



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIERÍA  
INDUSTRIAL VALENCIA

**TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

# **ANÁLISIS DEL EFECTO DEL EGR DE BAJA PRESIÓN EN UN MOTOR DIESEL DE INYECCIÓN DIRECTA MEDIANTE UN MOTOR VIRTUAL**

AUTOR: Joaquín Manresa Verdú

TUTOR: Jaime Martín Díaz

Curso Académico: 2019-20



# RESUMEN

Los motores térmicos de combustión interna alternativo aprovechan la energía térmica, obtenida en el proceso de combustión, para transformarla en energía mecánica. Durante el proceso se liberan gases que son perjudiciales al medio como óxidos de carbono, hidrocarburos u óxidos nitrógeno.

Existen diversas técnicas que buscan reducir el impacto ambiental de estas emisiones. Desde el punto de vista, tanto tecnológico como económico, una forma eficiente de reducir las emisiones de  $NO_x$  es mediante la recirculación de los gases de escape (EGR).

El alcance de este documento consiste en realizar un estudio del sistema de EGR, con la ayuda de la herramienta modelado VEMOD (*Virtual Engine Model*). Para ello, en primer lugar, se llevará a cabo un proceso de calibración y validación del modelo empleado para evaluar el comportamiento de la recirculación de los gases de escape. Una vez ajustado se procederá a analizar los distintos efectos del sistema de EGR de alta y de baja presión.

**Palabras clave:** EGR de alta presión, EGR de baja presión, motor Diesel,  $NO_x$ , VEMOD.

# RESUM

Els motors tèrmics de combustió interna alternatiu aprofiten l'energia tèrmica, obtinguda al procés de combustió, per a transformar-la en energia mecànica. Durant el procés s'alliberen gasos que són perjudicials al medi ambient com els òxids de carboni, òxids nitrogen o hidrocarburs.

Existeixen diverses tècniques que busquen reduir l'impacte ambiental d'estes emissions. Des del punt de vista, tant tecnològic com econòmic, una forma eficient de reduir les emissions de  $NO_x$  és per mitjà de la recirculació dels gasos de fuga (EGR).

La finalitat d'aquest document consistix a realitzar un estudi del sistema d'EGR, amb l'ajuda de la ferramenta de modelatge VEMOD (Virtual Engine Model). Per a això, en primer lloc, es durà a terme un procés de calibratge i validació del model virtual emprat per a avaluar el comportament de la recirculació dels gasos de fuga. Una vegada ajustat es procedirà a analitzar els distints efectes del sistema d'EGR d'alta i de baixa pressió.

**Paraules clau:** EGR d'alta pressió, EGR de baixa pressió, motor Dièsel,  $NO_x$ , VEMOD.

# ABSTRACT

Alternative internal combustion thermal engines convert the thermal energy, obtained in the combustion process, into mechanical energy. During the process, some gases, which are released, can be prejudicial for the environment such as carbon oxides, hydrocarbons or nitrogen oxides.

There are various techniques which pretend to reduce the environmental impact of these emissions. From a technological or an economic point of view, an efficient way to reduce  $NO_x$  emissions is through the exhaust gas recirculation (EGR).

The main point of this document consists of a study of the EGR system, with the help of the VEMOD (Virtual Engine Model) modelling tool. For this reason, before performing any type of analysis, calibration and validation process of the virtual model used will be carried out to evaluate the behaviour of the exhaust gas recirculation. Once adjusted, the different effects of the high and low pressure EGR system will be analysed.

**Keywords:** HPEGR, LPEGR, Diesel engine,  $NO_x$ , VEMOD.

# Índice general

	Página
<b>RESUMEN</b>	<b>II</b>
<b>RESUM</b>	<b>III</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>IV</b>
<b>MEMORIA</b>	
<b>1. Introducción</b>	
1.1. Justificación del trabajo .....	1
1.2. Antecedentes .....	2
1.3. Objetivo .....	3
<b>2. El motor Diesel</b>	
2.1. Motores de combustión Interna Alternativos .....	4
2.1.1 Clasificación de los MCIAs .....	5
2.1.2 Parámetros básicos de los MCIAs.....	7
2.2 Emisiones contaminantes.....	13
2.2.1 Monóxido de carbono.....	14
2.2.2 Hidrocarburos sin quemar .....	14
2.2.3 Emisiones de partículas.....	15
2.2.4 Óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ) .....	15
2.3 Características de un motor Diesel.....	17
2.3.1 Proceso de combustión del Diesel .....	17
2.3.2 Sistemas de inyección .....	19
2.3.3 El sistema de sobrealimentación .....	21
2.4 Recirculación de los gases de escape .....	23
2.2.1 Influencia de la recirculación de los gases de escape .....	25
2.2.2 Tipos de sistemas de EGR.....	26

