnica en motores de gasolina incrementa la emisión de partículas perjudiciales para la salud, aunque se pueden solventar con un filtro antipartículas. No obstante, la técnica sobre la que se centra este trabajo es la recirculación de gases de escape (EGR), gracias a la cual se consigue, principalmente, disminuir la formación y emisión de NOx al aumentar la concentración de agua y CO_2 en el interior del cilindro antes de la combustión, viéndose incrementada la capacidad calorífica de la mezcla y alcanzando menores temperaturas durante la combustión. De todas estas técnicas se hablará más en detalle en el capítulo 2.

Así pues, el objetivo de este trabajo es ver cómo afecta la recirculación de gases de escape en el proceso de combustión del motor, gracias a los resultados obtenidos en ensayos realizados en un motor de encendido provocado en un banco así como los obtenidos gracias a la simulación de dichos ensayos con el programa CALMEC, como se comenta en los capítulos 3 y 4.

Ya en el capítulo 5 se presentan los resultados obtenidos y se muestra el

efecto de la recirculación de los gases de escape en el proceso de combustión. Es la parte más importante del trabajo, pues estos resultados son útiles para el correcto desarrollo del motor y mejorar ciertos aspectos referidos al instante de inicio de la combustión.

Como última parte de este documento, en el capítulo 6 se muestran las conclusiones extraídas de los resultados y se establecen algunos trabajos y vías de investigación que sirvan para profundizar en los resultados obtenidos en este trabajo o en temas relacionados con el mismo.

Por último se adjunta el presupuesto, un documento que contiene el coste estimado del trabajo en base a las horas dedicadas por todas las personas involucradas en el mismo así como los equipos y materiales necesarios para llevarlo a cabo.

Capítulo 2

Marco teórico

Contenidos:

2.1. Combustión en MEP	8
2.1.1. Combustión normal	8
2.1.2. Combustión anormal	15
2.1.3. Emisiones contaminantes	17
2.2. Inyección Directa	19
2.3. Sobrealimentación y downsizing en MEP	23
2.3.1. Tipos de sobrealimentación	25
2.3.2. Problemas de la sobrealimentación y soluciones	26
2.3.3. Downsizing en MEP de inyección directa	28
2.4. Sistemas de distribución variable	28
2.4.1. Tipos de sistemas de distribución variable	30
2.5. Recirculación de gases de escape (EGR)	31
2.5.1. EGR frío y EGR caliente	32
2.5.2. EGR de alta presión	34
2.5.3. EGR de baja presión	36
2.5.4. EGR mixto	37

En esta sección se va a establecer una base teórica sobre el motor de combustión interna alternativo (MCI) de encendido provocado, ya que es lo que concierne para los resultados que se van a presentar en este trabajo. Se hablará sobre todos los aspectos que se consideren relevantes en el motor estudiado.

2.1. Combustión en MEP

En primer lugar, puesto que se trata de un motor de gasolina, se ha de hablar de la combustión de un motor de combustión interna alternativo de encendido provocado (MEP). Pero antes, no viene mal mencionar brevemente qué es un motor de combustión interna alternativo de encendido provocado.

La combustión se inicia mediante un aporte de energía externo. En concreto, se hace saltar una chispa entre los dos electrodos que conforman la bujía (*spark*). En cuanto a la mezcla de aire y combustible, podemos distinguir dos tipos de mezclas: homogénea y heterogénea. La mezcla homogénea se puede conseguir inyectando el combustible tanto en el colector de admisión como en el cilindro, siendo la mezcla heterogénea únicamente posible con la inyección del combustible en el cilindro. Dentro de los MEP, podemos encontrar dos tipos de combustión: combustión normal y combustión anormal.

2.1.1. Combustión normal

En un MEP, el inicio de la combustión en condiciones normales viene dado por la chispa comentada anteriormente. Para que este proceso de ignición se produzca de satisfactoriamente, Lewis y von Elbe postularon que es necesario aportar una cantidad de energía superior a una energía mínima, en un volumen de mezcla superior a un volumen mínimo y en un tiempo inferior a un tiempo máximo, siendo esta energía mínima la necesaria para llevar al volumen crítico a la temperatura adiabática de llama. El aporte de energía se produce gracias al elevado diferencial de voltaje (≈ 10 kV) y corriente (≈ 200 A) generado entre los electrodos de la bujía. A partir del instante en el que ya ha saltado la chispa se pueden distinguir tres fases en el proceso de combustión:

- En la primera fase, gracias a esta chispa, se genera un frente de llama muy reducido, que poco a poco se va extendiendo por la cámara de combustión. En esta fase las temperaturas son bajas debido a la poca fracción de mezcla quemada y la velocidad de combustión es laminar. Se puede considerar, sin ser norma, que acaba cuando la fracción de calor liberado (FQL) es del 10%. Este instante en el que acaba la primera fase, será denominado CA10 (*crackangle*10) en el capítulo de resultados.
- La segunda fase se ha considerado que se extiende desde el CA10 hasta el CA90 (aunque igual que con la primera fase, no es una norma), que

como se puede imaginar, será el instante en el que la FQL sea del 90 %. En esta fase, el frente de llama es cada vez mayor debido al mayor volumen de mezcla quemado, por lo que, tanto la temperatura en la mezcla sin quemar como la velocidad de combustión serán mayores, llegando a velocidades turbulentas en parte gracias a los movimientos del flujo de *swirl* y *tumble* que tienen lugar en el cilindro. Todo esto supone un aumento importante de la presión, motivo por el que se consigue el trabajo mediante la carrera de expansión.

- Por último, la tercera fase se caracteriza por la llegada del frente de llama a las paredes, disminuyendo la velocidad de combustión pues las paredes actúan como un disipador de calor de la energía liberada en la reacción, volviendo a condiciones de velocidad laminar, y finalmente, terminando el proceso de combustión.

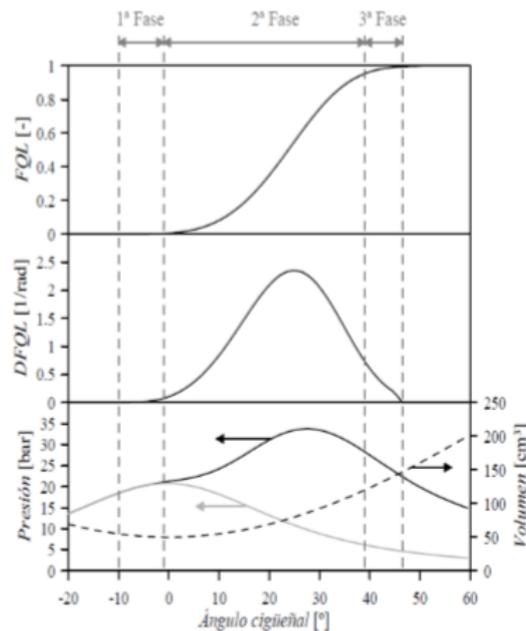


Figura 2.1: Fases de la combustión.

[1]

A continuación se va a analizar qué factores definen y gobiernan las fases de la combustión en *MEP*.

Velocidad de combustión

Como se ha visto en las fases de la combustión, la velocidad del proceso no es siempre la misma. Al inicio de la combustión, cuando todavía no hay un gran frente de llama y la fracción de mezcla quemada es pequeña, la velocidad es baja. También se ha comentado previamente que conforme se va extendiendo el frente de llama tanto la temperatura como la velocidad de reacción van aumentando. Los parámetros más influyentes en la velocidad de combustión laminar son la presión y la temperatura, aunque es esta última la que tiene mayor relevancia. El efecto de estos parámetros se puede ver con la expresión de la velocidad de combustión laminar:

$$u_{CL} \approx \sqrt{\alpha \cdot RR \cdot T_q \cdot T_{sq}^2 \cdot p^{n-2}} \quad (2.1)$$

Siendo α la difusividad térmica [m^2/s], RR la velocidad específica de reacción del combustible [$1/s$], T_q la temperatura adiabática de llama, T_{sq} la temperatura de la mezcla sin quemar y el exponente n el orden de reacción. Con un combustible típico en MEP, este orden es menor de 2, por lo que el efecto de la presión es poco significativo, aunque produce una ligera disminución de la velocidad.

Respecto a la temperatura, hay que considerar la temperatura de la mezcla sin quemar, que básicamente depende la temperatura del aire de admisión, así como de otros parámetros como la relación de compresión, y la temperatura adiabática de llama, que depende principalmente de la temperatura inicial de la mezcla, la existencia de compuestos inertes (EGR), del dosado, de la relación de compresión y de la chispa. Si se produce un aumento de la temperatura adiabática de llama, la concentración de radicales libres es mayor, conllevando a un incremento de la difusión de especies activas, de la difusión térmica y de la velocidad de reacción.

Una vez la combustión se encuentra avanzada, tiene lugar la combustión turbulenta. La turbulencia en el cilindro es positiva, pues favorece la mezcla y hace aumentar la velocidad de propagación del frente de llama, y el nivel de turbulencia se puede cuantificar a través del *Flame Speed Ratio* (FSR):

$$FSR = \frac{u_{CT}}{u_{CL}} \quad (2.2)$$

Los parámetros que caracterizan la turbulencia son los siguientes:

- Intensidad de la turbulencia (I) y energía cinética turbulenta (k).

- Tasa de disipación de energía turbulenta (ε).
- Escala integral espacial (L_{Int}) y temporal (τ_{Int}).
- Escala de Kolmogorov espacial (λ_k) y temporal (τ_k).

La interacción de la combustión con la turbulencia se puede caracterizar mediante el tiempo de mezcla referido a la macroescala τ_{Int} , y el referido a la microescala τ_k . Comparando ambos tiempos con el tiempo de reacción τ_R , obtenemos dos números adimensionales:

- Damköhler (Da)

$$Da = \frac{\tau_{Int}}{\tau_R} = \frac{\frac{L_{Int}}{I}}{\frac{\delta}{u_{CL}}} \quad (2.3)$$

- Karlovitz (Ka)

$$Ka = \frac{\tau_R}{\tau_k} = \frac{\frac{\delta}{u_{CL}}}{\frac{\lambda_k}{I}} \quad (2.4)$$

Así, podemos obtener las distintas escenas en las que se puede desarrollar la combustión turbulenta, que vienen representadas en el diagrama de Borghi:

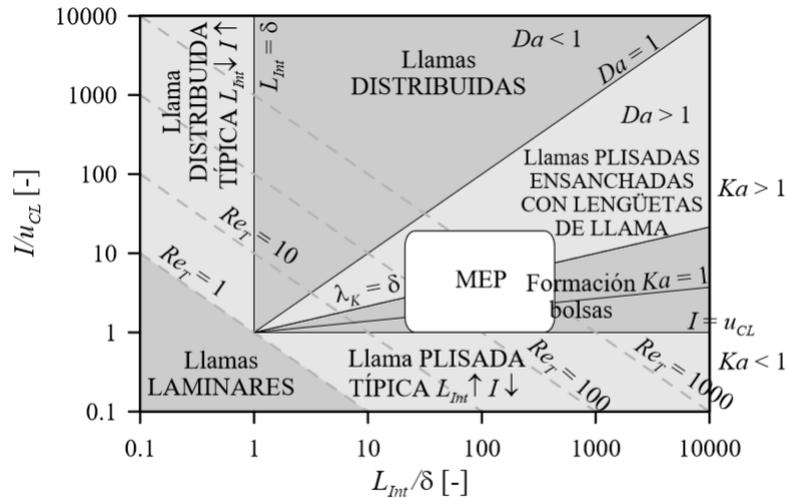


Figura 2.2: Diagrama de Borghi.

[1]

El diagrama de Borghi sirve para identificar el tipo de llama que se produce según las condiciones de combustión. Por un lado se encuentran las llamas laminares, que son las que dan en condiciones de combustión laminar, definidas principalmente por presentar un Reynolds igual o menor a la unidad. Ya en la zona turbulenta se distinguen dos tipos de llamas: plisada y distribuida. La llama distribuida típica tiene lugar cuando $L_{Int} < \delta$ y altos niveles de turbulencia, aunque realmente se extiende para todo el campo en el que $Da < 1$, es decir, cuando los tiempos característicos de reacción son más largos que los de mezcla, por lo que la turbulencia afecta a los fenómenos de transporte. En el caso de que la situación sea de una turbulencia extrema, se puede llegar al apagado de llama por exceso de difusión. Por otra parte, se trabaja en la zona de llamas plisadas cuando $L_{Int} > \delta$ y los niveles de turbulencia son bajos. Las llamas plisadas se caracterizan por presentar muchos pliegues, viéndose así aumentada la superficie del frente de llama, provocando un aumento de la velocidad de combustión. En esta zona el FSR se escala con el régimen de giro, por lo que la velocidad de propagación del frente de llama crece de manera proporcional al régimen de giro, sin quedar el régimen de giro limitado por la velocidad de combustión. Y como bien se indica en el diagrama, los MEP operan en esta zona de llamas plisadas.

Otro aspecto que afecta a la velocidad de combustión es el hecho de que la combustión se realice en un recinto cerrado, como es el caso del cilindro. El frente de llama divide en dos regiones al cilindro: una de mezcla sin quemar y otra de gases quemados. Esta dicotomía provoca que la temperatura en el cilindro no sea homogénea, pues la zona de gases quemados presenta una mayor temperatura. Esta temperatura mayor provoca una expansión de los gases quemados que empuja al frente de llama hacia la mezcla sin quemar, suponiendo un aporte a la velocidad de propagación del frente de llama, denominándose velocidad de arrastre. Por tanto, se puede definir la velocidad resultante del frente de llama como la suma de la velocidad de combustión más la velocidad de arrastre.

$$u_F = u_C + u_A \quad (2.5)$$

Factores que afectan a la combustión normal

Los parámetros que afectan al proceso de combustión, y por tanto, a la evolución de la presión en el cilindro, se pueden clasificar en factores de diseño y en factores de operación, aunque solo se le va a prestar atención a los factores de operación.

El instante de encendido (*spark*) controla el inicio de la combustión,

controlando la cantidad de mezcla que se quema antes del punto muerto superior (PMS). Al ir aumentando el avance del *spark* se quema más cantidad de mezcla durante la carrera de compresión, lo que provoca un aumento de la presión máxima. No obstante, el aumento del avance produce también un aumento del calor transferido a las paredes antes del PMS, lo que supone el efecto contrario. Es por esto que la presión máxima aumenta hasta cierto aumento del avance de *spark*, a partir del cual empieza a disminuir. La presión media efectiva (*pme*) sufre una tendencia similar, aumenta hasta cierto valor del avance de *spark*, pues cuando el avance del *spark* es pequeño no se puede sacar todo el provecho de la combustión ya que la presión en el cilindro empieza a aumentar demasiado tarde. Y en valores altos del avance del *spark*, la presión en el cilindro crece demasiado pronto, creándole problemas al pistón para terminar la carrera de compresión. El valor del avance del *spark* en el que la *pme* es máxima se dice que es el punto en el que la combustión está centrada, y está limitado por la detonación.

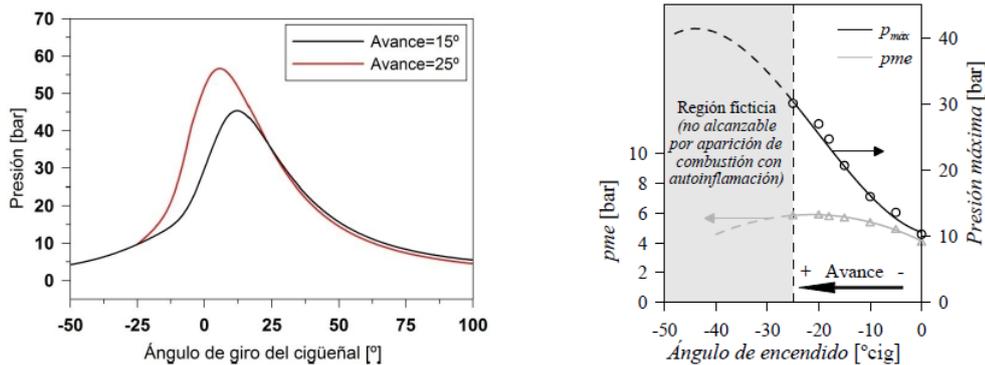


Figura 2.3: Influencia del spark sobre la presión y la *pme*.
[1]

Si consideramos la expresión de la duración de la primera fase de la combustión:

$$\alpha_{c1} = 2\pi L_1 \frac{n}{u_{CL}} \quad (2.6)$$

Si se aumenta el régimen de giro, sin variar el resto de parámetros de funcionamiento del motor, la duración de la primera fase de la combustión aumenta ya que la velocidad de combustión laminar sigue siendo la misma. Esto hace que la duración total de la combustión aumente, por lo que se tiene que modificar el avance del *spark* para mantener centrada la combustión. A partir de cierto régimen de giro, se crea turbulencia, aumentándose la

velocidad del proceso de combustión, siendo innecesario modificar el avance del *spark*.

Disminuir el grado de carga en un MEP supone reducir la presión en el colector de admisión y un mayor bombeo, siendo más difícil renovar la carga en el cilindro. Es por esto que la disminución del grado de carga se traduce en un aumento de residuales en el interior del cilindro. Como ya se ha comentado, una mayor presencia de gases inertes supone una disminución de la velocidad de propagación del frente de llama.

Para mezclas con dosado ligeramente rico, las temperaturas de combustión son las más altas. La variación del ángulo de combustión (α_c) en estos dosados es pequeña, localizándose en ellos los valores mínimos de dicho ángulo. En MEP se intenta trabajar siempre con dosados cercanos al estequiométrico o ligeramente ricos para garantizar el encendido de la mezcla así como para conseguir una adecuada combustión. No obstante, al trabajar en condiciones de alta carga, el dosado tiende a aumentarse para que el combustible actúe como un refrigerante y disminuir la temperatura del cilindro si se inyecta dentro de él.

En lo que respecta a las condiciones ambientales, cualquier alteración que modifique la temperatura supondrá un cambio en la duración de la combustión. Una disminución de la presión exterior conlleva una reducción de la masa encerrada en el cilindro, si hablamos de motores de aspiración natural, por lo que las pérdidas de calor serán más importantes, implicando un mayor enfriamiento. Al final, la temperatura disminuirá, y con ella, la velocidad de combustión. En el caso de que la temperatura exterior se reduzca, es mucho más sencillo, siendo igual la consecuencia, aunque de menor intensidad: reducción de la velocidad de combustión. En el caso de la humedad ambiental, un aumento de la misma supone una mayor cantidad de masa inerte, siendo ya sabida la consecuencia de aumentar la masa inerte en el cilindro: menor temperatura de combustión y la consecuente reducción de la velocidad del proceso.

Otro aspecto a considerar en el proceso de combustión normal es la dispersión cíclica, que consiste en la diferencia de presión existente entre varios ciclos operando en las mismas condiciones, como se puede apreciar en la figura 2.4.

No se trata de una anomalía de la combustión, sino de un fenómeno causado por el inicio de la combustión. En el instante de hacer saltar la chispa, debido a la turbulencia existente en el interior del cilindro, se pueden dar distintos patrones de flujo en las cercanías de la bujía, provocando así una propagación más o menos rápida del frente de llama en las fases iniciales. Es un fenómeno que se acentúa al trabajar con mezclas pobres y con la mayor

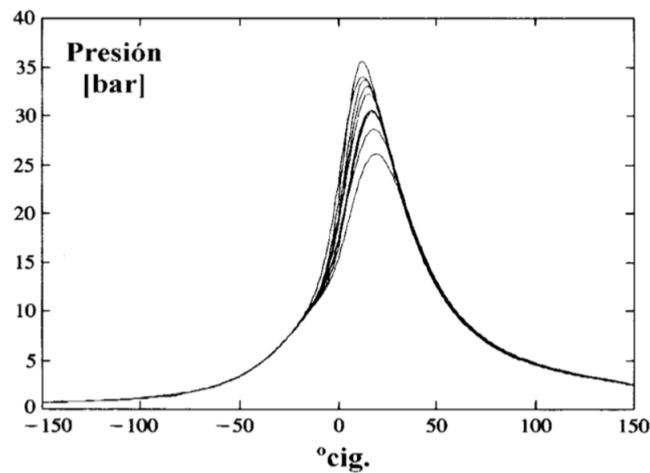


Figura 2.4: Representación conjunta de varios ciclos sucesivos en MEP. [1]

presencia de residuales (mezclas diluidas).

Un caso particular de dispersión cíclica es el apagado de llama. Conforme va aumentándose la dilución de la mezcla (mayores porcentajes de EGR o de residuales, por ejemplo), la dispersión cíclica puede ser tan elevada que se puede llegar al límite de estabilidad del motor. Además, también se puede dar el apagado de la llama debido al efecto térmico. El frente de llama se propaga gracias al calor que aporta el propio frente de llama a la mezcla sin quemar. Si la mezcla se encuentra cerca de la pared, la pared le induce un enfriamiento que se opone al calentamiento producido por el frente de llama, llegando a provocar el apagado del frente.

2.1.2. Combustión anormal

Knocking

El *knocking* es un tipo de combustión anormal. Se trata de una anomalía en el proceso de combustión que aparece en ciertas condiciones, trayendo consigo grandes peligros para el motor, reduciendo sus prestaciones y llegando a destruirlo en casos extremos. Este tipo de combustión, también llamado combustión con autoinflamación, se da cuando parte de la mezcla sin quemar se autoinflama, antes de que llegue el frente de llama, ocurriendo en la parte final de la mezcla, pues a esta zona es a la que más tarda en llegar el frente de llama, cuando se dan unas condiciones de temperatura y presión propicias para ello. En el caso de que la cantidad de mezcla que se autoenciende sea relevante se habla entonces de detonación. El autoencendido de

la mezcla se produce tras un determinado tiempo, denominado tiempo de retraso τ , y depende de la naturaleza del combustible, temperatura, presión y dosado de la mezcla. Para ver si tendrá lugar el autoencendido en una mezcla, es necesario comparar el tiempo de retraso τ , con el tiempo de combustión, sólo produciéndose el autoencendido si el tiempo de combustión es mayor que el tiempo de retraso.

Los factores que influyen en generar las condiciones de presión y temperatura necesarias se presentan a continuación:

- Si consideramos el grado de carga, la pureza de la mezcla aumenta con él, al haber menos residuales en el cilindro, por lo que aumenta la temperatura en la cámara, lo que conlleva un mayor riesgo de autoinflamación.
- Conforme aumenta el régimen de giro, disminuye el tiempo de retraso debido al aumento de la temperatura de la mezcla. Por otro lado, la velocidad de combustión aumenta, y evoluciona en mayor medida que el tiempo de retraso, por lo que al final, disminuye el riesgo de inflamación.
- Al trabajar con dosados estequiométricos es cuando se dan las mayores temperaturas de combustión y también se reduce el tiempo de retraso, aumentando el riesgo de inflamación.
- Como se viene comentando, la recirculación de gases de escape (EGR) supone un aumento del porcentaje de masa inerte, disminuyendo la velocidad de combustión. Sin embargo, supone una reducción del riesgo de autoinflamación.
- Al aumentar el avance del *spark*, la temperatura y la presión aumentan, por lo que crece el riesgo de autoinflamación.
- La turbulencia es otro factor influyente, pues ayuda a propagar la combustión por la cámara, reduciendo el riesgo de autoencendido.
- La mayor evacuación de calor en la cámara de combustión supone una disminución del riesgo de autoencendido, por lo que todas las medidas que conlleven un aumento de la transmisión de calor del cilindro al exterior son positivas, como puede ser una mayor relación superficie/volumen y el uso de materiales de gran conductividad.
- Por último, destacar que la resistencia a la autoinflamación del combustible viene indicada por el octanaje. Un mayor octanaje supone una reducción del riesgo de autoinflamación.

El autoencendido de la parte final de la mezcla, al chocar con el frente de llama, provoca un incremento brusco de la temperatura y la presión en la zona donde tiene lugar, creando una onda de presión que se propaga a la velocidad del sonido por la cámara. Debido a esta onda de presión, que castiga mecánicamente al motor, se genera un ruido muy particular, *knock* (por eso recibe el nombre de *knocking*).

La principal consecuencia de la onda de presión es la rotura de la capa límite térmica que aísla y protege las paredes de la cámara ante las elevadas temperaturas del proceso de combustión, por lo que una vez rota, no hay protección para los elementos del componen el cilindro.

Encendido superficial

El otro caso de combustión anormal en MEP es el encendido superficial, consecuencia de un punto caliente en las paredes de la cámara de combustión que provoca la aparición de un frente de llama. Estos puntos calientes son los restos carbonosos en culata o cabeza del pistón y el electrodo de la bujía, y dependiendo de cuándo se produzca el encendido se puede hablar de preencendido o postencendido, en función de que tenga lugar antes o después del salto de la chispa.

La consecuencia del postencendido es un aumento de la presión en el cilindro, provocando una mayor diferencia entre ciclos consecutivos y tendiendo a aparecer antes en cada ciclo, por lo que se puede extremar la situación llegando incluso al preencendido. El preencendido, en definitiva, sería como aumentar el avance del *spark* (en el caso de que no venga acompañado de ningún otro fenómeno) y presenta un sonido peculiar, sordo, llamado *rumble*.

El fenómeno del preencendido puede ser causado por el *knocking* ya que éste provoca un aumento de la temperatura de las paredes, pudiendo dar lugar a puntos calientes. Si ambos fenómenos ocurren a la vez se produce una intensificación del *knocking*, pudiendo llegar a ser extrema y catastrófica para el motor (*wild ping*).

2.1.3. Emisiones contaminantes

La gasolina, al igual que otros combustibles usados en MEP, es una mezcla de hidrocarburos. En una combustión completa, el oxígeno presente en el aire convertiría todo el hidrógeno del combustible en agua, todo el carbono en dióxido de carbono y el nitrógeno del aire no se vería afectado. Sin embargo, el proceso de combustión no es perfecto, por lo que los motores emiten distintos contaminantes. El estudio se va a centrar en óxidos de

nitrógeno (NO_x) e hidrocarburos (HC), por lo que hablaremos de ellos.

HC

La emisión de hidrocarburos tiene lugar cuando hay moléculas que no se queman o se queman parcialmente. Las principales causas que provocan su emisión son:

- Operar con dosados no estequiométricos. Aparacen tanto al trabajar con dosados ricos, pues no hay suficiente oxígeno para quemar todo el combustible, como en dosados pobres cercanos al límite de inflamabilidad, habiendo dificultades en la propagación del frente de llama que puede provocar que partes de la mezcla queden sin quemar.
- Efecto pared. La llama se apaga en zonas próximas a la pared que presentan rincones de volumen pequeño. En estos volúmenes se queda una pequeña fracción de mezcla sin quemar.
- Durante el cruce de válvulas, parte de la mezcla puede cortocircuitarse, al estar abiertas tanto la válvula de admisión como la de escape. Esto se puede evitar realizando inyección directa una vez ya cerrada la válvula de escape.
- Absorción de HC en el aceite. En la carrera de compresión, parte de los HC de la mezcla situada junto a las paredes del cilindro son absorbidas por el aceite remanente en las porosidades de la pared. Estos HC no se queman en la combustión, y durante la carrera de expansión son liberados. Gran parte son expulsados sin quemar.

NO_x

La formación de NO_x se ve favorecida en ambientes de elevada temperatura y ricos en oxígeno, siendo NO el compuesto principal emitido, aunque se oxida convirtiéndose en NO_2 al entrar en contacto con el aire fuera del motor. Los niveles de NO generados aumentan exponencialmente con la temperatura a partir de los $1800 - 2000K$. A diferencia de HC , el NO no es un producto que deba su formación a la combustión incompleta de la mezcla, sino que se produce debido al desarrollo del proceso de combustión, la distribución de la concentración de la llama y de la transferencia de calor, pudiendo explicarse con el mecanismo de Zeldovich según las siguientes reacciones:





La velocidad de formación de NO se puede describir con la siguiente expresión:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \left(\frac{6 \cdot 10^{16}}{T^{0,5}} \right)^{\frac{-69,096}{T}} \cdot [O_2]_e^{0,5} \cdot [N_2]_e^{0,5} \text{ mol} \cdot \text{s/cm}^3 \quad (2.10)$$

[2]

Donde $[NO]$ es la concentración molar y $[O_2]_e$ $[N_2]_e$ se refieren a las concentraciones molares en el equilibrio. Se aprecia claramente en esta ecuación la gran dependencia de la formación de NO respecto a la temperatura, por lo que una disminución de la misma supone una gran reducción en la formación de NO . Por este motivo es que en los motores de gasolina, el EGR es la estrategia principal a la hora de reducir las emisiones de NO_x , ya que supone una importante disminución de la temperatura de combustión.

A partir de ensayos en motores, se ha podido demostrar que los NO_x se disminuyen enormemente cuando la concentración de O_2 en la cámara de combustión es baja. Con una concentración local de O_2 reducida, una determinada cantidad de combustible tendrá que extenderse hacia una mayor área para conseguir formar una mezcla con el dosado necesario. Al extenderse sobre un área más amplia, la mezcla contará con un mayor número de especies, algunas de las cuales no reaccionan durante la combustión, absorbiendo parte de la energía liberada y por lo tanto, conduciendo a una menor temperatura y formación de NO_x .

2.2. Inyección Directa

En los motores de automóviles, antes de la aparición de los sistemas de inyección electrónicos, la inyección del combustible se realizaba mediante carburador. El carburador es un sistema de inyección mecánico que dosifica el combustible y lo mezcla con el aire admitido en el motor gracias a la diferencia de presiones provocada en el flujo de aire mediante un difusor. La única manera de controlar la cantidad de combustible proporcionada es a través de esta diferencia de presiones, que se regula mediante una válvula de mariposa, generando mayor o menor depresión entre la presión atmosférica

y la presión en el difusor. Es un sistema que no permite el aporte de combustible con exhaustivo control, por lo que cuando aparecieron los sistemas electrónicos empezó a dejar de emplearse. Los sistemas electrónicos permiten un mayor control del combustible proporcionado, mejorando así el dosado, la calidad de la mezcla y por consiguiente todas las condiciones operativas del motor.

Se pueden realizar distintas clasificaciones de los sistemas de inyección. Por ejemplo, según el tipo de control de la cantidad de combustible, el accionamiento de los inyectores por ciclo o las variables medidas para determinar el gasto de aire, pero la clasificación que interesa en este apartado es si se inyecta combustible en el cilindro o no: inyección directa o indirecta. La inyección indirecta se caracteriza por la inyección del combustible en el colector de admisión, cerca de la válvula de admisión. Dentro de la inyección indirecta, se puede realizar una distinción entre monopunto, de forma que un solo inyector suministre el combustible en el colector de admisión, o multipunto, teniendo cada cilindro su propio inyector. En el caso de la inyección directa, el combustible se inyecta ya en el cilindro, en la cámara de combustión, durante la carrera de admisión o la de compresión, dependiendo de lo que se quiera conseguir. Este último tipo de inyección, como es lógico, solo puede ser multipunto.

En lo que resta de sección ya sólo se va a tratar la inyección directa, pues es la que se da en el motor estudiado.

Si nos centramos en los inyectores, en un motor todos ellos están conectados a un conducto común (*common rail*) mediante su conducto de alimentación, y una bomba de alta presión se encarga de suministrar combustible a dicho *common rail*. Los inyectores se accionan eléctricamente mediante una bobina, que produce el levantamiento de la aguja y la salida del combustible, debiendo ser el levantamiento de la aguja lo suficientemente rápido para que el combustible se inyecte en las condiciones y tiempo justos.



Figura 2.5: Inyectores conectados por un *common rail*.

[3]

Algunas desventajas de la inyección directa respecto a la indirecta pueden ser: una mayor presión de inyección, ya que el tiempo disponible para aportar el combustible necesario es menor y la presión de la cámara es mayor que la presión del colector de admisión (esta mayor presión necesaria para inyectar en el cilindro se consigue gracias a una bomba de alta presión); el encendido de la mezcla trabajando con dosados pobres; y la regulación es más compleja, pues la homogeneidad de la mezcla depende del grado de carga y del régimen de giro del motor. No obstante, en determinadas condiciones presenta ventajas como un menor consumo y disminución de las emisiones contaminantes, siendo la emisión de partículas perjudicial por problemas de mojado del chorro en el pistón.

Al trabajar con mezclas homogéneas se necesita que el dosado sea cercano al estequiométrico para garantizar su inflamabilidad. Esto implica regular la carga controlando la cantidad de mezcla que se introduce en cualquier motor que opere con mezclas homogéneas. Para ello, es necesario regular la presión del colector de admisión, para introducir mayor o menor cantidad de aire fresco en el cilindro, pero conlleva un aumento del trabajo de bombeo. Esto se traduce en que al trabajar con mezclas homogéneas, se reduce el rendimiento del motor.

La única forma de romper este comportamiento es trabajar con mezclas estratificadas. Las mezclas estratificadas se caracterizan por una zona de la mezcla que presenta una composición rica dentro de los límites de inflamabilidad, que se busca que sea una zona cercana a la bujía para favorecer el inicio de la combustión, y se va haciendo cada vez más pobre conforme se aleja de ella. Con la estratificación se busca concentrar la combustión en una zona de la cámara de combustión para poder trabajar sin la mariposa, evitando las pérdidas de bombeo. Además, al concentrar la combustión en una zona se esperan menos pérdidas de calor y como resultado final, un aumento del rendimiento del motor. Conseguir la mezcla estratificada es más factible al realizar inyección directa, pues el tiempo disponible para homogeneizar la mezcla es menor, aunque como se ha mencionado anteriormente, es necesaria una mayor presión de inyección.

Una de las mayores ventajas de trabajar con inyección directa es el enfriamiento de la carga y la consiguiente mejora del rendimiento volumétrico, pues el aire caliente favorece a la evaporación del combustible, pudiéndose aumentar en algunos casos la relación de compresión. Normalmente, un motor de inyección directa trabaja con mezcla homogénea a elevados grados de carga y regímenes de giro. Sin embargo, para grados de carga y regímenes bajos, los motores de inyección directa ofrecen la posibilidad de trabajar con mezclas estratificadas, para seguir dentro de los límites de inflamabilidad pero poder mejorar las prestaciones, como el consumo específico o la emisión de contaminantes.

El uso de mezcla estratificada se puede compatibilizar con el empleo del EGR para el control de las emisiones. En estas condiciones se admite una segunda inyección para conseguir aceleración, arrancar en frío, o evitar el riesgo de detonación.

Para trabajar con mezcla homogénea, el combustible se inyecta en la carrera de admisión, proporcionándole el tiempo necesario para que se evapore y mezcle con el aire en el cilindro. Esta evaporación será más rápida cuanto más volátil sea el combustible, mayor sea la presión de inyección pues las gotas inyectadas serán de menor tamaño, mayor temperatura del aire y de la cámara de combustión.

En el caso de querer trabajar con mezcla estratificada, el combustible se inyecta al final de la carrera de compresión, para no darle tiempo a que se homogeneice la mezcla. Tanto la bujía, la cámara de combustión como la culata tienen que estar diseñadas para generar una mezcla estequiométrica o rica en las cercanías de la bujía, siendo también influyente la dirección del chorro inyectado. Aquí resulta conveniente comentar los distintos tipos de cámaras, siendo 3 las configuraciones posibles: cámara de cuña, cámara labrada en el pistón y cámara hemisférica.

- Cámara de cuña. Está diseñada de forma que se concentra cerca de la bujía gran parte de la mezcla y su geometría permite la utilización de dos válvulas de no excesivo tamaño en paralelo, por lo que resulta de gran utilidad para operar a bajo régimen de giro y carga estratificada.
- Cámara labrada en el pistón. Al estar la cámara, como su nombre indica, labrada en el pistón, facilita el diseño de la culata, permitiendo que ésta sea plana. Permite el empleo de 4 válvulas, en paralelo 2 a 2, y favorece a la turbulencia al generarse *squish* (movimiento generado al acercarse o alejarse el pistón de la culata).
- Cámara hemisférica. Esta geometría permite la utilización de 4 válvulas de mayor tamaño al estar inclinadas. Se trata de una cámara muy compacta al tener la bujía centrada, siendo mínimo el recorrido del frente de llama. Estas características le hacen ser una cámara conveniente para trabajar a regímenes de giro elevados.

La mejora en el rendimiento del motor al operar con mezcla estratificada a bajas cargas tiene por contraposición la generación de hollín en las zonas ricas de la mezcla y NO_x en las zonas de transición de ricas a pobres, siendo excesiva a altas cargas, motivo por el cual no se trabaja con este tipo de mezcla en cargas elevadas. Además, en regímenes de giro mayores a 3000 rpm, no hay tiempo suficiente para crear una mezcla inflamable.

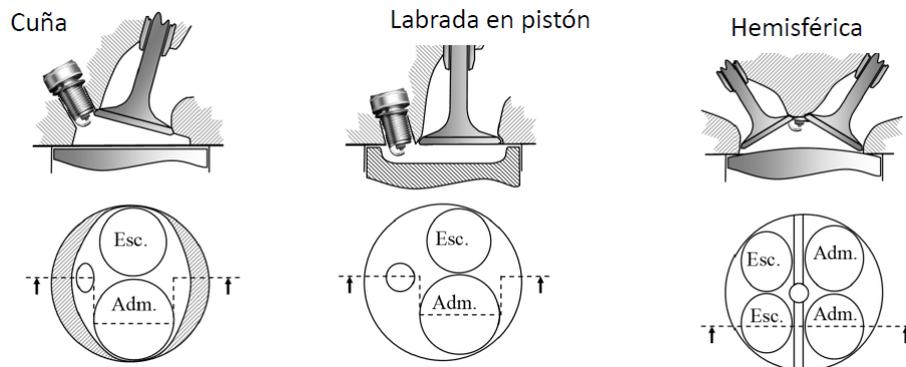


Figura 2.6: Distintas geometrías de cámaras de combustión.

[1]

Este es el motivo por el que cuando el grado de carga o el régimen de giro es elevado, se ha de cambiar de mezcla estratificada a mezcla homogénea. La transición de una mezcla a otra se consigue realizando una primera inyección en la carrera de admisión, generando una mezcla homogénea pobre, y posteriormente una segunda inyección durante la carrera de compresión, para así facilitar el inicio de la combustión en las cercanías de la bujía.

2.3. Sobrealimentación y downsizing en MEP

La sobrealimentación y el *downsizing* son dos conceptos muy ligados entre sí y es por ello por lo que se van a ver en una misma sección.

El *downsizing* consiste en emplear motores más pequeños que proporcionan potencia y par similares a los de un motor más grande. Es una tecnología que se empezó a desarrollar en la década del 2000, y uno de los fabricantes pioneros en aplicar esta tecnología fue Volkswagen, con un motor de 1.4 l que sustituía a motores de aspiración natural de 1.6 l y 2.0 l.

La técnica del *downsizing* debe su desarrollo tanto a las legislaciones restrictivas que se han implantado como a la creciente conciencia pública acerca de las emisiones de gases de efecto invernadero, en especial el CO_2 . Además de la reducción de emisiones de gases, otra ventaja del *downsizing* es la mejora del consumo específico del motor, siendo el grado de mejora dependiente de la magnitud del *downsizing*. Para reducir el tamaño del motor lo que se hace es disminuir la cilindrada del motor, que se puede conseguir o bien reduciendo la cilindrada unitaria o bien reduciendo el número de cilindros, y ello implica una reducción del peso del motor. Se consiguen motores más compactos, por lo que se reduce la carrera del pistón, suponiendo una

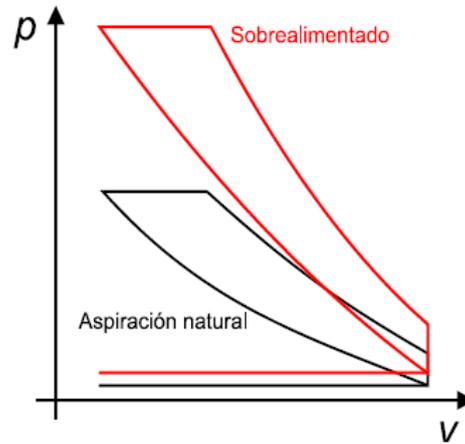


Figura 2.7: Comparación entre ciclo ideal a presión constante de un motor de aspiración natural y uno sobrealimentado.

[1]

disminución en la fricción que se produce entre los pistones y los cilindros. Es una técnica muy beneficiosa en MEP pues el motor opera con grados de carga mayores, necesitando una utilización menor de la mariposa, reduciéndose las pérdidas.

El desarrollo del *downsizing* ha sido posible principalmente gracias a la sobrealimentación, que consiste en el incremento de la densidad del aire admitido al motor, de manera que el flujo másico en el motor también aumenta, conllevando a un mayor desarrollo de potencia, pues al incrementar el gasto másico de aire también se puede aumentar el gasto de combustible, que al final es quien aporta el poder calorífico que permite esta mayor potencia. La capacidad de generar mayor potencia para un mismo tamaño de motor es la que posibilita la creación de motores más pequeños que puedan suministrar la misma potencia que uno de mayor tamaño, siendo la base del *downsizing*.

$$N_e = \dot{m}_a \cdot F \cdot PCI \cdot \eta_e = \rho_a \cdot \eta_v \cdot V_T \cdot \frac{n}{2} \cdot F \cdot PCI \cdot \eta_e \quad (2.11)$$

En la expresión anterior se puede apreciar que para un motor, con rendimiento volumétrico (η_v) y cilindrada (V_T) dadas, la potencia que pueda desarrollar guarda una relación directamente proporcional con el flujo másico de aire, y por tanto, con su densidad. También existe la misma dependencia con el dosado (F), por tanto, a medida que se aumenta el flujo másico de aire, ha de incrementarse la cantidad de combustible inyectado para seguir manteniendo el dosado.

Este aumento de densidad del aire admitido se consigue a través de un compresor, siendo el proceso de compresión no isoterma, provocando un aumento de la temperatura del aire admitido y un menor incremento de la densidad del aire comparado a si se realizase de forma isoterma. Es por ello que resulta conveniente instalar un intercambiador de calor (*cooler* o *intercooler*) ya que permite seguir aumentando la densidad del aire admitido, pues al disminuir la temperatura del aire se consigue incrementar su densidad, además de reducir el riesgo de detonación de la mezcla.

El *cooler* es un dispositivo mecánico usado para la refrigeración, a presión constante, del aire admitido que permite mejorar la eficiencia volumétrica del motor. Puede ser un componente externo del grupo de sobrealimentación o puede estar integrado en el grupo, como es el caso del motor objeto de estudio de este trabajo, usando agua como líquido refrigerante y denominándose *Water Charger Air Cooler* (WCAC). La eficiencia del *cooler* determina el comportamiento del mismo, y viene dada por la relación de temperaturas que se da entre la entrada del compresor, salida del compresor y salida del *cooler*:

$$\varepsilon = \frac{T_2 - T_2'}{T_2 - T_1} \quad (2.12)$$

De esta expresión se puede concluir que la eficiencia del *cooler* aumenta cuanto mayor sea la temperatura del aire a la salida del compresor, o desde otro punto de vista, la eficiencia será mayor conforme crezca la relación de compresión del sistema de sobrealimentación. Este comportamiento ha provocado que el uso del *cooler* se haya extendido en motores de encendido por compresión con alto grado de sobrealimentación (relación de compresión del sistema). Sin embargo, en los MEP, el grado de sobrealimentación está limitado por el riesgo de detonación del combustible, y por ello la eficiencia del *cooler* es baja, haciéndose necesario el empleo de una mayor superficie de intercambio térmico para conseguir una temperatura y densidad del aire aceptables. Esta mayor superficie necesaria en el *cooler* hace que sea de mayor tamaño en MEP que en MEC.

2.3.1. Tipos de sobrealimentación

Hay distintas formas de hacer mover el compresor, y por ello existen varios tipos de sobrealimentación: externa, mecánica y turbosobrealimentación. La sobrealimentación externa consiste en mover el compresor mediante un motor distinto al alternativo y normalmente suele ser un motor eléctrico. Por su parte, en la sobrealimentación mecánica el compresor se acciona

directamente por el motor alternativo al estar el compresor conectado al cigüeñal. En el caso de la turbosobrealimentación, el compresor es accionado por una turbina que aprovecha la energía de los gases de escape del motor, estando ambos elementos en un eje distinto al cigüeñal.

Los dos tipos más extendidos son la mecánica y la turbosobrealimentación, y las principales diferencias entre ambas en cuanto a prestaciones son:

- Debido al aprovechamiento de los gases de escape, mejora el consumo específico de un motor turbosobrealimentado respecto a un motor de aspiración natural.
- En la mecánica, al estar conectado al cigüeñal, el compresor absorbe potencia del motor, por lo que el rendimiento efectivo del motor disminuye, hecho que en la turbosobrealimentación no ocurre.
- La turbosobrealimentación presenta una mala respuesta en transitorios del motor debido al desacople que hay entre compresor y motor. Este desacople conduce a un retraso en la respuesta ya que el turbogrupo (compresor y turbina) tiene cierta inercia que provoca el retraso del suministro de aire requerido en las aceleraciones. En contraposición, en la sobrealimentación mecánica el compresor y el motor aceleran acompañados, favoreciendo el aumento del suministro de aire cuando se requiere.

2.3.2. Problemas de la sobrealimentación y soluciones

Uno de los principales efectos que se consigue al sobrealimentar un motor es un aumento de la presión máxima del ciclo ya que se está incrementando la presión de admisión en el cilindro. Esta mayor presión máxima provoca que los esfuerzos mecánicos que sufren tanto el cigüeñal como las bielas sean superiores, llegando incluso a formarse una cuña de aceite entre bielas y cigüeñal. Este problema se resuelve reforzando el motor y el sistema de lubricación para así el motor ser capaz de soportar tales tensiones mecánicas. Por otro lado, la mayor presión existente en el cilindro significa un aumento del riesgo de detonación en MEP, reduciéndose dicho problema con la disminución de la relación de compresión volumétrica del motor.

Se ha comentado al inicio de esta sección que el aumento de la potencia desarrollada por el motor gracias a la sobrealimentación se debe al incremento del gasto de combustible. Es lógico pensar que al aumentar el combustible quemado las tensiones térmicas sean mayores, pues se libera más calor en

una misma geometría o incluso en una geometría más pequeña. Dadas estas tensiones térmicas, resulta interesante refrigerar los pistones, así como el uso de aceites que trabajen bien a elevadas temperaturas para evitar la formación de depósitos en camisa y portasegmentos. Otras medidas que se pueden tomar son refrigerar el fluido en la admisión (de ahí la importancia del *cooler*) o disminuir la relación de compresión volumétrica. En cuanto a la transmisión de calor de un motor sobrealimentado, la relación de calor transmitido al refrigerante, a dosado constante, respecto a la potencia efectiva se disminuye, por lo que se puede considerar que el motor se vuelve más adiabático. Este hecho implica que el radiador necesario para refrigerar al motor se reduce en tamaño, lo que supone una gran ventaja a la hora de diseñar el vehículo.

El hecho de que el compresor vaya directamente conectado al cigüeñal provoca una evolución negativa de la presión media de las pérdidas de fricción, suponiendo una disminución del rendimiento mecánico del motor. En la turbosobrealimentación, al no estar el compresor en el mismo eje del cigüeñal, la presión media de pérdidas de fricción se mantiene prácticamente constante, y al producirse un aumento del rendimiento indicado, el rendimiento mecánico experimenta una mejoría.

Como se ha comentado con anterioridad, un problema de la turbosobrealimentación es el retraso existente entre que el motor demanda más aire al acelerar y el compresor se lo aporta debido a la inercia que presenta el turbogrupo. Si se reduce el peso del turbogrupo, esta inercia será menor y el retraso existente disminuirá. Otra posible solución para solventar el problema del tiempo de retraso es el uso de un turbogrupo híbrido. Dicho turbogrupo está formado por un motor eléctrico, un compresor eléctrico y una turbina generadora, acoplados de forma que la velocidad y potencia del compresor no dependen de la velocidad y potencia de la turbina. En condiciones de aceleración, el turbogrupo se comporta inicialmente como un sistema de sobrealimentación externa alimentado por un motor eléctrico. Este motor eléctrico le permite al compresor acelerar para suministrarle al motor el aire requerido al instante, eliminando el tiempo de retraso del turbogrupo. A altos regímenes de giro, en la turbina se genera más electricidad de la que consume el compresor, sirviendo esta electricidad sobrante para recargar el motor eléctrico.

Otro aspecto a considerar en un turbogrupo convencional es el riesgo a entrar en bombeo a bajos regímenes de giro. Para evitar entrar en bombeo se puede implementar un turbogrupo de dos etapas, que se trata de un turbogrupo igual que uno convencional pero con un segundo compresor, movido por otra segunda turbina, hacia el que se dirige el flujo de aire gracias a un *bypass* cuando el régimen de giro es tan bajo que se estaría trabajando cerca de los límites de bombeo. Un variante de este tipo de turbogrupo es

el triple turbogrupo, en el que la zona de alta presión está compuesta por dos compresores de menor tamaño en paralelo.

2.3.3. Downsizing en MEP de inyección directa

En el caso de interés en este trabajo, MEP de inyección directa, la alta densidad facilita la mezcla en condiciones de carga estratificada, mejorando el proceso de combustión y el rendimiento indicado. La reducción del tamaño de los motores de encendido por chispa (SI) es una de las nuevas tendencias en la industria, pues permite reducir las emisiones de CO_2 a la vez que mejora el consumo de combustible y posibilita una mejora en la manejabilidad del vehículo. Los motores de inyección directa turbosobrealimentados (TDI) aumentan la eficiencia del motor, generan más potencia y par y menos emisiones que los motores de inyección indirecta y de aspiración natural. Al ser motores más pequeños su superficie es menor, lo que reduce las pérdidas de calor a través de las paredes del motor, significando un incremento de la eficiencia del motor.

2.4. Sistemas de distribución variable

La renovación de la carga en el cilindro es uno de los aspectos fundamentales para que el motor genere las prestaciones necesarias en cada circunstancia de trabajo ya que controla la cantidad de aire fresco y mezcla quemada presentes en el cilindro, es decir, la efectividad del llenado de los cilindros. Dependiendo de la cantidad de aire fresco introducido en el cilindro se podrá inyectar más o menos combustible, controlando la potencia que pueda desarrollar el motor. Además, la renovación de la carga va a determinar la emisión tanto de gases como sonora debido a la composición de la mezcla y al carácter no estacionario del flujo.

En el proceso de renovación de la carga los principales elementos constructivos que determinan la cantidad de aire fresco introducido y de gases quemados vaciados son las válvulas, de admisión y escape, accionadas por el árbol de levas. Aquí resulta conveniente comentar el diagrama de distribución, pues determina los instantes de apertura y cierre de las válvulas.

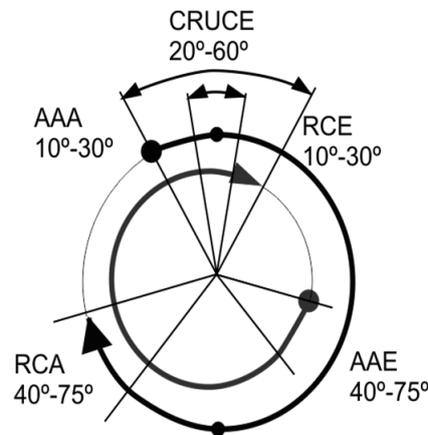


Figura 2.8: Valores límites del diagrama de distribución.

[1]

En el diagrama se presentan los parámetros temporales que determinan la renovación de la carga:

- La admisión de aire en el cilindro empieza con la apertura de la válvula de admisión, siendo AAA (avance apertura admisión) el ángulo que se adelanta la apertura respecto al punto muerto superior (PMS) correspondiente al final de la carrera de escape, y acaba con el cierre de la misma válvula, siendo RCA (retraso cierre admisión) el retraso del cierre respecto al punto muerto inferior (PMI) correspondiente al final de la carrera de admisión.
- En cuanto a la salida de los gases quemados, empieza con la apertura de la válvula de escape, siendo AAE (avance apertura escape) el avance respecto al PMI correspondiente al final de la carrera de expansión, y acaba con el cierre del escape, siendo RCE (retraso cierre escape) el retraso respecto al PMS correspondiente al inicio de la carrera de admisión.

El tiempo que ambas válvulas permanecen abiertas se denomina cruce de válvulas, siendo vital para conseguir la menor masa de residuales posible atrapados en el cilindro, además de que en este intervalo se puede producir cortocircuito de gases frescos. Estos cuatro ángulos son los que hay que variar para conseguir una combustión adecuada según la necesidad del vehículo, pues a regímenes altos es más costoso llenar y vaciar el cilindro ya que las válvulas abren y cierran más rápido. Es por ello que a dichos regímenes resulta conveniente abrir tanto la válvula de admisión como la de escape el máximo tiempo posible.

La creación de los sistemas de distribución variable, en inglés *variable valve timing* (VVT), fue posible gracias al diseño de árboles de levas ajustables, pues al final es el árbol de levas quien se encarga de accionar las válvulas. Con estos nuevos árboles se puede realizar un mayor ajuste del cruce de válvulas, el levantamiento de las mismas y la duración de la apertura en función del régimen de giro, carga y temperatura del motor, optimizando así las prestaciones del motor. Por ejemplo, si se quiere conseguir la máxima potencia posible, se trabaja con la apertura máxima; o si se trabaja a ralentí se retrasa la apertura, se adelanta el cierre y el levantamiento se reduce, aunque no todos los sistemas existentes son capaces de variar todos estos parámetros.

2.4.1. Tipos de sistemas de distribución variable

Existen diversos sistemas de distribución variable, y se pueden clasificar en 2 grandes grupos, dependiendo de si ajustan la distribución mediante el desplazamiento del árbol de levas o a través la variación de alzada de levas.

Desplazamiento del árbol de levas

Este tipo de sistemas, que son los más extendidos en el mercado actual, se basan en la utilización de variadores de fase mediante los cuales se consiguen modificar los instantes de apertura y cierre de una válvula, en el mismo sentido, de forma que debe elegirse uno de estos instantes para optimizar. Los variadores de fase se encargan de variar la posición angular del árbol de levas respecto al empujador, decalando así la posición del árbol respecto a la del cigüeñal. De esta manera, ni los perfiles de las levas (levantamiento de las válvulas), ni las carreras de las válvulas ni las duraciones de los levantamientos se ven modificados. Dentro de este sistema de VVT encontramos una clasificación interna según sean continuos o discretos:

- Los sistemas discretos se caracterizan por tener únicamente dos estados, activado o desactivado, y a cierto régimen de giro modifican la distribución.
- Los sistemas continuos, por su parte, tienen la ventaja respecto a los discretos que permiten ajustar la distribución a cualquier régimen de giro.

Variación de levantamiento de levas

Con esta estrategia se pretende variar el levantamiento máximo de las válvulas, y para ello se requieren 6 levas y 6 balancines en el caso de que cada cilindro presente 4 válvulas, quedando una leva central y un balancín central libres tanto en admisión como en escape. Esta leva y balancín no entran en juego a bajos regímenes de giro, pero al acelerar, la presión del aceite del sistema hidráulico mueve un vástago entre los balancines de las levas de cada válvula y la leva libre, uniendo el conjunto. Es aquí cuando la leva que anteriormente estaba libre levanta los balancines y aumenta el alzado de las válvulas, así como el instante de apertura y cierre. En el momento en que se vuelve otra vez a regímenes de giro bajos o moderados, el vástago se recoge y el balancín central vuelve a quedar libre. En el caso de que el motor tenga sólo un árbol de levas, este sistema se aplica únicamente a las válvulas de admisión debido a la mayor complejidad que supone el llenado del cilindro.

Cabe mencionar también que hay motores que combinan ambos sistemas, complicando y encareciendo el diseño del sistema de renovación de la carga, aunque repercute positivamente en el consumo de combustible, la potencia y la emisión de contaminantes.

2.5. Recirculación de gases de escape (EGR)

La estrategia del EGR consiste en recircular los gases de escape del motor hacia la admisión con el fin de disminuir la temperatura durante el proceso de combustión debido a la disminución de la relación de calores específicos (γ), consecuencia de la mayor presencia de gases ya quemados. El uso del EGR apareció por primera vez en la década de los 70, en motores diésel, con el objetivo de limitar la emisión de NO_x gracias a la reducción de la temperatura en la cámara durante el proceso de combustión. Poco a poco, debido a la regulación de las emisiones de gases y al deseo de ahorrar combustible, los motores de gasolina se han ido encaminando hacia la turbosobrealimentación, conllevando al aumento del riesgo de autoencendido. Con la implementación del EGR en motores de gasolina, además de otras técnicas como por ejemplo VVT, se reduce el riesgo de autoencendido, el consumo de combustible y los niveles de emisión de NO_x . Al operar con EGR el cilindro cuenta con una menor proporción de mezcla fresca, suponiendo una mayor apertura de la mariposa si se quiere conseguir la misma potencia y par que sin el empleo del EGR, traduciéndose en una reducción de las pérdidas de bombeo.

Existen varias formas de implementar el sistema de recirculación de los gases, dando lugar a distintas configuraciones, como por ejemplo si los gases

se recirculan a elevada temperatura o una vez ya enfriados, o si se redirigen a alta o baja presión. Estas variaciones se van a comentar a continuación.

2.5.1. EGR frío y EGR caliente

El proceso en el que los gases de escape son recirculados hacia la admisión directamente, sin hacer disminuir su temperatura, se denomina EGR caliente; en contraposición, cuando los gases se recirculan una vez su temperatura se ha visto reducida, el proceso se denomina EGR frío. Un motor que use el EGR caliente puede usar la elevada temperatura de estos gases para calentar la admisión, favorecer la combustión e incrementar la eficiencia térmica del motor. Por su parte, cuando un motor trabaja con EGR frío, en comparación con el EGR caliente, se consigue un menor riesgo de autoencendido y una mayor densidad de la admisión que significa una mejora del rendimiento volumétrico del motor, además de favorecer aún más la reducción de NO_x al disminuir la temperatura, aunque la emisión de HC y la dispersión cíclica aumentan.

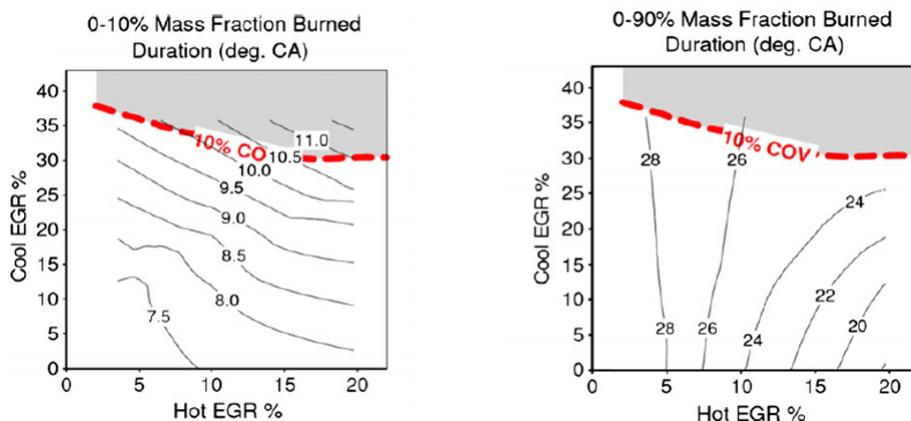


Figura 2.9: Tiempos de combustión para EGR frío y caliente.

[2]

En la figura 2.9 se aprecian los tiempos de duración tanto de la primera fase de la combustión (izquierda) como de la primera y segunda juntas (derecha). Si se observan primero ambas duraciones con la evolución del EGR caliente, se ve que la primera fase de la combustión se alarga conforme aumenta el porcentaje de este EGR, debiéndose a que la mayor proporción de gases inertes dificultan el encendido de la mezcla. La segunda fase de la combustión evoluciona de manera contraria, pues al incrementar el EGR, la temperatura de la mezcla que todavía no ha sido quemada es mayor, favoreciendo la propagación del frente de llama. En cuanto a la influencia del EGR

frío, en la primera fase se observa una tendencia similar a la que ocurre con el EGR caliente, provocada por el mismo motivo. Sin embargo, el EGR frío afecta muy poco o prácticamente nada a la duración de la segunda fase de la combustión.

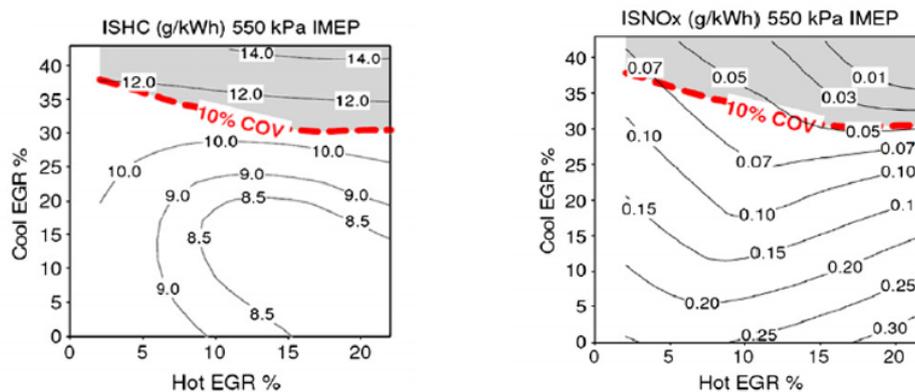


Figura 2.10: Emisiones de HC y NO_x para EGR frío y caliente.
[2]

En la figura 2.10 se comparan las emisiones de HC y NO_x . Como norma general, el incremento de EGR frío produce un aumento de las emisiones de HC , tendencia debida a la menor estabilidad de la combustión conforme se aumenta la proporción de EGR frío. En cambio, el mayor porcentaje de EGR caliente produce el efecto contrario, significando una mejor mezcla del aire y el combustible y propiciando una temperatura más adecuada para la combustión, traduciéndose a una menor emisión de HC . Por otro lado, la emisión de NO_x disminuye notablemente a medida que se aumenta el porcentaje de EGR frío pero crece ligeramente con el EGR caliente debido a la dependencia que tienen los NO_x con la temperatura.

Entre todos los sistemas existentes en la actualidad de control de combustión y emisiones, el más efectivo para reducir los niveles de emisión de NO_x es el EGR frío. Con la implementación del EGR, la composición en la admisión cambia sustancialmente. Debido a la alta temperatura de los gases recirculados, es conveniente enfriarlos para poder mantener un rendimiento volumétrico aceptable y garantizar un buen funcionamiento de los componentes que van a tener que lidiar con estos gases, como pueden ser el compresor o el colector de admisión.

2.5.2. EGR de alta presión

En la configuración de EGR de alta presión los gases recirculados se extraen antes de que hayan pasado por la turbina del turbogrupo, introduciéndose en el conducto de admisión una vez que el flujo de aire fresco ya ha pasado por el compresor, como se puede apreciar en la figura 2.11.

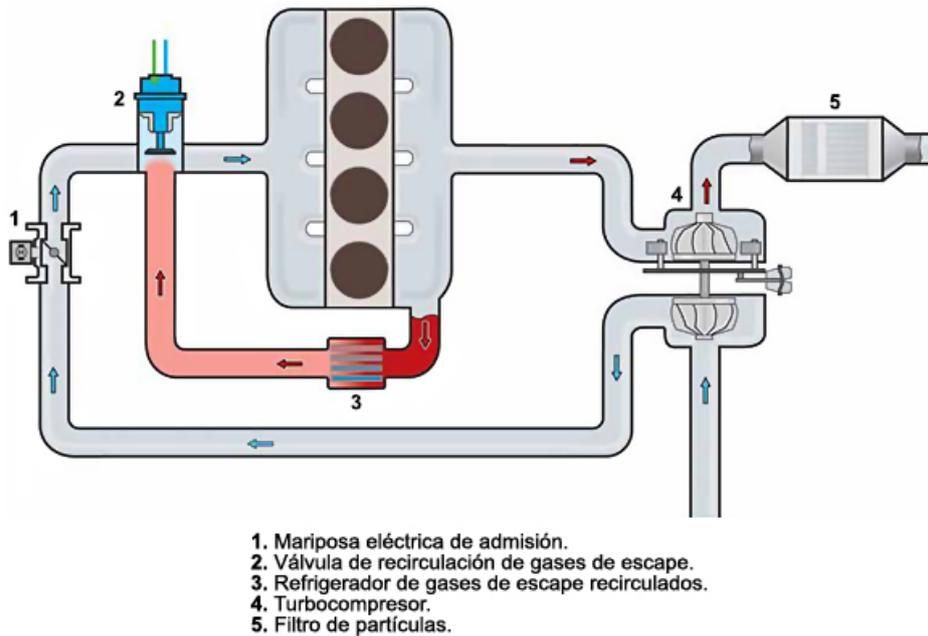


Figura 2.11: Sistema EGR de alta presión.

[5]

Para poder proporcionar la cantidad necesaria de EGR al motor hay que controlar la diferencia de presión entre los conductos de escape y admisión. Con el desarrollo del *downsizing* y la turbosobrealimentación, cada vez se consiguen mayores eficiencias de las turbinas y compresores, incrementando la presión en la admisión aguas abajo del compresor y tendiendo a igualarla a la de escape aguas arriba de la turbina, pudiendo significar una complicación a la hora de hacer circular los gases de escape a admisión. En determinadas circunstancias, la presión de admisión supera a la de escape, haciéndose muy difícil proporcionar la cantidad necesaria de EGR, como ocurre al trabajar con regímenes de giro bajos a altas cargas (figura 2.12). En estos casos, se debe aumentar la presión aguas arriba de la turbina o disminuirla aguas abajo del compresor para un correcto empleo del EGR, lo que se consigue mediante una válvula. También se puede dar el caso de que la presión de admisión sea mayor que la de escape en ciertos instantes del ciclo, como se

aprecia en la figura 2.13.

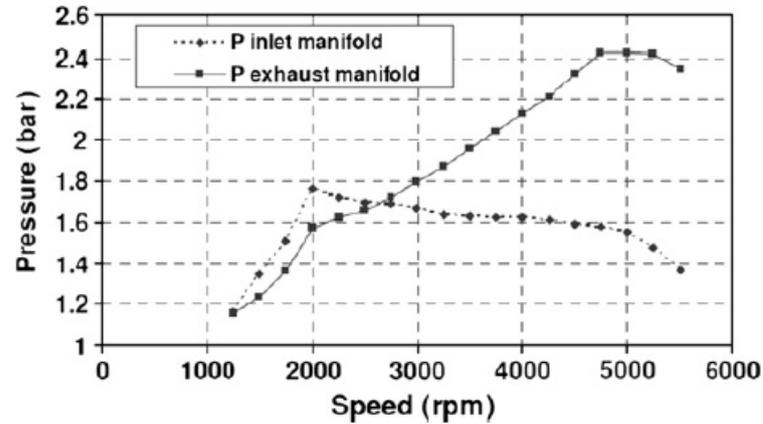


Figura 2.12: Evolución de presiones en admisión y escape con el régimen de giro.

[2]

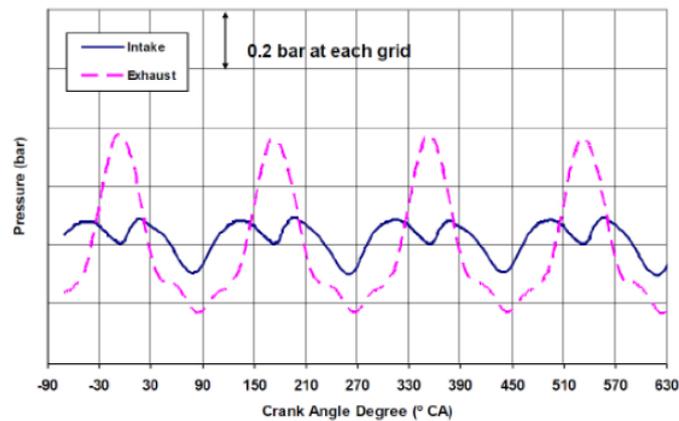


Figura 2.13: Evolución de presiones en admisión y escape con el ángulo del cigüeñal.

[6]

Con esta configuración aparece una problemática al operar a bajas revoluciones, pues al reducirse el flujo de gases que atraviesan la turbina, el trabajo obtenido en ella se ve disminuido y consecuentemente también el par que se puede producir. No obstante, se trata del diseño más compacto, siendo una ventaja en condiciones transitorias al tratarse de la configuración que más rápido responde ante variaciones de carga. Debido a las altas temperaturas de los gases, llegando a superar los 900 °C, en esta configuración

resulta imprescindible su refrigeración hasta que se encuentren a 150-200 °C para no dañar piezas así como para reducir el riesgo de autoencendido.

2.5.3. EGR de baja presión

En esta configuración, los gases son recirculados aguas abajo de la turbina y se introducen en el sistema de admisión aguas arriba del compresor, por lo que el compresor trabaja ya con la mezcla de aire fresco y gases recirculados.

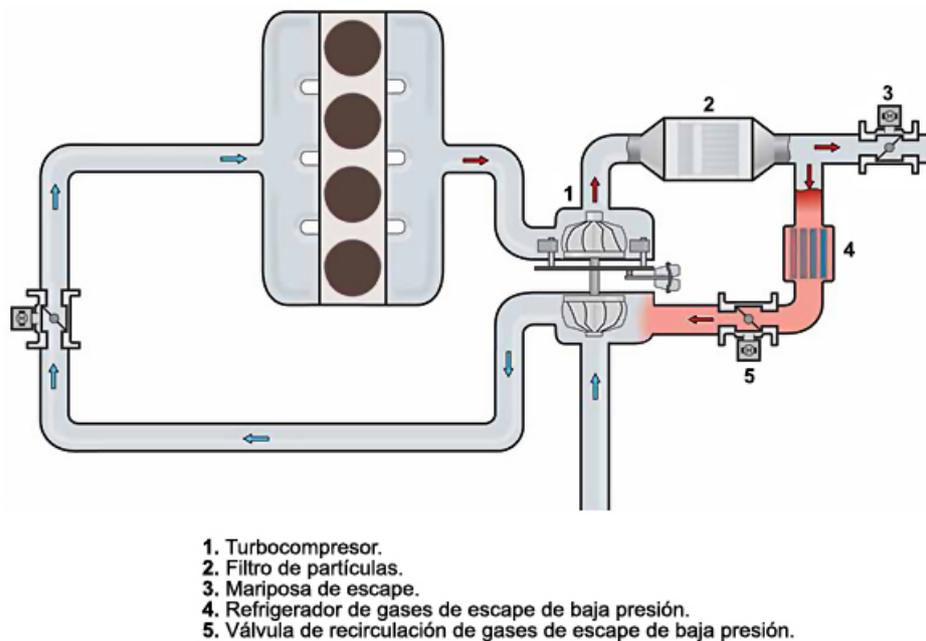


Figura 2.14: Sistema EGR de baja presión.

[5]

Para el EGR de baja presión, la diferencia de presiones entre escape y admisión es menor que en la configuración de alta presión pero suficiente para el correcto funcionamiento. Una ventaja en el comportamiento entre esta configuración y la de alta presión es que puede proporcionar la cantidad necesaria de gases recirculados a bajos regímenes y altas cargas, reduciendo el consumo. Sin embargo, esto se convierte en una desventaja en los transitorios pues la respuesta del EGR se ralentiza debido al desacople que hay entre turbogruppo y motor. Otra ventaja del EGR de baja presión es la menor capacidad de enfriamiento necesaria por el *cooler* del EGR para refrigerar los gases y no poner en peligro ni la válvula EGR ni al compresor, ya que

al pasar por la turbina su temperatura se ve notablemente disminuida.

Con el fin de proporcionar el compresor la misma cantidad de aire fresco (pues ahora el flujo másico que atraviesa el compresor no es sólo de aire fresco, sino que también está compuesto por los gases recirculados), el trabajo que se necesita extraer de la turbina debe ser mayor que en el caso de trabajar sin EGR, provocando un incremento de presión en el colector de escape y de las pérdidas de bombeo.

Este incremento de trabajo necesario para que el compresor proporcione el mismo flujo de aire fresco también es una característica de la configuración de alta presión, pero en ese caso la cantidad de gases que atraviesan la turbina es menor que en la configuración de baja, por lo que la relación de expansión, la presión en el colector de escape y las pérdidas de bombeo son menores en la configuración de alta presión.

Dependiendo de en qué momento se realice la desviación de los gases se pueden distinguir dos tipos de estructuras: limpia o sucia. La diferencia entre una y otra es el lugar en el que se encuentra el catalizador de tres vías (TWC), que sirve para reducir los niveles de NO_x , CO y HC . En la configuración limpia, los gases pasan por el catalizador antes de ser redirigidos, evitando que lleguen partículas al compresor que puedan dañarlo. En el caso de la configuración sucia, los gases se dirigen a la admisión antes de pasar por el catalizador, por lo que se tiene que proteger al compresor ante el impacto y acumulación de partículas. Sin embargo, la configuración sucia presenta otras ventajas como mayor velocidad y eficiencia de combustión gracias a requemar hidrocarburos, hidrógeno y monóxido de carbono; reducción de pérdidas de bombeo debido a la mejora en la caída de presión en la turbina; o una mejor refrigeración ya que en el catalizador tiene lugar reacciones exotérmicas que disminuyen la entalpía de los gases. No obstante, es recomendable usar la configuración limpia pues disminuye los niveles de NO_x y supone una reducción del riesgo de autotencendido.

2.5.4. EGR mixto

La configuración mixta, como su nombre indica, es una mezcla de la configuración de alta y la de baja, pues los gases se extraen aguas arriba de la turbina y se introducen aguas arriba del compresor.

Esta configuración presenta ventajas y desventajas de ambas, como por ejemplo la ventaja que presenta la configuración de alta presión a elevados regímenes y cargas gracias a la cual las pérdidas de bombeo se reducen, o la desventaja de la configuración de baja presión en los transitorios. Sin embargo, resuelve el problema existente de la diferencia de presiones entre

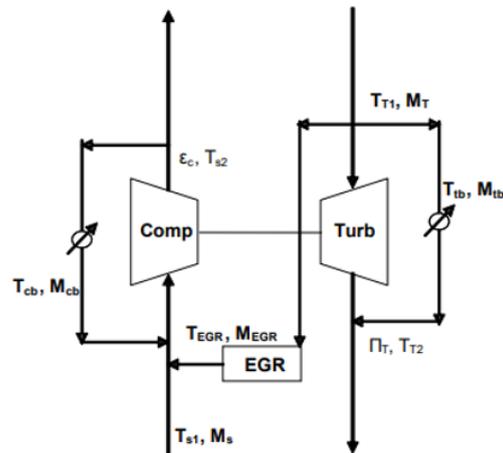


Figura 2.15: Sistema EGR de mixto.
[6]

escape y admisión en la configuración de alta presión al trabajar en bajos regímenes de giro y alta carga, aunque presenta un estrecho rango de operación en estas condiciones, pues el hecho de recircular los gases aguas arriba de la turbina conlleva un menor trabajo generado en ella, disminuyendo el par máximo que se puede desarrollar.

Capítulo 3

Herramientas empleadas

Contenidos:

3.1. Instrumentación en sala	39
3.1.1. Motor	39
3.1.2. Medición de datos	40
3.1.3. Adquisición de datos	41
3.1.4. Control de parámetros	41
3.2. Programas utilizados	41
3.2.1. CALMEC	41
3.2.2. MATLAB y Excel	46

En este capítulo se van a comentar todas las herramientas que se han usado tanto en la obtención de los datos como para su análisis y tratamiento, siendo de vital importancia el programa CALMEC, ya que ha servido para simular el proceso de combustión en cada ensayo que se ha analizado, así como la metodología seguida para la correcta obtención de los resultados a analizar.

3.1. Instrumentación en sala

3.1.1. Motor

El objetivo de este trabajo es el estudio del proceso de combustión que se desarrolla en un MCIA de gasolina al recircular los gases de escape, por lo

que el principal elemento en el banco de ensayos es el motor, que se caracteriza por ser de inyección directa, estar sobrealimentado con un turbogrupo con turbina de geometría variable (TGV) y un sistema de EGR frío de baja presión, siendo su arquitectura básica la que se muestra a continuación:

Características del motor	Valores	Unidades
Número de cilindros	4	[-]
Cilindrada total	1300	[cm ³]
Diámetro del cilindro	72,2	[mm]
Carrera	81,2	[mm]
Longitud de la biela	128	[mm]
Longitud de la manivela	40,6	[mm]
Relación de compresión volumétrica	10,6	[-]

Tabla 3.1: Características geométricas del motor.

3.1.2. Medición de datos

En el banco, mientras se realizaban los ensayos, se midieron las presiones instantáneas en cada cilindro y colectores gracias a las bujías instrumentadas AVL ZI33 así como las medias en los conductos, la presión a la salida del compresor, la presión a la salida del filtro de aire, la presión del aceite, la presión del refrigerante a la salida y a la entrada, la presión del combustible inyectado y la presión del cárter, para lo que se usaron sensores de presión piezorresistivos. Asimismo, también se midieron datos de temperatura media en ambos colectores y en cada cilindro, la temperatura del combustible, la temperatura del refrigerante tanto a la entrada como a la salida del motor, la temperatura del aceite, la temperatura a la salida del filtro de aire, la temperatura de los gases recirculados y la temperatura a la salida de la turbina gracias a termopares tipo K. En cada ensayo también fueron medidas las emisiones de gases del motor, para lo que se empleó el sistema de medición HORIBA MEXA ONE.

Aparte de los datos de presión y temperatura, se controlaron una serie de parámetros para establecer unos puntos de funcionamiento en cada ensayo, como son la carga, el régimen de giro, el salto de la chispa, la apertura de la mariposa o la VVT, que se controlan directamente desde la centralita del motor, así como el gasto de combustible, aire, EGR y porcentaje de EGR, que se calcula con la siguiente expresión:

$$\%EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_f + \dot{m}_a + \dot{m}_{EGR}} \cdot 100 \quad (3.1)$$

A partir de todos estos datos obtenidos directamente de los ensayos, se calcularon otros parámetros como los retrasos y avances de apertura y cierre de válvulas, rendimientos indicado, efectivo, volumétrico y mecánico del motor, dosado, gasto másico de aire, consumo de combustible o presión media indicada y efectiva.

3.1.3. Adquisición de datos

A la hora de adquisición de los datos experimentales se usaron distintos sistemas. Se empleó el sistema INCA para la adquisición de las variables controladas por la centralita, (válvulas, régimen de giro, apertura de la mariposa, etc.) por lo que tiene conexión directa con el motor. El sistema PUMA sirvió para las mediciones externas de baja frecuencia (hasta 20 Hz) realizadas en el banco (temperaturas y presiones medias). Para las presiones instantáneas y datos de alta frecuencia (con resolución de ciclo) se utilizó LabVIEW, acrónimo de Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench, que se trata de una herramienta gráfica de programación muy útil en el ámbito ingenieril para el diseño de sistemas, la adquisición de datos, procesamiento de señales, o control instrumental. Este software sirvió también para recoger los datos de emisiones obtenidos.

3.1.4. Control de parámetros

LabVIEW también permite controlar los parámetros regidos por la centralita pues recibe las señales recogidas por INCA. A su vez, al obtener las señales de HORIBA, le permite regular el uso del EGR debido a la dependencia existente entre las emisiones y la cantidad de gases recirculados.

Además, las válvulas de TGV (turbina de geometría variable) y EGR se controlan desde un sistema Driven PXI de National Instruments.

3.2. Programas utilizados

3.2.1. CALMEC

El programa CALMEC ha sido una herramienta fundamental para el análisis de la combustión en este trabajo, pues a partir de los datos de presión, temperatura, variables medias, parámetros de control recogidos en el banco de ensayos y también de los calculados a partir de ellos, mencionados en la sección anterior, realiza una simulación del proceso de combustión,

proporcionando al usuario datos instantáneos y medios del proceso que en el banco de ensayos serían muy difíciles de obtener. En esta sección se van a comentar los aspectos y fundamentos principales del programa.



Figura 3.1: Logo de CALMEC.

CALMEC está basado en un modelo termodinámico de diagnóstico a partir de la presión, empleando las ecuaciones de conservación de la masa y energía y obteniendo la ley de liberación de calor a partir de los datos obtenidos en los ensayos. En concreto obtiene la energía química liberada por el combustible mediante la aplicación del primer principio de la termodinámica.

Además de los datos del ensayo y los calculados, para realizar la simulación con las condiciones del motor son necesarios algunos de sus datos característicos, tanto geométricos (diámetro del cilindro, carrera, manivela, longitud de la biela y de la manivela, válvulas, etc.) como paramétricos: relación de compresión, necesaria para determinar el volumen instantáneo; deformaciones mecánicas de las partes móviles como del bloque producidas por la presión en cámara y la inercia; desfase presión-volumen, pues en un motor real el ángulo de volumen mínimo no coincide con el de presión máxima, existiendo un desfase debido principalmente a las pérdidas de calor por transmisión a las paredes; transmisión de calor a las paredes, siendo necesario para ello conocer la temperatura promedio de toda la cámara o de cada zona de ella (cilindro, culata y pistón) además del flujo instantáneo de calor a las paredes; y coeficiente de torbellino medio, importante para la velocidad aparente del gas usada en el cálculo de transmisión de calor.

Volumen instantáneo

El volumen instantáneo con el que trabaja CALMEC está compuesto de cuatro términos:

$$V(\alpha) = V_{cc} + V_{id}(\alpha) + \Delta V_{defp}(\alpha) + \Delta V_{defi}(\alpha) \quad (3.2)$$

siendo V_{cc} el volumen de la cámara de combustión, $V_{id}(\alpha)$ el volumen instantáneo desplazado por el mecanismo biela-manivela, $\Delta V_{defp}(\alpha)$ el incremento de volumen debido a la deformación por presión y $\Delta V_{defi}(\alpha)$ el incremento del volumen debido a la deformación por las fuerzas de inercia sobre elementos móviles, incluyendo la dependencia de ellos con el ángulo del cigüeñal. Las expresiones de los términos de las deformaciones:

$$\Delta V_{defp}(\alpha) = K_{df} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{p}{E_{acero}} \cdot \left(\frac{D}{D_{bulon}} \right)^2 \cdot 2L_0 \quad (3.3)$$

$$\Delta V_{defi}(\alpha) = K_{def} \cdot \frac{m_{alt} \cdot a}{E_{acero}} \cdot \left(\frac{D}{D_{bulon}} \right)^2 \cdot L_0 \quad (3.4)$$

donde K_{def} es el coeficiente de deformaciones, que se ajusta experimentalmente, E_{acero} es el módulo de elasticidad del acero, D_{bulon} el diámetro del bulón que conecta la biela y el pistón, m_{alt} la masa con movimiento alternativo reducida al pie de la biela, a la aceleración del pistón y L_0 una longitud característica.

Por motivo de las deformaciones, se puede definir una relación de compresión dinámica:

$$r_{cd} = \frac{V_d + V_{cc} + \Delta V_{def}(PMS)}{V_{cc} + \Delta V_{def}(PMS)} \quad (3.5)$$

siendo $\Delta V_{def}(PMS)$ la suma de las deformaciones por presión y fuerzas de inercia en el PMS.

Transmisión de calor

Antes de poder obtener la liberación de calor en el proceso, es necesario saber la transmisión de calor instantánea a las paredes. Para ello, se emplea un modelo derivado del propuesto por Woschni [8, 9], con el que aplicando análisis dimensional a la transmisión de calor por convección en flujo estacionario y turbulento, mediante las definiciones de los números de Nusselt y Reynolds se obtiene el coeficiente de película:

$$h = C \cdot D^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot \left[C_{W1} \cdot c_m + C_{W2} \cdot c_u + C_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_{RCA}}{V_{RCA} \cdot p_{RCA}} \cdot (p - p_0) \right]^{0,8} \quad (3.6)$$

siendo C, C_{W1}, C_{W2} unas constantes, D el diámetro del cilindro, p y T presión y temperatura instantánea del gas, c_m la velocidad media del pistón, el subíndice RCA se refiere a dichas magnitudes en el instante del RCA, p_0 la presión instantánea en condiciones de arrastre y c_u la velocidad tangencial del gas debida al torbellino creado por el *swirl*:

$$c_u = \frac{D}{2} \cdot \omega_T \quad (3.7)$$

donde ω_T es la velocidad angular del torbellino.

A la ecuación 3.6 a la que se llega con el modelo de Woschni se le pueden realizar ciertas modificaciones, como estimar p_0 asumiendo evolución politrópica del gas desde las condiciones hasta el RCA con el exponente politrópico $n = 1,36$.

$$p_0 = p_{RCA} \cdot \left(\frac{V_{RCA}}{V} \right)^{1,36} \quad (3.8)$$

Otra modificación es la de la velocidad tangencial del gas debida al torbellino, que depende de una función trigonométrica (a su vez dependiente del ángulo de giro α) y de la velocidad tangencial máxima del torbellino, que se da en el PMS:

$$c_u(\alpha) = x^p(\alpha) \cdot c_{u \max} \quad (3.9)$$

Una vez se tiene el coeficiente de película, ya se puede establecer una expresión para la transmisión de calor a las paredes en un intervalo de tiempo:

$$dQ = h \cdot [A_{cil} (T - T_{cil}) + A_{cul} (T - T_{cul}) + A_{pis} (T - T_{pis})] \cdot dt \quad (3.10)$$

en donde las temperaturas de las paredes de cilindro (*cil*), culata (*cul*) y pistón (*pis*) se calculan a través de un modelo nodal con tres nodos (cilindro, culata y pistón) de resistencias térmicas que proporciona una resolución espacial del mismo orden que las correlaciones empíricas y con capacidad predictiva de modelos numéricos de mayor complejidad.

En la figura 3.2, el apóstrofe presente en los términos relativos a la culata se refiere a la culata sin tener en cuenta las válvulas. Los subíndices nuevos que aparecen son referidos al gas (*g*), a las válvulas (*v*), al refrigerante (*r*) y al aceite (*oil*).

Balance másico y propiedades termodinámicas

Al modelo le resulta necesario conocer las propiedades termodinámicas del gas para poder determinar el estado del proceso en cada instante, lo que conlleva saber en cada instante tanto la cantidad como la composición de los gases en la cámara. La masa presente en el cilindro en el instante del cierre de la admisión será la suma de la masa de aire admitido, la masa de gases recirculados y la masa de residuales menos la masa cortocircuitada. Ya en el ciclo cerrado, también hay que considerar la masa del combustible inyectado

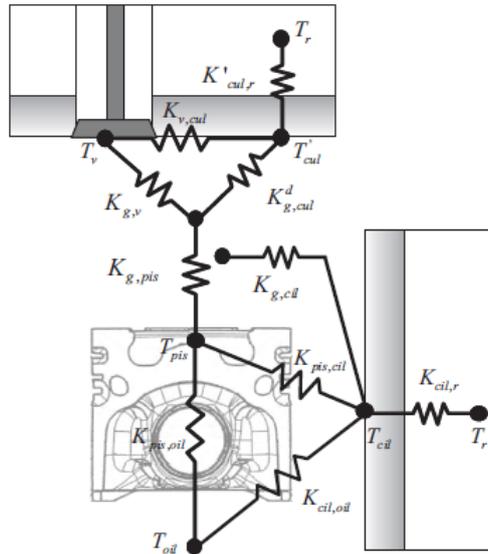


Figura 3.2: Modelo de tres nodos.
[7]

y las pérdidas por *blow-by*, pudiendo distinguir 3 especies: la masa de aire puro, aunque también se considere la de residuales y gases recirculados; la masa de combustible evaporada; y los productos de la combustión.

Las propiedades termodinámicas del gas son calculadas con la siguiente expresión:

$$P_{cc} = P_a \cdot Y_a + P_f \cdot Y_f + P_{pq} \cdot Y_{pq} \quad (3.11)$$

donde P es la propiedad que se quiere calcular (R , c_v o u), Y es la fracción másica de cada gas y los subíndices cc , a , f y pq hacen referencia a la cámara de combustión, aire fresco, combustible y productos quemados de la combustión, respectivamente.

Balance energético

El modelo termodinámico usado por CALMEC es de una zona, por lo que sólo tiene en cuenta la fase gaseosa, despreciando el combustible inyectado mientras que está en fase líquida para realizar el balance de masa y energía. "Con esta hipótesis, se retrasa la absorción de energía del calentamiento del líquido y su entalpía de evaporación y se considera íntegramente en el instante de su evaporación. Por otra parte, se adelanta la energía necesaria para el calentamiento del combustible gaseoso, considerada también en el instante de su evaporación. De este modo, se concentra en un instante intermedio la energía absorbida, de forma más progresiva, durante el tiempo

de evaporación y calentamiento posterior.” (Martín, 2007, p.71).

A raíz de dicha hipótesis, el primer principio de la termodinámica puede expresarse de la siguiente manera:

$$dU_c = -dQ - p \cdot dV + h_{f\ iny} \cdot dm_{f\ ev} - h_c \cdot dm_{bb} \quad (3.12)$$

donde m_{bb} se refiere a las fugas por *blow-by*. Desarrollando el término de variación de energía interna de los gases de la cámara (dU_c) con las distintas especies presentes en ella, considerando la variación de energía interna por el cambio de temperatura así como por el cambio en la composición por motivo de la combustión se puede llegar a la siguiente expresión:

$$dU_c = m_c \cdot c_{v\ c} \cdot dT + \left[u_{pq} - \frac{u_a + u_{f\ g} \cdot F_e}{F_e + 1} \right] \cdot (dm_{pq} + Y_{pq} \cdot dm_{bb}) - u_c \cdot dm_{bb} + u_{f\ g} \cdot dm_{f\ ev} \quad (3.13)$$

Si se considera que el término $\left[u_{pq} - \frac{u_a + u_{f\ g} \cdot F_e}{F_e + 1} \right] \cdot (dm_{pq} + Y_{pq} \cdot dm_{bb})$ representa al calor liberado en el proceso de combustión y se sustituye la ecuación 3.13 en la 3.12, se puede obtener finalmente la expresión del calor liberado:

$$dFQL = m_c \cdot c_{v\ c} \cdot dT + dQ + p \cdot dV - (h_{f\ iny} - u_{f\ g}) \cdot dm_{f\ ev} + R_c \cdot T_c \cdot dm_{bb} \quad (3.14)$$

El término $(h_{f\ iny} - u_{f\ g})$ representa la inyección y evaporación del combustible, incluyendo todos los procesos que sufre el combustible desde que se inyecta hasta que se evapora y alcanza la temperatura de la carga: el trabajo realizado por el combustible inyectado, el calentamiento al que se ve sometido el combustible líquido hasta alcanzar la temperatura de evaporación, la energía intera propia del proceso de evaporación y el calentamiento del combustible ya evaporado hasta la temperatura de la carga.

3.2.2. MATLAB y Excel

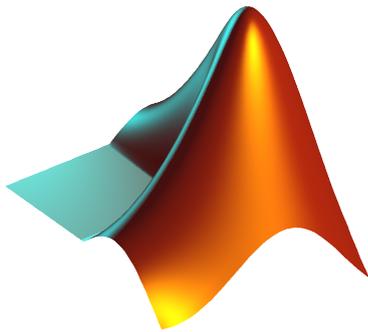
MATLAB

El programa MATLAB, abreviatura de MATrix LABoratory, consiste en una herramienta de programación con lenguaje propio basando su funcionamiento en el cálculo numérico a partir de matrices. Permite al usuario crear programas desde muy sencillos hasta otros de máxima complejidad, lo que lo dota de gran versatilidad y lo convierte en una herramienta ampliamente utilizada en el mundo estudiantil y profesional, además de servir como herramienta para la visualización gráfica de resultados así como presentar una plataforma propia para la simulación (Simulink).

Sin embargo, en este trabajo únicamente se ha usado para crear ficheros de matrices y vectores con los datos experimentales obtenidos en los ensayos requeridos por CALMEC y posteriormente para acondicionar los resultados obtenidos en CALMEC y crear de nuevo ficheros para poder trabajar con ellos en Excel.

Excel

Excel forma parte del paquete de herramientas que forman Microsoft Office, siendo la herramienta dedicada a crear hojas de cálculo, enormemente utilizada en el ámbito financiero y tratamiento de datos debido a las funciones ya integradas en la aplicación y posibilitando la creación y personalización de otras nuevas. Otro punto clave de la aplicación es la creación de tablas y gráficos, siendo este el aspecto considerado para su utilización, pues ha sido muy útil a la hora de crear tablas y gráficos de datos obtenidos tanto de los ensayos en sala como de los cálculos realizados por CALMEC.



(a) Logo de MATLAB.



(b) Logo de Excel.

Figura 3.3: Logos de las aplicaciones.

Capítulo 4

Metodología

Contenidos:

4.1. Plan de ensayos	49
4.2. Tratamiento de datos	49
4.3. Simulación en CALMEC	50
4.4. Exportación, validación y análisis de resultados	55

4.1. Plan de ensayos

Los ensayos empleados en este trabajo para analizar la influencia del sistema de recirculación de gases de escape del motor pertenecen a dos barridos de tasa de EGR a baja carga (6 bar) y 2000 rpm, analizando 5 puntos en cada barrido, empezando en el 0 %, pasando por 5 %, 10 % y 15 % para acabar en la tasa de EGR de 20 %, con el objetivo de encontrar la mejor configuración en cuanto a tasa de EGR e instante de encendido, siendo la diferencia entre ambos barridos el instante en el que se hacía saltar la chispa, realizándose un barrido con un avance del *spark* de 16 grados y el otro con un avance de 25 grados.

4.2. Tratamiento de datos

Una vez recogidos los datos de cada ensayo gracias a los sistemas de adquisición de datos, se procede al tratamiento de los mismos. Para ello, se

creó un archivo *.mat* para cada ensayo con todos los datos del ensayo, tanto los obtenidos directamente como los calculados. Para extraer de estos archivos los datos requeridos por CALMEC se utilizaron dos funciones creadas en MATLAB: una de ellas se encargaba de crear seis archivos *.txt* para cada ensayo, cuyo contenido eran las presiones instantáneas de cada cilindro, del colector de admisión y del colector de escape, y la otra función originaba dos archivos *.xls* con algunos parámetros medios y de control de todos los ensayos del barrido, adecuando uno de ellos para ser usado por CALMEC en formato *.txt*. Estos siete archivos *.txt* son los necesarios para que CALMEC tenga todos los datos experimentales para realizar la simulación del ensayo.

4.3. Simulación en CALMEC

Aunque ya se tengan todos los datos del ensayo, no es suficiente con eso, pues el programa requiere las características tanto del motor, como de los fluidos con los que trabaja. Para ello hubo que crear la caracterización del motor y de los fluidos, aunque por motivos de confidencialidad con el fabricante del motor, no se pueden mostrar cierta información:

Nombre de la base		RNO_s8	
Comentarios			
Geometría			
Número de cilindros		4	
Orden de encendido		1342	
Diámetro del cilindro		72.2	mm
Carrera		81.2	mm
Longitud de la biela		128	mm
Longitud de la manivela		40.6	mm
Descentramiento del pistón			mm
Relación de compresión geométrica			
Transmisión de calor			
Movimiento del gas		TUMBLE	
Relación Ct1 /Ct2 ciclo cerrado		2	
	Ciclo abierto	Ciclo cerrado	
Ct1	6.18	1	
Ct2	0.417	0.5	
Coefficiente C ₂ combustión		0.001	m/sK
Coefficiente 1 temperatura pistón		8.1	
Coefficiente 2 temperatura pistón		1.89	
Coefficiente 1 temperatura culata		2.1	
Coefficiente 2 temperatura culata		0.91	
Coefficiente 1 temperatura cilindro		1.8	
Coefficiente 2 temperatura cilindro		0.7	
Coefficiente del modelo de calor por radiación		1	
Otros			
Masa de la biela			kg
Coef. deformaciones mecánicas			
Coef. sección de fugas por blow-by		0	
Atenuación estructural		DEFINIDA POR EL USUARIO	
	10Hz	100 Hz	1 KHz
	219.95	0	0
	2 KHz	0	0
	3 KHz	0	0
	5 KHz	0	0
	10KHz	0	0
	20KHz	160.902	dB
Pérdidas mecánicas			
Diámetro del cojinete de la biela			mm
Diámetro del cojinete de bancada			mm
Longitud del cojinete de la biela			mm
Longitud del cojinete de bancada			mm
Excentricidad del cojinete de la biela			mm
Excentricidad del cojinete de bancada			mm
Holgura del cojinete de la biela			mm
Holgura del cojinete de bancada			mm
Constante de ajuste de pérdidas de cojinetes			

Figura 4.1: Caracterización del motor I.

Nombre de la culata	RNO_s8		
Comentarios			
Válvulas			
	Admisión	Escape	
Número de válvulas	2	2	
Diámetro de las válvulas de admisión			mm
Coefficiente de flujo máximo entrante			
Coefficiente de flujo máximo saliente			
Distancia entre los ejes de las válvulas de admisión y las válvulas de escape			
Transmisión de calor			
Área de la pipa de admisión		mm ²	Tipo de culata
Área de la pipa de escape		mm ²	CILINDRICA
Área de la culata		mm ²	Descentramiento de la bujía
Coefficiente de torbellino medio	CONSTANTE	0.83	Altura de la culata
Material	ALUMINIO		Radio de la culata
Conductividad del material	144	W/mK	
Otros			
Espesor de la junta sin apriete			

Figura 4.2: Caracterización del motor II.

Nombre del pistón	norma		
Comentarios			
Geometría			
Diámetro del bulón		mm	
Distancia desde el eje del bulón a la cabeza del pistón		mm	
Altura libre del pistón		mm	
Diámetro máximo del bowl		mm	
Profundidad máxima del bowl		mm	
Volumen del bowl		cm ³	
Descentramiento de bowl		mm	
Transmisión de calor			
Superficie del pistón		mm ²	
Material	ACERO		
Conductividad	52	W/mK	
Constante para calcular el diámetro interno de la galería del pistón		mm	
Otros			
Masa del pistón		g	
Masa de los segmentos		g	
Masa del bulón		g	
Pérdidas mecánicas			
	Anillo:	1 2 3	
Altura del anillo (ha)			mm
Anchura del anillo (xa)			mm
Altura de la ranura del pistón (hp)			mm
Anchura de la ranura del pistón (xp)			mm
Fuerza diametral			N
Coefficiente para calculo del área de fugas por blow-by			
Holgura pistón-cilindro (hol)			mm
Altura de contacto del anillo 3 y la camisa (h_3)			mm
Distancia entre la ranura 1 y la ranura 2 del pistón			mm
Distancia entre la ranura 2 y la ranura 3 del pistón			mm
Longitud de la falda (Lf)			mm
Valor crítico de Sommerfeld para fricción límite			
Coefficiente de fricción límite			
Coefficiente de fricción contacto seco camisa-pistón			
Coefficiente 1 de ajuste de pérdidas del pistón			
Coefficiente 2 de ajuste de pérdidas del pistón			

Figura 4.3: Caracterización del motor III.

Bomba de refrigerante	
Nombre de la bomba de refrigerante	<input type="text"/> EN CARGA
Rendimiento de la bomba	<input type="text"/> 0.85
Coefficiente para ajustar la presión de refrigerante	<input type="text"/> 0 bar/(l/min) ²
Coefficiente para ajustar el caudal de refrigerante	<input type="text"/> 47.042 l/rev
Bomba de aceite	
Nombre de la bomba de aceite	<input type="text"/> EN CARGA
Rendimiento de la bomba	<input type="text"/> 0.85
Presión de aceite máxima	<input type="text"/>
Coefficiente para ajustar la presión de aceite	<input type="text"/> 2.249 bar/(l/min) ²
Coefficiente para ajustar el caudal de aceite	<input type="text"/> 6.713 l/rev
Exponente para ajustar la presión de aceite	<input type="text"/> 0.64
Bomba de combustible	
Nombre de la bomba de combustible	<input type="text"/> EN CARGA
Rendimiento de la bomba	<input type="text"/> 0.85
Coefficiente para ajustar el caudal de combustible	<input type="text"/> 0.293 l/rev
Exponente para ajustar la potencia de la bomba	<input type="text"/> 0.6
Otros	
Nombre del alternador	<input type="text"/> EN CARGA
Nombre del compresor aire acondicionado	<input type="text"/> EN CARGA
Nombre de la bomba de dirección asistida	<input type="text"/> EN CARGA

Figura 4.4: Caracterización del motor IV

Nombre del árbol de levas	<input type="text"/> RNO_s8	Comentarios	<input type="text"/>																																																												
Admisión																																																															
Distribución	<input type="text"/> VARIABLE																																																														
Avance apertura admisión	<input type="text"/>	Retraso cierre admisión	<input type="text"/>																																																												
Levantamiento máximo de válvula de admisión	<input type="text"/>	mm																																																													
Levantamiento real de la válvula	<table border="1"> <tr> <td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td><td>10</td> </tr> <tr> <td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td> </tr> <tr> <td colspan="10">mm</td> </tr> <tr> <td>11</td><td>12</td><td>13</td><td>14</td><td>15</td><td>16</td><td>17</td><td>18</td><td>19</td><td>20</td> </tr> <tr> <td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td> </tr> <tr> <td colspan="10">mm</td> </tr> </table>			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	<input type="text"/>	mm										11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	<input type="text"/>	mm																											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10																																																						
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>																																																						
mm																																																															
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20																																																						
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>																																																						
mm																																																															
Escape																																																															
Distribución	<input type="text"/> VARIABLE																																																														
Avance apertura escape	<input type="text"/>	Retraso cierre escape	<input type="text"/>																																																												
Levantamiento máximo de válvula de escape	<input type="text"/>	mm																																																													
Levantamiento real de la válvula	<table border="1"> <tr> <td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td><td>10</td> </tr> <tr> <td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td> </tr> <tr> <td colspan="10">mm</td> </tr> <tr> <td>11</td><td>12</td><td>13</td><td>14</td><td>15</td><td>16</td><td>17</td><td>18</td><td>19</td><td>20</td> </tr> <tr> <td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td><td><input type="text"/></td> </tr> <tr> <td colspan="10">mm</td> </tr> </table>			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	<input type="text"/>	mm										11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	<input type="text"/>	mm																											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10																																																						
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>																																																						
mm																																																															
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20																																																						
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>																																																						
mm																																																															
Pérdidas mecánicas		Otros																																																													
Actuador	<input type="text"/> BALANCIN	Juego de taqués admisión en frío	<input type="text"/> mm																																																												
Seguidor	<input type="text"/> TAQUE	Juego de taqués escape en frío	<input type="text"/> mm																																																												
Radio del rodillo	<input type="text"/>																																																														
Diámetro base de la leva	<input type="text"/>																																																														
Masa de la válvula	<input type="text"/>																																																														
Masa del muelle	<input type="text"/>																																																														
Ancho de la leva	<input type="text"/>																																																														
Constante del muelle	<input type="text"/>																																																														
Precarga del muelle del taque	<input type="text"/>																																																														
Rugosidad media cuadrática de la leva	<input type="text"/>																																																														
Rugosidad media cuadrática del taqué	<input type="text"/>																																																														
Constante de ajuste de pérdidas de la distribución	<input type="text"/>																																																														

Figura 4.5: Caracterización del motor V.

Nombre de la configuración	RNO_s8_OK
Fecha de la configuración	06/02/2018
Comentarios	El poder calorífico y la composición se sacaron d
Combustible	
Número de combustibles	1 COMBUSTIBLE
Tipo	GASOLINA
Fracción másica	1
Relación O/C	0.017
Relación H/C	1.676
Masa molar	114.23 g/mol
Poder calorífico inferior	42790 kJ/kg
Densidad	690 kg/m ³
Quemados estequiométricos	
Masa molar	28.4 g/mol
Aire	
Masa molar	28.97 g/mol
Fracción másica de O ₂	0.21
Aceite	
Grado SAE	10W-30
Viscosidad a 40°C	cSt
Viscosidad a 100°C	cSt
Viscosidad HTHS	cP

Figura 4.6: Caracterización de los fluidos.

Ya definida toda la caracterización se puede cargar un ensayo para que CALMEC lo simule. En este momento hay que seleccionar las configuraciones creadas anteriormente y cargar los archivos *.txt*.

Nuevo ensayo

Ensayo y configuración		Variables medias				Variables instantáneas				Opciones	
Configuraciones											
Motor	TUMBLE_CTM=0.83_OK_Apis3					Tipo de ensayo				Combustión	
Instrumentación	RNO_s8_100_CICLOS_Camisa					<input type="radio"/> Nombre del ensayo					
Fluidos	RNO_s8_OK					<input checked="" type="radio"/> Cargar ensayos desde fichero				D:\CALMEC\HR13\Procesar\Sala 8\HR13_EGR\EGR 16 Spark\EGR 16 Spark_CALMEC.txt	
Caracterización	HR13_EGR										
Variables medias	DEFAULT										
Test_Name	N	MEN	GF	GA	PA	PE	PAMB	TAMB	TRS	TA	TE
2000_6bar...	2000	62.0925	0.89473	12.3334	0.78391	1.0426	1007.881	34.6247	89.0799	36.64	537.0663
2000_6bar...	2000	62.1325	0.88298	12.2812	0.78621	1.0444	1006.1567	36.7545	88.0801	36.1271	541.0083
2000_6bar...	2000	62.0422	0.89213	12.295	0.79592	1.0461	1003.5383	38.721	88.9984	35.6541	542.4513
2000_6bar...	2000	62.8419	0.91194	12.6899	0.83505	1.0537	999.5284	41.1607	88.7351	34.8805	561.5023

Figura 4.7: Cargar nuevos ensayos I.

Nuevo ensayo

Aceptar

Ficheros de variables instantáneas por cilindro

El símbolo % será sustituido por el nombre correspondiente del ensayo y el símbolo # será sustituido por el número de cilindro

Presión cilindro: D:\CALMEC\HR13\Procesar\Sala 8\HR13_EGR\EGR 16 Spark\txt\%_cil#.txt

Señal de comando: D:\CALMEC\Instantaneas\%_SC#.pre

Tasa de inyección: D:\CALMEC\Instantaneas\%_Tasa.lev

Presión en línea: D:\CALMEC\Instantaneas\%_PL#.pre

Presión de camisa: D:\CALMEC\HR13\Procesar\Sala 8\HR13_EGR\EGR 16 Spark\txt\%_int.txt

Ficheros de variables instantáneas comunes

El símbolo % será sustituido por el nombre correspondiente del ensayo

Presión en common rail: D:\CALMEC\Instantaneas\%_PCR.pre

Presión en el colector de admisión: D:\CALMEC\HR13\Procesar\Sala 8\HR13_EGR\EGR 16 Spark\txt\%_int.txt

Presión en el colector de escape: D:\CALMEC\HR13\Procesar\Sala 8\HR13_EGR\EGR 16 Spark\txt\%_exh.txt

Figura 4.8: Cargar nuevos ensayos II.

Nuevo ensayo

Aceptar

Ensayo actual: 2000_6bar_EGR_0466

General

Régimen: 2000 rpm

Régimen del turbo: rpm

Par efectivo: 62.0925 N.m

Presiones / Temperaturas

	Presión	Temperatura
Colector de admisión	0.78391 bar	36.64 °C
Colector de escape	1.0426 bar	537.0663 °C

Otros

Gastos

Gasto de aire	12.3334 g / s
Gasto de aire inyectado (Iny. neumática)	g / s
Gasto de combustible	0.89473 g / s
Gasto de combustible en admisión (Dual Fuel)	g / s
Caudal de Blow-By	l / s
Gasto de EGR	0.69622 g / s
Gasto de refrigerante	l / min
Gasto de aceite	l / min

Condiciones ambiente

Presión ambiente	1007.881 bar
Temperatura ambiente	34.6247 °C
Humedad relativa	%

Inyección

Número de inyecciones: 1

Número	Ángulo (°)	Masa (mg)
*		

Figura 4.9: Cargar nuevos ensayos III.

Después de cargar todos los archivos y las configuraciones, CALMEC tiene todo lo necesario para simular, por lo que el siguiente paso es calcular las simulaciones.

4.4. Exportación, validación y análisis de resultados

Cuando ya se tienen todos los ensayos simulados, se pueden graficar en el mismo CALMEC los resultados obtenidos, aunque en este trabajo lo que se hizo fue exportar todos los resultados y medidas de variables globales e instantáneas para posteriormente seleccionar los resultados de interés para el estudio mediante una función creada en MATLAB y graficarlos en Excel.

No obstante, se compararon los valores de rendimientos obtenidos del ensayo con los obtenidos en CALMEC para de esta manera ver si las simulaciones se ajustaban al proceso real.

% EGR	η_v	η_v calmec	η_{ind}	η_{ind} calmec	η_{ef}	η_{ef} calmec	η_{mec}	η_{mec} calmec
0	62.8	58.3	37.4	36.1	33.8	33.8	90.3	93.7
5	67.8	63.6	35.8	34.7	33.0	33.1	92.2	95.3
10	70.4	67.0	35.9	34.9	33.5	33.5	93.2	96.1
15	72.6	70.5	35.5	34.4	33.1	33.1	93.4	96.2
20	74.4	74.1	34.6	33.7	32.8	32.8	94.7	97.5

Tabla 4.1: Comparación de rendimientos del barrido con *spark* 16.

% EGR	η_v	η_v calmec	η_{ind}	η_{ind} calmec	η_{ef}	η_{ef} calmec	η_{mec}	η_{mec} calmec
0	62.2	57.9	36.9	34.8	32.8	32.9	89.0	94.7
5	68.5	64.2	36.1	34.1	32.8	32.8	90.9	96.3
10	69.8	66.4	36.5	34.7	33.5	33.5	91.7	96.6
15	71.5	69.5	37.1	35.5	34.4	34.4	92.6	97.0
20	72.6	72.3	36.7	35.4	34.0	34.1	92.7	96.4

Tabla 4.2: Comparación de rendimientos del barrido con *spark* 25.

Se aprecia que, aunque hay diferencias entre los valores, distan en poca magnitud y siguen la misma tendencia, por lo que se puede considerar que la simulación se ajusta correctamente al proceso real. Una vez se ha demostrado que las simulaciones realizadas dan resultados similares a los obtenidos en el motor en el banco de ensayos, ya se puede proceder a realizar el análisis de los resultados, a lo que se procede en el capítulo 5.

Capítulo 5

Análisis de los resultados

Contenidos:

5.1. Resultados experimentales	57
5.1.1. Emisiones	57
5.1.2. Colector de escape	59
5.1.3. Rendimientos del motor	60
5.1.4. Ciclos del motor	65
5.2. Resultados simulados por CALMEC	67
5.2.1. Calores específicos	68
5.2.2. Temperatura	70
5.2.3. Duración del proceso de combustión	71

En este capítulo se van a mostrar los resultados de ambos barridos de EGR realizados, encontrándose el motor a baja carga y régimen de giro de 2000 rpm como se ha indicado anteriormente, tanto los obtenidos en la sala de ensayos como los conseguidos gracias a las simulaciones realizadas por CALMEC.

5.1. Resultados experimentales

5.1.1. Emisiones

Uno de los principales usos del sistema de recirculación de gases de escape es controlar la emisión de gases del motor, siendo las emisiones de NO_x

e hidrocarburos las de mayor interés debido a su relevancia en la contaminación atmosférica.

Como bien se comentó en el capítulo 2 y se mostrará en éste más adelante, el empleo del sistema de recirculación de gases provoca una disminución de la temperatura del proceso de combustión. Debido a la dependencia de la emisión de NO_x con la temperatura, como se señaló en la ecuación 2.10, las emisiones de NO_x disminuyen conforme aumenta la tasa de gases recirculados, como bien se puede apreciar en la figura 5.1. Se observa a lo largo de los barridos una reducción muy importante, pues en el caso del barrido con avance de *spark* de 16 grados, disminuyen hasta un 92 % los niveles de NO_x con la tasa del 20 % de EGR. Una reducción similar tiene lugar en el barrido de avance de *spark* de 25 grados, pues se reduce desde las 1800 ppm hasta las 150 ppm.

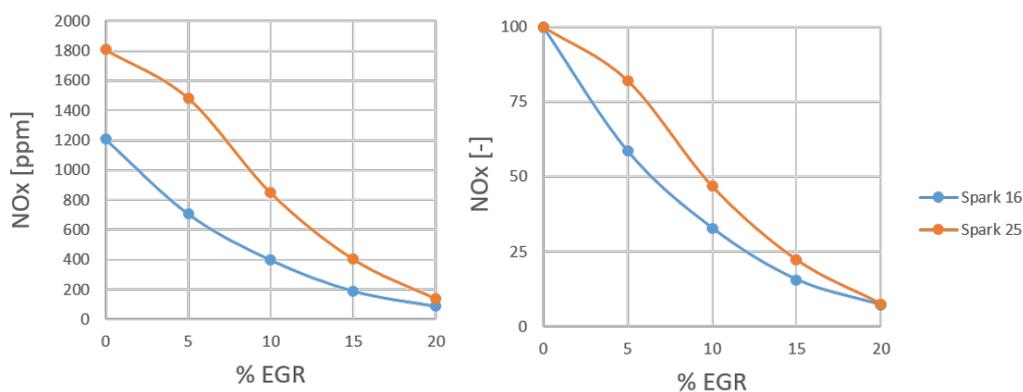


Figura 5.1: Emisiones de óxidos de nitrógeno (izquierda). Porcentaje de emisiones comparadas al caso de 0 % de EGR (derecha).

En el caso de los hidrocarburos (figura 5.2), la tendencia es totalmente opuesta a la de los NO_x , pues al trabajar en condiciones de temperatura de combustión menores conforme se aumenta la cantidad de gases recirculados, se da un problema de apagado de llama. Como la velocidad de combustión baja y el espesor del frente de llama aumenta, a igual número de Peclet, la distancia de apagado aumenta, conllevando al aumento del volumen de mezcla fresca que no entra en combustión, produciéndose así el aumento de hidrocarburos sin quemar. Otro factor que influye en la combustión de los hidrocarburos es la tasa de oxígeno presente en el proceso, pues en los ensayos se mantuvo constante la cantidad de aire limpio y combustible inyectado, y al aumentar los gases recirculados, la fracción de oxígeno se vio reducida, significando su disminución una mayor cantidad de hidrocarburos sin que-

mar. Se observan incrementos cercanos al 30 % en ambos barridos, por lo que se puede pensar que el avance del *spark* no afecta a estas emisiones.

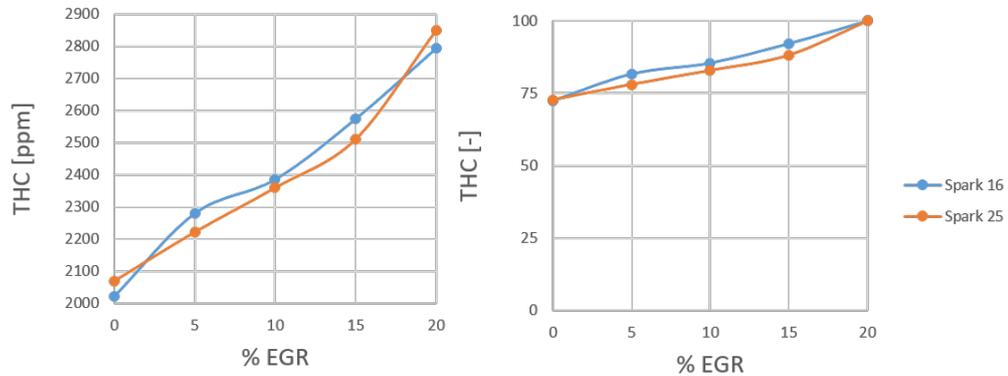


Figura 5.2: Emisiones de hidrocarburos(izquierda). Porcentaje de emisiones comparadas al caso de 0 % de EGR (derecha).

En la figura 5.3 se aprecia de forma más cómoda las tendencias opuestas de las emisiones de NO_x e hidrocarburos, ya que suele ser bastante usual llegar a soluciones de compromiso entre ambos tipos de emisiones.

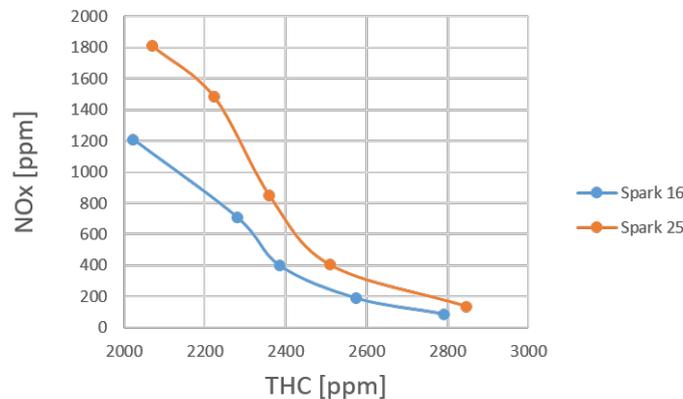


Figura 5.3: Comparación entre hidrocarburos y óxidos de nitrógeno.

5.1.2. Colector de escape

La evolución de la temperatura en el colector de escape presenta una tendencia que a primera vista no parece lógica, pues aumenta conforme lo hace la tasa de EGR, mientras que se ha explicado durante el trabajo que

con el empleo del EGR lo que se consigue es disminuir la temperatura de la combustión. Cuanto mayor es la tasa de EGR utilizada, el calor liberado durante el proceso de combustión se completa más tarde, como se verá en la sección 5.2.3 en las figuras 5.22 y 5.23, por lo que los gases se expanden menos (tienen menos tiempo para enfriarse), llegando al colector a mayor temperatura que sin la recirculación de gases de escape. Este fenómeno tiene mayor relevancia en el barrido realizado con avance del *spark* de 16 grados, ya que la combustión está más atrasada que en el barrido de *spark* 25, existiendo menos tiempo para que se enfríen los gases antes de su llegada al colector.

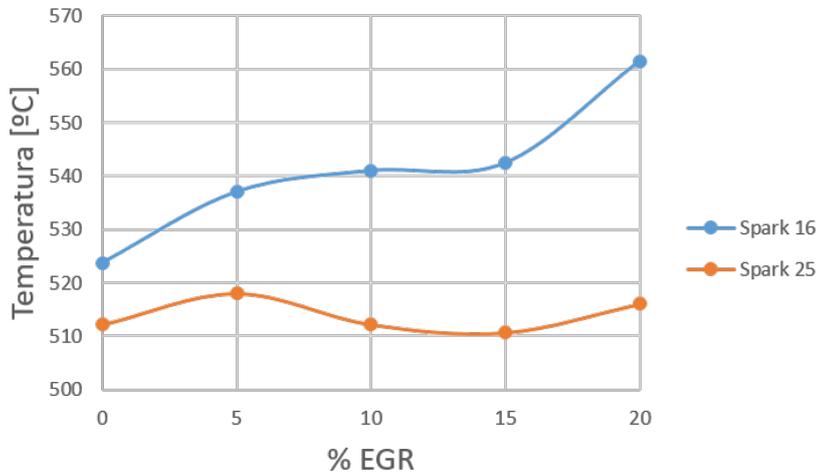


Figura 5.4: Evolución de la temperatura del colector de escape.

5.1.3. Rendimientos del motor

El rendimiento volumétrico del motor relaciona la cantidad de gasto admitido por el motor con el gasto de referencia debido a su volumen, aunque al ser inyección directa no se considera el gasto de combustible:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ref}} = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{ref}} = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_{EGR}}{\rho_{ref} V_T n i} \quad (5.1)$$

Por tanto, teniendo en cuenta que el gasto de referencia y de aire en los ensayos realizados no varían y que conforme aumenta la tasa de EGR lo que se hace es aumentar el gasto de gases recirculados, el rendimiento volumétrico del motor aumenta a medida que lo hace la tasa de EGR, como se puede ver en la figura 5.5.

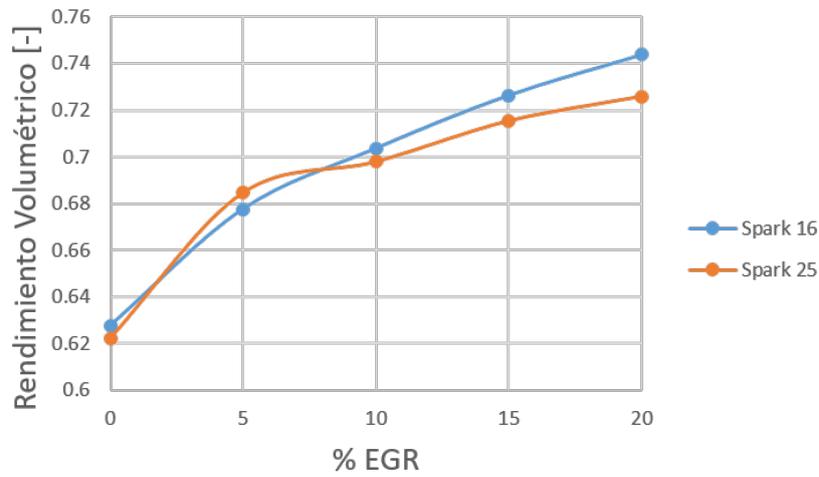


Figura 5.5: Rendimiento volumétrico del motor.

Para poder proporcionar siempre la misma cantidad de aire fresco, el turbogrupo debe aumentar su régimen de giro cuando se aumenta la tasa de EGR, pues el flujo con el que trabaja el compresor es una mezcla de los gases frescos y los recirculados (figura 5.6).

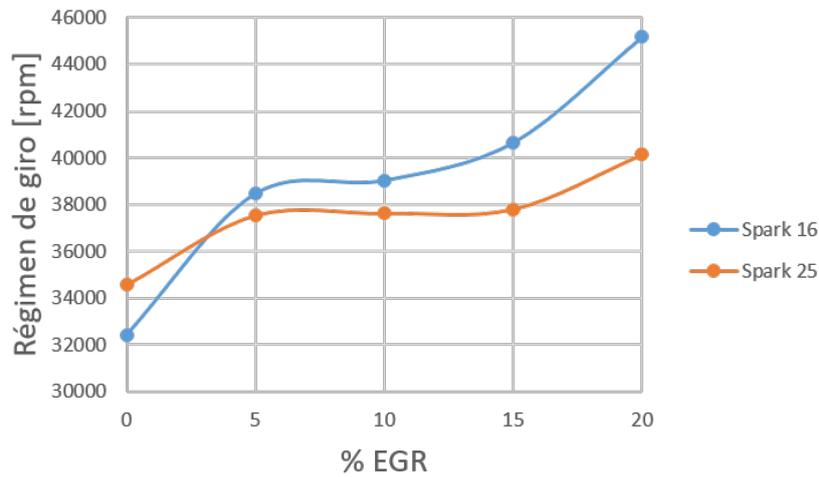


Figura 5.6: Evolución del régimen de giro del turbogrupo.

Por su parte, el rendimiento indicado representa la relación entre la po-

tencia indicada del motor y la potencia térmica del combustible:

$$\eta_{ind} = \frac{N_{ind}}{\dot{m}_f PCI} \quad (5.2)$$

siendo la potencia indicada (N_{ind}) el trabajo realizado en el lazo de alta presión del ciclo por unidad de tiempo.

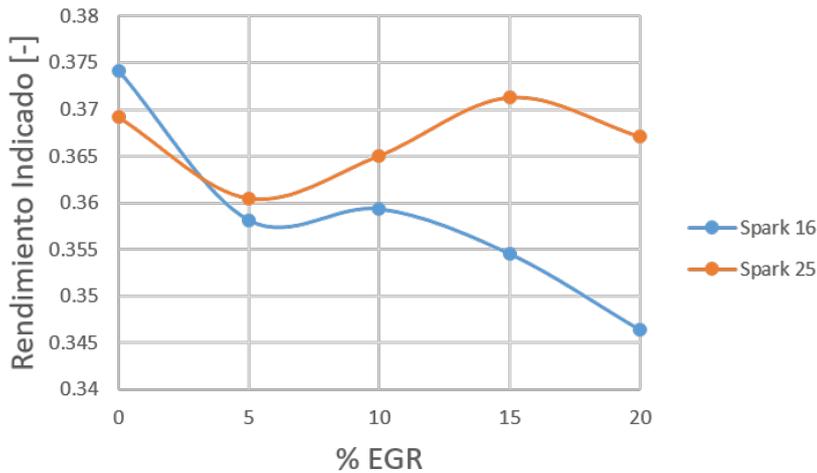


Figura 5.7: Rendimiento indicado del motor.

De la figura 5.7 se puede concluir que, para el barrido de avance de *spark* de 16 grados, el aumento de la tasa de EGR supone un menor trabajo realizado en el lazo de alta del ciclo del motor debido a la mayor presencia de gases inertes. Sin embargo, en el barrido de *spark* 25 no existe una tendencia clara, pues disminuye con el 5% de EGR para luego aumentar hasta la tasa de 15% y volver a disminuir en el 20%, aunque en toda tasa de EGR no nula el rendimiento indicado es mayor en este barrido que en el primero.

En el caso del rendimiento efectivo, cuya expresión se puede obtener a partir del par medido en el cigüeñal:

$$\eta_{ef} = \frac{M \cdot \omega}{\dot{m}_f PCI} = \frac{N_{ef}}{\dot{m}_f PCI} \quad (5.3)$$

Las tendencias observadas en la figura 5.8 son las mismas que para el indicado, aunque las variaciones de rendimiento son de menor magnitud. Este hecho se debe a que el global de las pérdidas de bombeo, rozamiento y auxiliares se reducen conforme se aumenta la cantidad de gases recirculados,

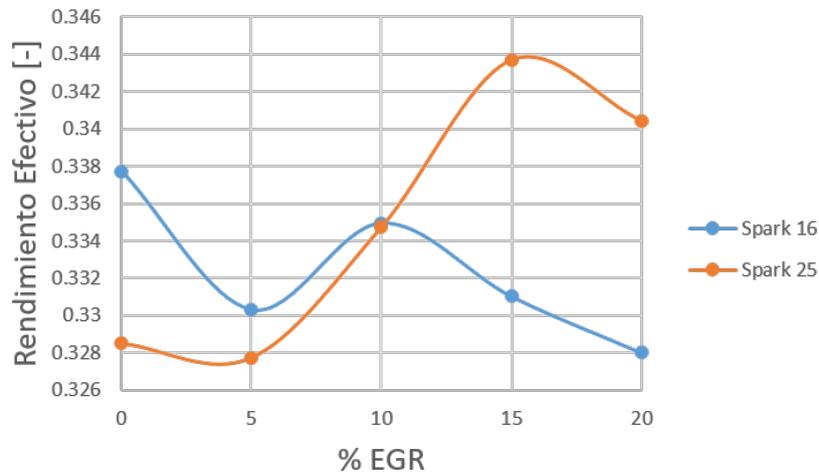


Figura 5.8: Rendimiento efectivo del motor.

como se puede observar en la figura 5.9, pues las pérdidas de bombeo se reducen ya que la recirculación de gases permite abrir más la mariposa.

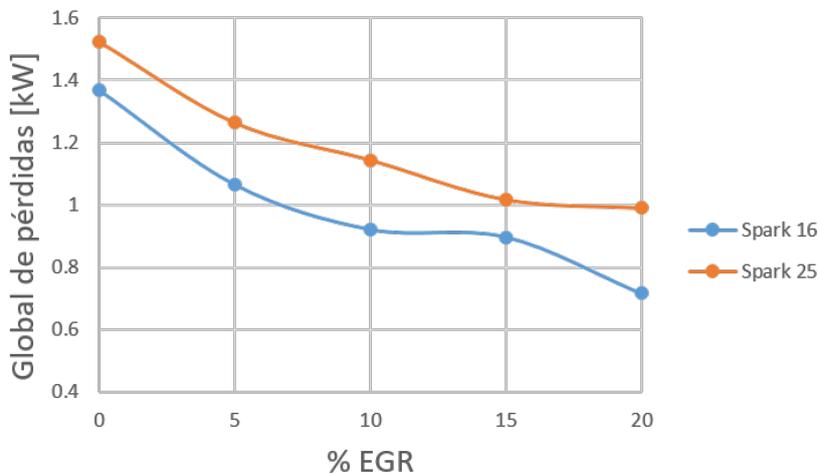


Figura 5.9: Evolución del global de pérdidas de bombeo, rozamiento y auxiliares.

La tendencia esperada del consumo específico, al trabajar a baja carga, sería la reducción, pues con el EGR se tarda menos tiempo en alcanzar la temperatura de funcionamiento adecuada, significando un menor consumo de combustible para llegar a esa temperatura, como se observa entre las tasas del 5 y 15 % del barrido de *spark* 25. Sin embargo, en el barrido de *spark*

16 no se observa dicha tendencia. Esto se puede deber, como se comentará al final de esta sección, al control de la ECU sobre las condiciones de funcionamiento del motor. Hay que reseñar que sigue una tendencia inversa a la del rendimiento efectivo al ser inversamente proporcionales:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{N_{ef}} = \frac{1}{\eta_{ef} PCI} \quad (5.4)$$

Por tanto, una mejora del rendimiento efectivo del motor se traduce en una disminución del consumo específico del mismo.

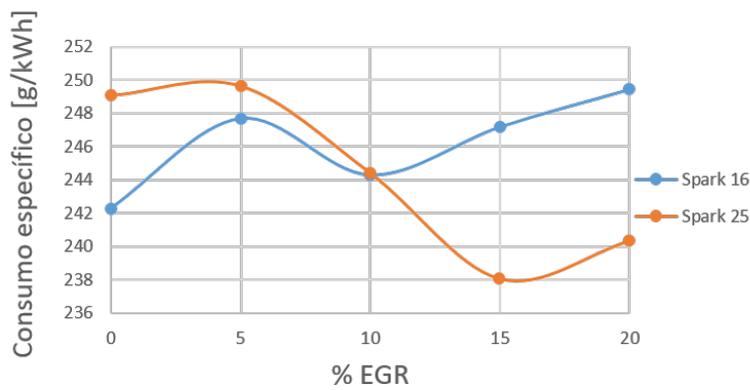


Figura 5.10: Evolución del consumo específico.

Por último, en la figura 5.11 se puede apreciar claramente que la tendencia del rendimiento mecánico del motor es exactamente la inversa de la de las pérdidas:

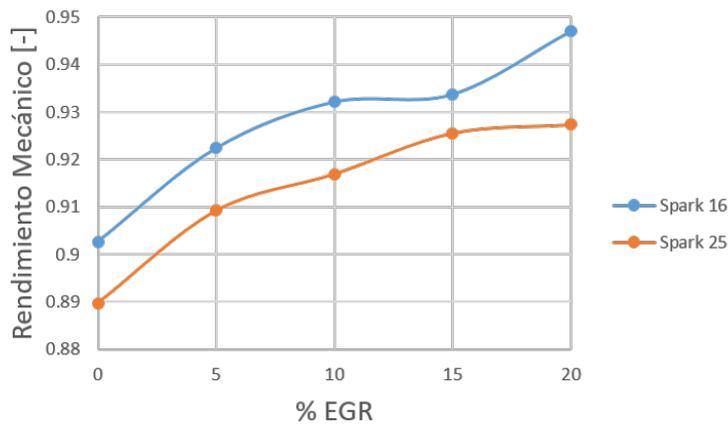


Figura 5.11: Rendimiento mecánico del motor.

Este rendimiento se define como cociente entre la potencia efectiva y la potencia indicada, siendo la potencia efectiva la diferencia entre la indicada y las pérdidas de bombeo (considerando constantes las pérdidas por fricción y auxiliares):

$$\eta_{mec} = \frac{N_{ind} - N_b}{N_{ind}} = 1 - \frac{N_b}{N_{ind}} \quad (5.5)$$

5.1.4. Ciclos del motor

Si se observan los ciclos termodinámicos del motor (figuras 5.12 y 5.13) se puede comprobar, por un lado, cómo la presión máxima del ciclo se ve disminuida a medida que aumenta la tasa de gases recirculados, pues la mayor proporción de gases ya quemados significa una menor concentración de los frescos y una mezcla menos reactiva, traduciéndose en menores presiones y temperaturas máximas del ciclo. Por otro lado, la influencia en la presión máxima del instante en el que se hace saltar la chispa se aprecia de forma muy clara, siendo casi 9 bar mayor respecto a la chispa avanzada 16 grados cuando la chispa salta con un avance de 25 grados, pues el aumento del *spark* supone una mayor cantidad de combustible quemado durante la carrera de compresión, generando el incremento en la presión máxima.

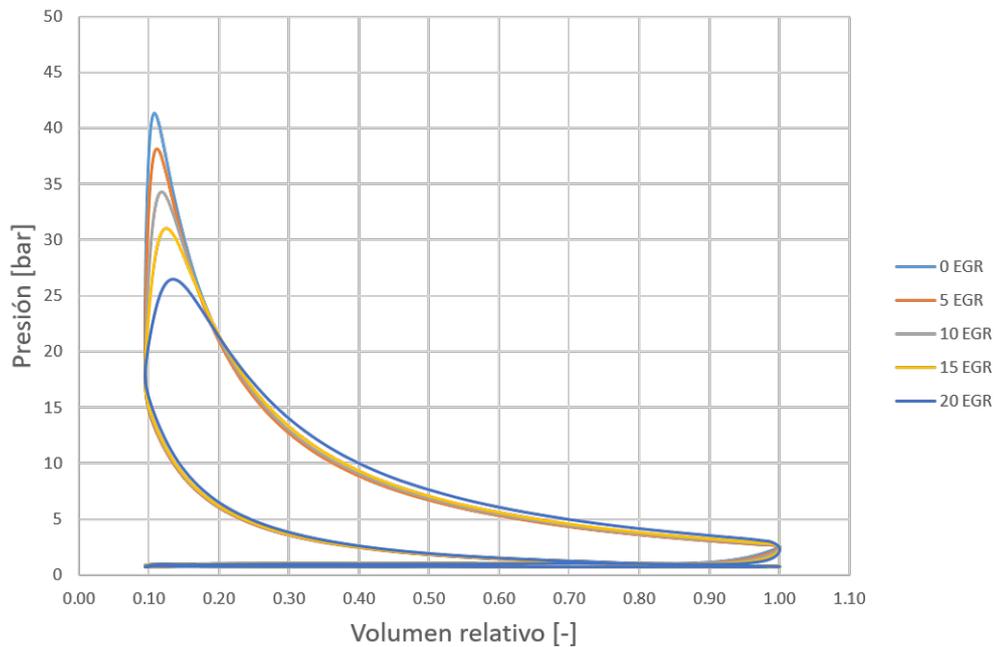


Figura 5.12: Ciclos del motor de barrido de *spark* 16.

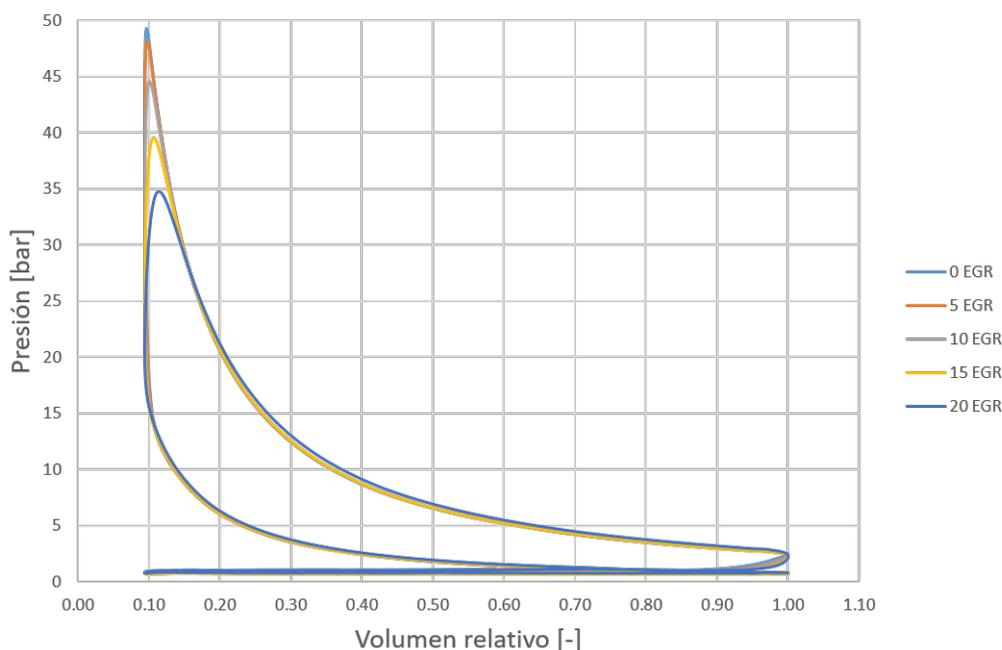
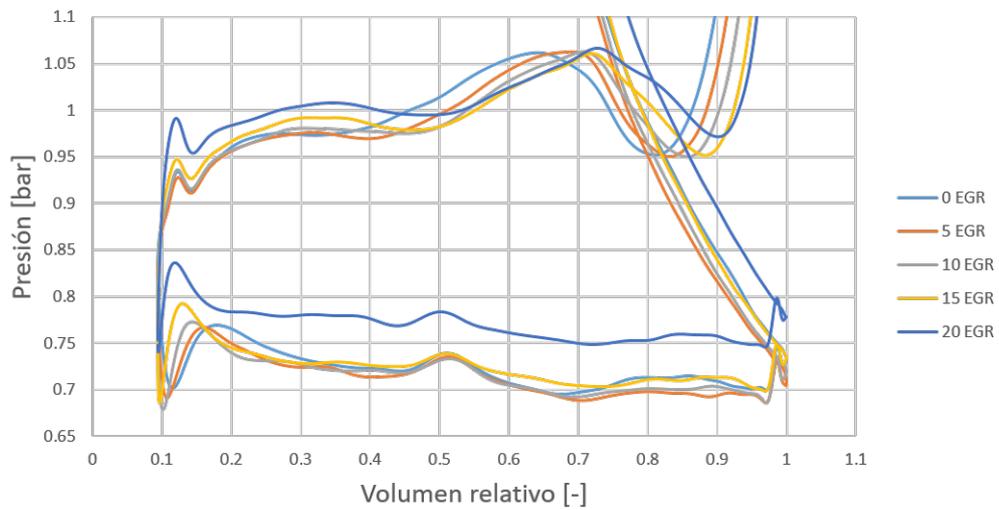
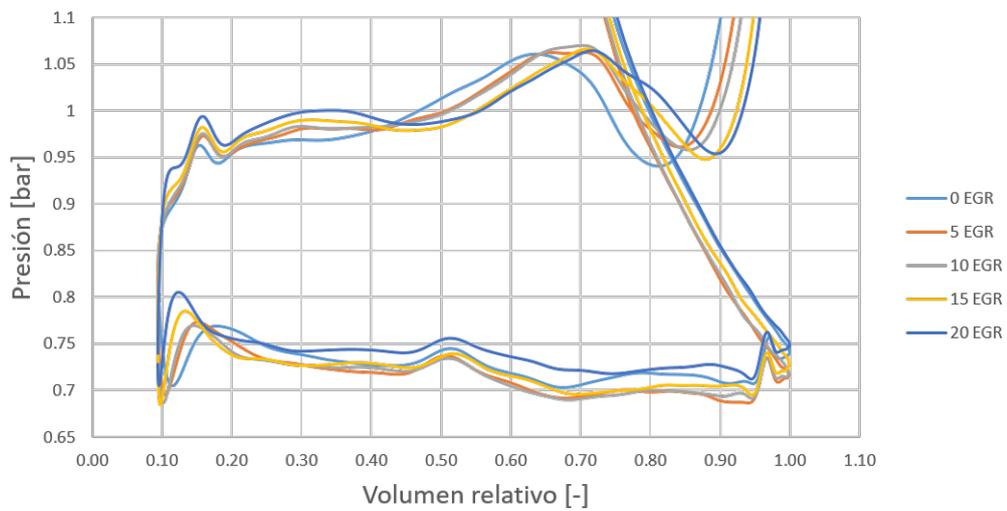


Figura 5.13: Ciclos del motor de barrido de *spark* 25.

Como se ha mencionado anteriormente, la recirculación de gases permite al motor una mayor apertura de la mariposa, lo que se traduce en una mayor presión de admisión y menor trabajo para realizar el llenado-vaciado del cilindro, ya mostrado en la figura 5.9. Este hecho se puede apreciar en el lazo de bombeo de los ciclos (figuras 5.14 y 5.15). El incremento de presión de admisión a medida que se aumenta la tasa de gases recirculados se observa de forma más clara en el ensayo realizado con el 20 % de EGR en el barrido de *spark* 16, aunque también se intuye en el resto de ensayos. En este ensayo, se produce un aumento de casi un 10 % en la presión de admisión respecto al ensayo en el que no se recircularon gases.

Es necesario comentar que al realizar los barridos, la tendencia de cada parámetro analizado debería no oscilar, es decir, seguir una tendencia creciente, decreciente o permanecer estable de a lo largo del barrido, o presentar un mínimo/máximo. En los casos en los que no se da (rendimientos y consumo específico), se debe a que cada ensayo no se ha realizado en idénticas condiciones, pues no se tenía control absoluto de las condiciones de operación ya que de ello se encarga la ECU del motor, y no existía un conocimiento pleno de ella al no disponer de su manual, pues el fabricante del motor no lo aportó. La ECU, conforme se aumenta la tasa de EGR, modifica ciertos parámetros para optimizar el funcionamiento del motor, impidiendo realizar un estudio en el que sólo se tenga en cuenta el EGR, objetivo de este trabajo.

Figura 5.14: Lazo de bombeo de los ciclos del motor de barrido de *spark* 16.Figura 5.15: Lazo de bombeo de los ciclos del motor de barrido de *spark* 25.

5.2. Resultados simulados por CALMEC

De los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas por CALMEC se puede hacer una distinción entre los resultados instantáneos, aquellos que se calculan en cada instante del ciclo, y los resultados globales, que son aquellos que se obtienen una vez acabado el ensayo y caracterizan alguna fase del mismo. Como resultados instantáneos se van a analizar los calores específi-

cos, temperaturas y fracción de calor liberado a lo largo de cada ensayo y los globales van a consistir en la duración de cada fase de la combustión.

5.2.1. Calores específicos

Para explicar el efecto de los gases recirculados en el proceso de combustión hay que recurrir a los calores específicos. Al usar la recirculación de los gases, se consigue una mezcla con un mayor calor específico a presión constante (C_p) pues contiene mayor concentración de agua y dióxido de carbono, cuyo C_p medio es mayor que el del aire (nitrógeno y oxígeno).

Compuesto	C_p [J/kg K]
Agua (gas)	2080
Dióxido de carbono	839
Nitrógeno	1040
Oxígeno	918

Tabla 5.1: Calores específicos a presión constante de la mezcla.

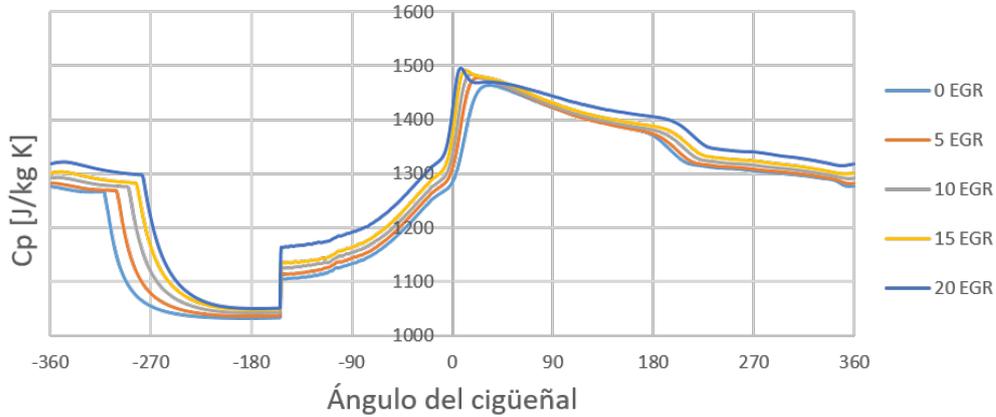


Figura 5.16: Evolución del calor específico a presión constante durante el ciclo con *spark* 16.

Si se tiene en cuenta la relación de calores específicos γ de la mezcla:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (5.6)$$

y que

$$C_v = C_p - R \quad (5.7)$$

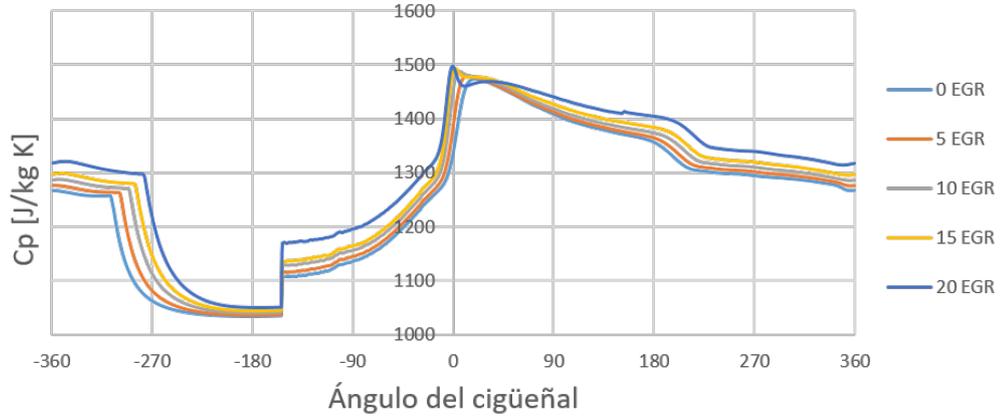


Figura 5.17: Evolución del calor específico a presión constante durante el ciclo con *spark* 25.

Se puede expresar γ en función de C_p :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R} = \frac{1}{1 - \frac{R}{C_p}} \quad (5.8)$$

Por tanto, al aumentar C_p se produce una disminución de γ , como se recoge en las figuras 5.18 y 5.19.

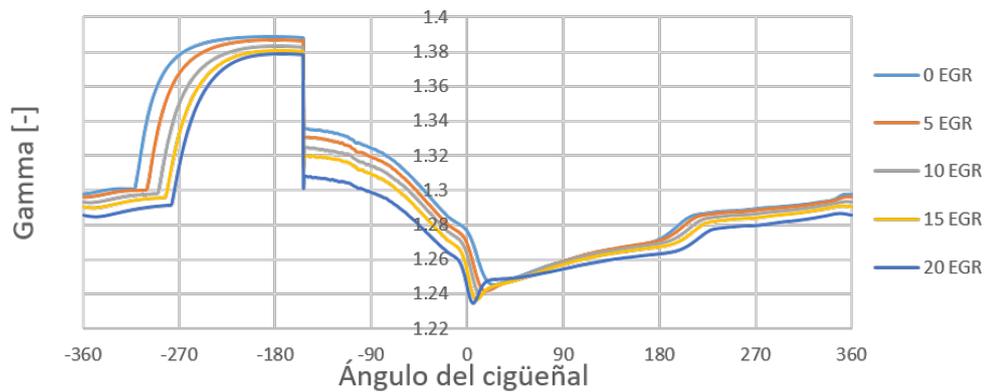


Figura 5.18: Evolución de la relación de calores específicos durante el ciclo con *spark* 16.

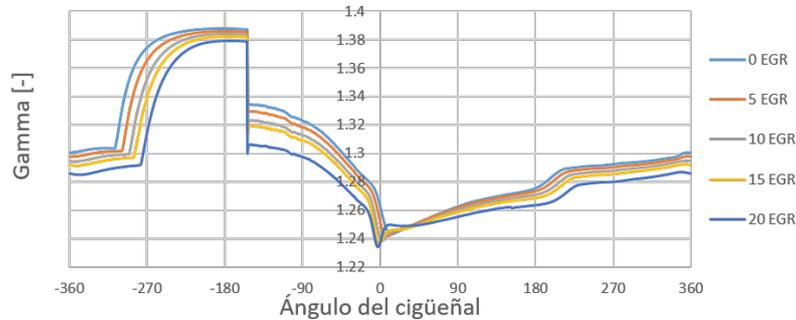


Figura 5.19: Evolución de la relación de calores específicos durante el ciclo con *spark* 25 .

Dicho aumento de C_p con la recirculación de gases significa que la mezcla necesita cada vez más energía para incrementar su temperatura, o lo que es lo mismo, la mezcla absorbe más energía procedente del proceso de combustión.

5.2.2. Temperatura

Como se viene comentado durante este trabajo, la principal consecuencia de la recirculación de gases de escape es la disminución de la temperatura del proceso de combustión debido al aumento de la presencia de gases ya inertes quemados y su capacidad de absorber energía. En las figuras 5.20 y 5.21 se muestra esta consecuencia, reduciéndose tanto la temperatura media del ciclo como la temperatura máxima (adiabática de llama) en torno al 10%, 15%, 22% y 30% con las tasas de EGR de 5%, 10%, 15% y 20%, respectivamente.

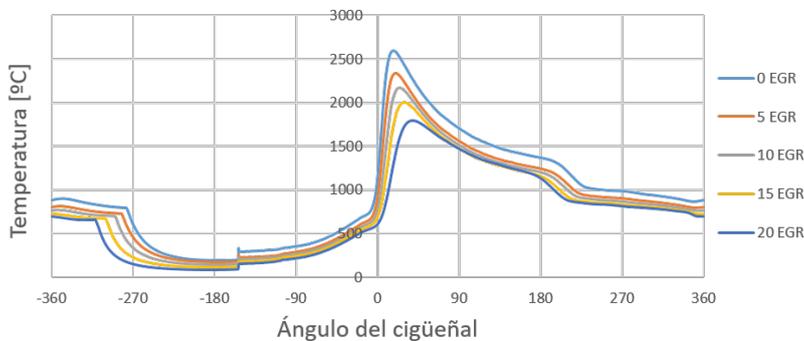


Figura 5.20: Evolución de la temperatura durante el ciclo con *spark* 16.

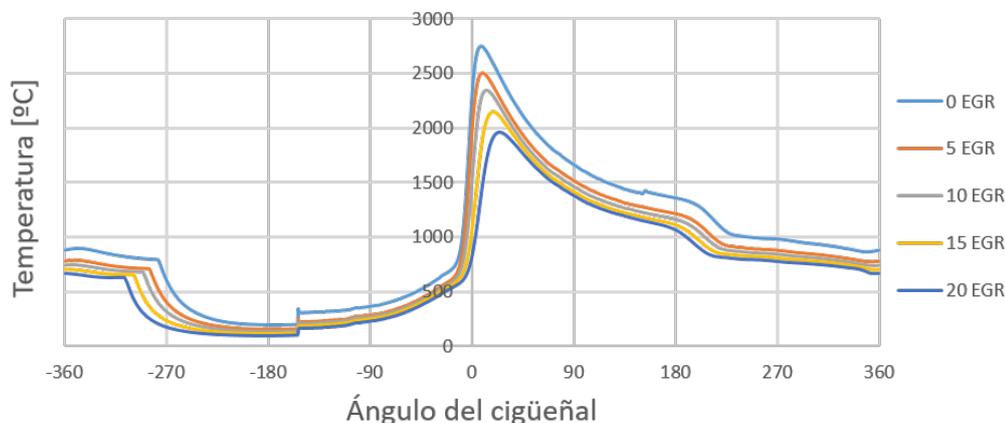


Figura 5.21: Evolución de la temperatura durante el ciclo con *spark* 25.

La pequeña variación de γ observada en las figuras 5.18 y 5.19 (en torno al 1%), junto con la mayor velocidad de combustión (como se verá posteriormente) y el propio efecto del C_p , provocan estas variaciones tan importantes en la temperatura.

Cabe remarcar que las temperaturas del barrido a *spark* 25 son mayores que las del barrido a *spark* 16 ya que al avanzar la chispa se quema más combustible durante la carrera de compresión, traduciéndose en un aumento de presión y temperatura.

5.2.3. Duración del proceso de combustión

Otro aspecto importante a analizar en este estudio es la ley de liberación de calor (FQL o fracción de calor liberado), pues proporciona una información muy precisa sobre el desarrollo de la combustión, permitiendo saber cuándo empieza y acaba el proceso y las fases del mismo. En las figuras 5.22 y 5.23 se aprecia claramente que al recircular los gases de escape, la fracción de calor liberado empieza a crecer más tarde que cuando no se recirculan. Es decir, se retrasa el inicio de la combustión, por lo que la duración de la primera fase se ve alargada, como se puede ver en la gráfica superior izquierda de la figura 5.24. Esto se debe a que los gases inertes presentes en el cilindro dificultan el encendido de la mezcla. La duración de la primera fase de la combustión se incrementa más (en torno a 2 grados del ángulo del cigüeñal) con el avance del *spark* de 25 grados, debiéndose a la mayor transmisión de calor a la pared en el interior del cilindro antes de llegar al PMS, provocando que estas pérdidas hagan retrasarse un poco más el inicio

de la combustión.

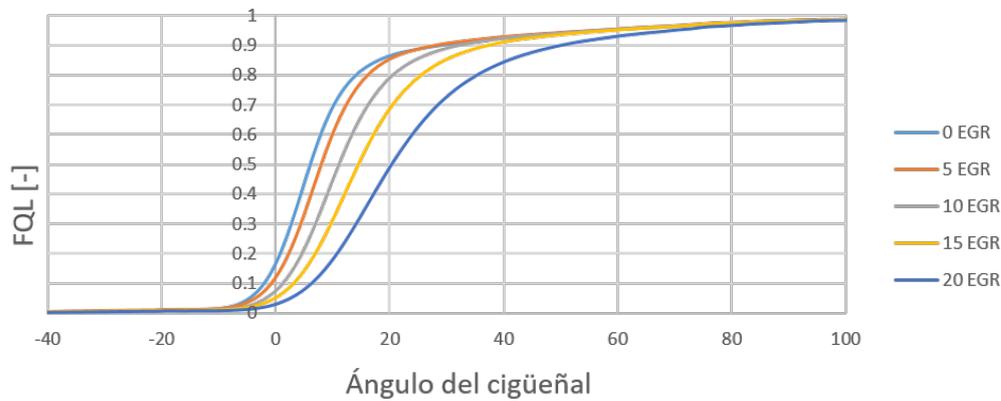


Figura 5.22: Fracción de calor liberado durante el ciclo con *spark* 16.

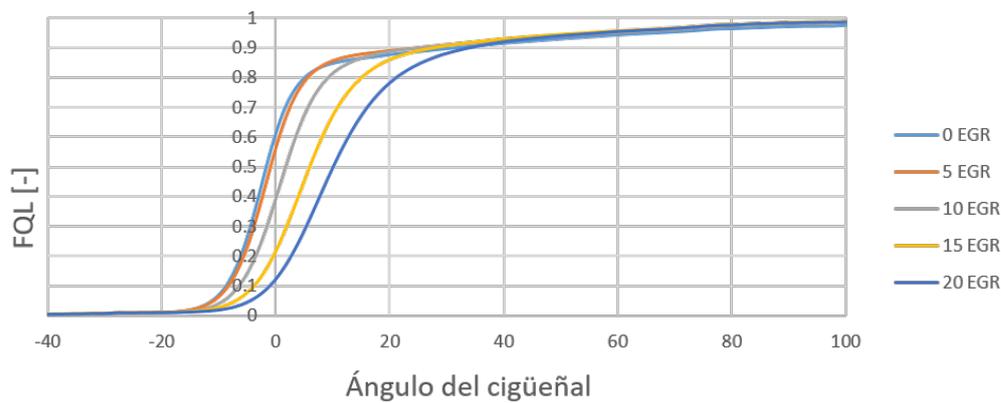


Figura 5.23: Fracción de calor liberado durante el ciclo con *spark* 25.

Para la duración de la combustión hasta alcanzar el 50% de calor liberado (gráfica superior derecha de la figura 5.24), teniendo en cuenta que hay 9 grados de diferencia a la hora de hacer saltar la chispa entre cada barrido, se puede decir que no hay diferencias para las mismas tasas de EGR en los distintos barridos. No obstante, encuentran su óptimo en torno a los 8 grados con *spark* 16 y 0 grados con *spark* 25, pudiendo estar la combustión demasiado adelantada para la cantidad de EGR que hay en algunos casos. Estos CA50 óptimos están en la tasa de EGR de 5% para ambos instantes de encendido, pero para otras tasas de EGR, el *spark* que optimice CA50 puede ser otro distinto. En resumen, el instante de encendido es lo que permite centrar la combustión para cada tasa de EGR.

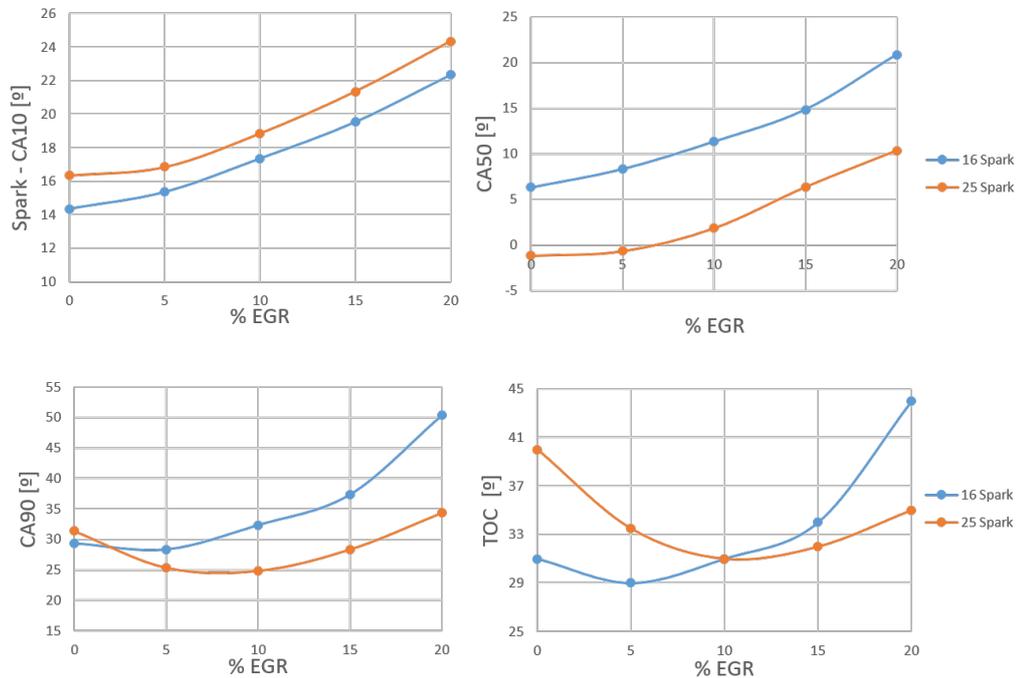


Figura 5.24: Duración de la primera fase de la combustión (superior izquierda), ángulo de 50 % de calor liberado (superior derecha), ángulo de 90 % de calor liberado (inferior izquierda), duración de la segunda fase de la combustión (inferior derecha).

El ángulo de cigüeñal para el que ya se encuentra liberado el 90 % del calor de la combustión (gráfica inferior izquierda de la figura 5.24) es menor al usar EGR que en el caso de no usarlo en el barrido de *spark* 25. Se debe a que ya se manifiestan los beneficios de la mayor temperatura de la mezcla no quemada presente en el cilindro, que provoca que el frente de llama encuentre más fácil su propagación, viéndose aumentada la velocidad del proceso y volviéndose menor la duración de la segunda fase. Sin embargo, para el barrido de *spark* 16 esto sólo ocurre con la tasa de EGR del 5 %, lo que puede significar que a partir del 5 % de EGR debería adelantarse más el inicio de la combustión (pasar, por ejemplo, a *spark* 25). Estas tendencias se aprecian mejor en el tiempo total de combustión (gráfica inferior derecha de la figura 5.24), en la que se ve claramente que para la tasa de EGR del 5 %, la menor duración de la combustión se da con *spark* 16, pero una vez superada esta tasa de gases recirculados, los menores tiempos de combustión aparecen con *spark* 25. El óptimo que presenta el barrido de *spark* 16 reduce un 6.5 % la duración de la combustión respecto al no usar EGR, y en el caso del barrido de *spark* 25, el óptimo se encuentra con la tasa de EGR del 10 % y reduce el tiempo de combustión un 22.5 %. La influencia del instante

de encendido también se puede apreciar en las gráficas de calor liberado (figuras 5.22 y 5.23), siendo más rápido el proceso de liberación de calor (y por tanto, el proceso de combustión) con *spark* 25 para las tasas de EGR de 10 %, 15 % y 20 %.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajos futuros

Contenidos:

6.1. Conclusiones globales	75
6.2. Mejoras y trabajos futuros	77

6.1. Conclusiones globales

El objetivo de este trabajo era ver cómo afecta la recirculación de los gases de escape en el proceso de combustión de un motor de encendido provocado sobrealimentado, para lo que se realizaron dos barridos de tasa de EGR con distinto avance del salto de la chispa. Una vez obtenidos todos los datos experimentales necesarios, se procesaron para poder realizar una simulación de los ensayos con el programa CALMEC y obtener otros datos que resultaban muy complejos o imposibles de obtener directamente del ensayo real. Ya simulados todos los ensayos y después de exportar y validar los resultados obtenidos, se pudo realizar el estudio deseado.

La principal conclusión que se extrae de este estudio es, como ya se sabía, que la recirculación de gases de escape supone una disminución tanto de la temperatura máxima de la combustión como de la temperatura media del proceso, traduciéndose en la disminución de emisiones de óxidos de nitrógeno y el aumento de las emisiones de hidrocarburos, productos contaminantes y perjudiciales para la salud en el caso de los NO_x , siendo más importante el efecto cuanto mayor es la cantidad de gases de escape recirculados. Como

el objetivo para adecuarse a la norma europea de emisiones es reducir lo máximo posible ambas, y al ser las tendencias de ambas emisiones opuestas, se busca un compromiso entre ellas, y en este caso se encontraría entre el 5 % y 15 % de gases recirculados.

Además, con la menor proporción de mezcla fresca presente en el cilindro, se reduce el riesgo de autoencendido de la mezcla, aunque esto supone que el inicio de la combustión llegue más tarde y la duración de la primera fase sea mayor. Es por ello que en este trabajo se ha modificado el instante en el que se hace saltar la chispa, pues haciéndolo el instante idóneo se puede centrar la combustión para cada tasa de EGR, consiguiendo minimizar la mayor duración de esta primera fase. No obstante, la duración de la segunda fase se ve reducida debido a que la mayor temperatura de la mezcla sin quemar presente en el cilindro produce una propagación más rápida del frente de llama, siempre y cuando el instante en el que se hace saltar la chispa no esté demasiado retrasado, como pasa con los ensayos realizados con *spark* 16 a tasas de EGR superiores al 5 %.

Asimismo, otro de los aspectos con los que se contaba al inicio del trabajo, era que el uso de gases recirculados permite aumentar la apertura de la mariposa, permitiendo aumentar la presión de admisión y reduciendo las pérdidas de bombeo, facilitando el proceso de renovación de la carga, lo que se ha visto ratificado en los resultados de este trabajo.

En relación a los rendimientos del motor, se ha mostrado que el empleo de los gases de escape recirculados producen un aumento del rendimiento volumétrico, pues se consigue incrementar la mezcla introducida en el cilindro a base de aumentar el régimen de giro del turbogrupo, y por tanto, el grado de sobrealimentación del motor. Por contraposición, la mayor presencia de gases inertes en el ciclo supone un menor trabajo extraído en el mismo, y la consecuente reducción del rendimiento indicado. Sin embargo, en los ensayos de *spark* 25, se produce una tendencia ascendente en este rendimiento en las tasas de 10 % y 15 % de EGR. La evolución del rendimiento efectivo del motor es la misma que la del indicado, aunque la reducción de las pérdidas de bombeo propiciadas por el empleo de EGR disminuyen la pérdida de rendimiento efectivo en el barrido de *spark* 16 y mejoran en mayor grado el rendimiento para las tasas de 10 % y 15 % de EGR en el barrido de *spark* 25.

Por todo lo comentado, se concluye con que la mejor configuración de instante de encendido y EGR, al trabajar a baja carga (6 bar) y 2000 rpm, es de 25 grados de adelanto de la chispa y tasa de EGR en torno al 10 %-15 %, pues presenta los menores tiempos de combustión, los mejores rendimientos y un buen compromiso entre las emisiones de hidrocarburos y óxidos de nitrógeno.

6.2. Mejoras y trabajos futuros

Algunas de las posibles mejoras que se pueden aplicar al presente trabajo pueden venir de una mejora en cuanto al conocimiento acerca de la ECU del motor, pues como se menciona brevemente en el documento, el fabricante no aportó su manual. La ECU se encarga de optimizar los parámetros del motor para el correcto funcionamiento del mismo, lo cual impide en cierta forma realizar ensayos en los que sólo se quiera modificar un parámetro, ya que al modificar este parámetro el personal encargado de realizar los ensayos, puede ser que la ECU decidiera modificar otro parámetro al que no se tuviera acceso. Este puede ser el motivo por el que algunas tendencias de los rendimientos son oscilantes.

Otra mejora que puede servir para conocer mejor el inicio de la combustión es el cálculo en CALMEC de la velocidad del flujo en las válvulas, que puede aportar información acerca de si se produce turbulencia o no en las mismas debido a la mayor presión de sobrealimentación conseguida.

En cuanto a futuros trabajos, al igual que en este trabajo se ha estudiado cuál es la configuración óptima de EGR y *spark* a baja carga y bajo régimen de giro, se pueden realizar otros estudios con la misma metodología para ver la configuración óptima en otros puntos de funcionamiento: media carga, alta carga, alto régimen, bajo régimen, etc. De esta forma, se podría obtener la configuración óptima para cada punto de funcionamiento, según las prestaciones que se requieran en cada instante de la conducción. También resultaría interesante ver cómo se comporta el motor en las transiciones y cómo evolucionan las emisiones en las aceleraciones y deceleraciones para una mejor integración dentro de la normativa europea.

Bibliografía

- [1] F. PAYRI Y J. M. DESANTES, *Motores de combustión interna alternativos*, 2011. Editorial de la Universitat Politècnica de València.
- [2] HAIQIAO WEI ET AL., *Gasoline engine exhaust gas recirculation - A review*, 2012.
- [3] J. M. DESANTES, *Diapositivas de la asignatura "Motores Alternativos"*, 2018. Universitat Politècnica de València.
- [4] M. LEPIZ UGALDE, *Nuevas tecnologías utilizadas en los sistemas de distribución valvular en los motores a gasolina para vehículos livianos*, 2007. Instituto nacional de aprendizaje.
- [5] A. RENART, *Recirculación de gases de escape doble*, 2018. URL: <http://www.blogmecanicos.com/2017/03/recirculacion-de-gases-de-escape-doble.html>
- [6] L. ZHONG, M. MUSIAL, R. REESE, G. BLACK, *EGR systems evaluation in turbocharged engines*, 2013.
- [7] J. MARTÍN DÍAZ, *Aportación al diagnóstico de la combustión en motores diesel de inyección directa*, 2007. Tesis doctoral, Universitat Politècnica de València.
- [8] G. WOSCHNI, *Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren*, 1970.
- [9] G. WOSCHNI, *A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine*, 1967.
- [10] J. M. LUJÁN, H. CLIMENT, R. NOVELLA Y M. E. RIVAS PEREA, *Influence of a low pressure EGR loop on a gasoline turbocharged direct injection engine*, 2015.
- [11] C. PATIL, S. VARADE, W. SWANPIL, *A review of engine downsizing and its effects*, 2017.

-
- [12] M. E. RIVAS PEREA, *Assesment of fuel consumption reduction strategies on a gasoline turbocharged direct injection engine with a cooled EGR sistem*, 2016. Tesis doctoral, Universitat Politècnica de València.
- [13] H. OHASHI, J. SAITO, *Motor Exhaust Gas Analyzer MEXA-7000 Series*, 1995. Manual de uso, HORIBA.
- [14] *NI PXI-8186 User Manual*, 2003. Manual de uso, National Instruments.

Documento II

Presupuesto

Presupuesto

1. Introducción

Para finalizar, en este documento se muestran los gastos necesarios para realizar el presente estudio, teniéndose en cuenta el coste de los ensayos (aunque el autor del trabajo no participó en ellos pero sí ha usado los datos obtenidos directamente de los mismos, y para los que se emplearon una serie de equipos, instalaciones, materiales, y sistemas informáticos), el coste de la licencia de los programas empleados y el coste del personal que ha llevado a cabo el estudio.

Antes de proceder al cálculo de los costes se va a realizar la amortización de equipos y sistemas informáticos:

No se recoge la amortización de CALMEC ya que es un programa propio creado por el CMT y no hay coste ninguno de licencia.

También hay que señalar el coste del trabajo de cada persona involucrada en el trabajo, siendo un ingeniero doctor el tutor del trabajo, un ingeniero superior el cotutor del trabajo, un técnico de laboratorio el encargado de realizar los ensayos y un alumno de grado el autor del trabajo.

2. Recopilación de información

Hay que empezar considerando el tiempo dedicado por el autor del trabajo a recoger información que le haya servido para la realización del trabajo, ya sea teórica como acerca de los diferentes programas utilizados durante el trabajo. En este caso, como el programa que el alumno de grado tuvo que aprender a usar fue CALMEC, y al no tener éste coste alguno de licencia,

Descripción	Precio [€]	Vida útil [años]	Tasa horaria [€/h]
Balanza de combustible	19020	10	1.05
Banco de herramientas	3000	10	0.16
Banco dinamométrico	155790	10	8.65
Caudalímetro	20000	10	1.11
Cooler	250	1	0.14
HORIBA	270970	10	15.05
Inca	3500	5	0.39
LabVIEW	5800	1	3.22
MATLAB	1600	1	0.89
Microsoft Office	120	1	0.07
Ordenador portátil	1500	5	0.17
Ordenador de mesa	1000	5	0.11
PUMA	34200	10	1.90
Sistema de adquisición	31256	10	1.73
Válvula EGR	200	1	0.11
Válvula Estrangulamiento	200	1	0.11

Tabla 1: Amortización de equipos y sistemas informáticos.

Descripción	Tasa horaria [€/h]
Ingeniero doctor	45
Ingeniero superior	30
Técnico de laboratorio	25
Alumno de grado	15

Tabla 2: Coste del personal involucrado.

las horas dedicadas a aprender el funcionamiento del programa sólo suponen el gasto extra del ordenador portátil usado por el alumno.

Descripción	Unidades [h]	Tasa horaria [€/h]	Importe [€]
Alumno de grado	80	15	1200
Ordenador portátil	20	0.17	3.40
Total			1203.40

Tabla 3: Coste de la recopilación de información.

3. Realización de los ensayos

Para el coste total de la realización de los ensayos hay que considerar la instalación de la línea de baja presión (pues sin ella no se hubiera po-

didado realizar la recirculación de gases), el combustible, equipos y sistemas informáticos empleados, así como el personal necesario.

Descripción	Tasa horaria [€/h]	Horas	Importe [€]
Cooler	0.14	60	8.40
Válvula EGR	0.11	60	6.60
Válvula Estrangulamiento	0.11	60	6.60
Total			21.60

Tabla 4: Coste de materiales de la línea de baja presión.

Descripción	Tasa horaria [€/h]	Horas	Importe [€]
Banco de herramientas	0.16	60	9.60
Técnico de laboratorio	25	60	1500
Total			1509.60

Tabla 5: Coste de la instalación de la línea de baja presión.

Descripción	Importe [€]
Coste materiales	21.60
Coste instalación	1509.60
Total	1531.20

Tabla 6: Coste total del montaje de la línea de baja presión.

Descripción	Tasa horaria [€/h]	Horas	Importe [€]
Balanza de combustible	1.05	10	10.50
Banco dinamométrico	8.65	10	86.50
Caudalímetro	1.11	10	11.10
HORIBA	15.05	10	150.50
Inca	0.39	10	3.90
LabVIEW	3.22	10	32.20
Ordenador de mesa	0.11	10	1.10
PUMA	1.90	10	19.00
Sistema de adquisición	1.73	10	17.30
Total			332.10

Tabla 7: Coste de los equipos y sistemas para la realización de los ensayos.

Descripción	Precio [€/L]	Litros	Importe [€]
Combustible	1.32	20	26.40
Total			26.40

Tabla 8: Coste del material para la realización de los ensayos.

Descripción	Tasa horaria [€/h]	Horas	Importe [€]
Técnico de laboratorio	25	10	250
Total			250

Tabla 9: Coste del personal para la realización de los ensayos.

Descripción	Importe [€]
Coste de montaje línea de baja presión	1531.20
Coste de equipos y sistemas	332.10
Coste del material	26.40
Coste de personal	250
Total	2139.70

Tabla 10: Coste total de los ensayos realizados.

4. Tratamiento de datos

Para el tratamiento de los datos extraídos del ensayo se han utilizado los programas MATLAB y Excel, creando el ingeniero superior varias funciones en MATLAB para ello.

Descripción	Tasa horaria [€/h]	Horas	Importe [€]
MATLAB	0.89	50	44.50
Microsoft Office	0.07	10	0.70
Ordenador de mesa	0.11	30	3.30
Ordenador portátil	0.17	30	5.10
Total			53.60

Tabla 11: Coste de los equipos y sistemas para el tratamiento de datos extraídos del ensayo.

Descripción	Tasa horaria [€/h]	Horas	Importe [€]
Alumno de grado	15	30	450
Ingeniero superior	30	30	900
Total			1350

Tabla 12: Coste del personal para el tratamiento de datos extraídos del ensayo.

Descripción	Importe [€]
Coste de equipos y sistemas	53.60
Coste de personal	1350
Total	1403.60

Tabla 13: Coste total del tratamiento de datos extraídos del ensayo.

5. Simulación en CALMEC

Para calcular el coste de la simulación hay que considerar las horas que el ordenador portátil del alumno de grado estuvo realizando cálculos, el tiempo dedicado por el alumno a cargar los ensayos y el tiempo dedicado por el ingeniero doctor y el superior a realizar la caracterización del motor para CALMEC.

Descripción	Tasa horaria [€/h]	Horas	Importe [€]
Ordenador portátil	0.17	10	1.70
Ordenador de mesa	0.11	5	0.55
Total			2.25

Tabla 14: Coste de los equipos para la simulación en CALMEC.

Descripción	Tasa horaria [€/h]	Horas	Importe [€]
Alumno de grado	15	10	150
Ingeniero superior	30	5	150
Ingeniero doctor	45	5	225
Total			525

Tabla 15: Coste del personal para la simulación en CALMEC.

Descripción	Importe [€]
Coste de equipos	2.25
Coste de personal	525
Total	527.25

Tabla 16: Coste total de la simulación en CALMEC.

6. Análisis de resultados

Para esta parte del trabajo se considera todo el trabajo del alumno de grado destinado a analizar los resultados obtenidos así como el tiempo dedicado por el ingeniero doctor y el superior a revisar y corregir dichos análisis.

Descripción	Tasa horaria [€/h]	Horas	Importe [€]
MATLAB	0.89	50	44.50
Microsoft Office	0.07	80	5.60
Ordenador de mesa	0.11	50	5.50
Ordenador portátil	0.17	120	20.40
Total			76

Tabla 17: Coste de los equipos y sistemas para el tratamiento de datos extraídos del ensayo.

Descripción	Tasa horaria [€/h]	Horas	Importe [€]
Alumno de grado	15	150	2250
Ingeniero superior	30	50	1500
Ingeniero doctor	45	20	900
Total			4650

Tabla 18: Coste del personal para la simulación en CALMEC.

Descripción	Importe [€]
Coste de equipos	76
Coste de personal	4650
Total	4726

Tabla 19: Coste total del análisis de los resultados.

7. Otros gastos

Otros costes a tener en cuenta en la realización del trabajo son aquellos referidos a los materiales usados en el día a día de trabajo en una oficina:

Descripción	Precio [€]	Unidades	Importe [€]
Paquete de folios	4.60	1	4.60
Bolígrafo	0.30	2	0.60
Pen drive	12	2	24
Total			29.20

Tabla 20: Coste de otros gastos.

8. Presupuesto total

Descripción	Importe [€]
Recopilación de información	1203.40
Ensayos realizados	21397.70
Tratamiento de datos	1403.60
Simulación en CALMEC	527.25
Análisis de resultados	4726
Otros gastos	29.20
Total	10029.15

Tabla 21: Presupuesto total bruto.

Para finalizar, si le añadimos el 21 % de IVA al coste total obtenemos el presupuesto final del estudio realizado.

Descripción	Importe [€]
Presupuesto total bruto	10029.15
21 % IVA	2106.12
Total	12135.27

Tabla 22: Presupuesto total neto.

Por tanto, el presupuesto total del trabajo realizado alcanza la cifra de #DOCE MIL CIENTO TREINTA Y CINCO EUROS CON VEINTISIETE CÉNTIMOS#.