<b>3. Herramientas</b>	
3.1. Introducción .....	30
3.2. Herramienta experimental .....	30
3.3. Herramienta teórica – VEMOD .....	32
<b>4. Validación del motor virtual</b>	
4.1. Introducción .....	36
4.2. Validación del sistema del modelo de motor .....	36
4.2.1 Metodología .....	39
4.2.2 Resultados de la validación del modelo .....	40
4.3. Funcionamiento con EGR de baja presión .....	41
4.4. Funcionamiento del EGR de alta presión del modelo .....	45
<b>5. Aplicación del modelo</b>	
5.1. Introducción .....	49
5.2. Metodología .....	50
5.2. Análisis del <i>trade-off</i> .....	52
<b>6. Conclusiones</b>	
6.1. Conclusiones .....	64

#### ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1. Introducción .....	67
2. Cuadro de precios .....	67
3. Unidades de obra .....	69
4. Mediciones .....	70
5. Presupuesto .....	71

<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>VIII</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>X</b>
<b>LISTA DE TABLAS</b>	<b>XIII</b>





# Introducción

# 1

## Índice

---

<b>1.1. Justificación del trabajo</b> .....	<b>1</b>
<b>1.2. Antecedentes</b> .....	<b>2</b>
<b>1.3. Objetivos</b> .....	<b>3</b>

---

## 1.1 Justificación del trabajo

Las grandes líneas de investigación de las empresas del sector de la automoción se caracterizan por buscar continuamente la innovación, por fabricar modelos que operen a un alto rendimiento y por reducir el impacto ambiental que deriva de su uso.

El gran desafío en el que se encuentran los grandes fabricantes del sector consiste en reducir drásticamente las emisiones de los gases contaminantes, entre las cuales destacan los hidrocarburos, óxidos de carbono u óxidos de nitrógeno. En las últimas décadas, este está siendo el gran reto del sector de la automoción debido especialmente a un mayor compromiso social por parte de la población por el cuidado del medio y por una mayor exigencia por partes de las nuevas normativas europeas en lo referido al nivel de emisiones. Ante esta situación, existe una necesidad de encontrar soluciones, económica y tecnológicamente viables, para cumplir con los objetivos que marcan la ley.

Los óxidos de nitrógeno, conocidos por su alto grado de toxicidad es uno de los gases a tener en especial consideración. Ante esta tesitura, los ingenieros del sector se encuentran ante la necesidad de innovar formas para su tratamiento. Una de las técnicas más eficientes empleadas se basa en la recirculación de los gases de escape (EGR), obteniendo resultados esplendidos en los casos de los motores Diesel.

Con el fin de obtener el objetivo mencionado previamente, el Centro de Motores Térmicos (CMT), mediante herramientas de modelado virtual, pretende disminuir los efectos perniciosos de los óxidos de nitrógeno que se generan durante el proceso de combustión de un motor Diesel, donde queda recogido en este Trabajo Fin de Grado.

## 1.2 Antecedentes

Existe la necesidad de desarrollar motores de combustión interna alternativos (MCIA) que respondan de acuerdo con los parámetros efectivos propuestos, sin que esto suponga un aumento de las emisiones contaminantes expulsadas al medio. Sin embargo, resultaría inviable llevar a cabo estos estudios de manera experimental ya que son de un alto coste y, en determinados casos, son difíciles de reproducir. De este modo, mediante técnicas de modelado virtual, con la ayuda de herramientas de cálculo de fluidos computacional (CFD), se pretende simular el comportamiento de motores térmicos para analizar su respuesta ante los diversos casos de estudio.

El instituto de investigación de motores térmicos, CMT – Motores Térmicos, de la Universitat Politècnica de Valencia (U.P.V) ha desarrollado una herramienta de calculo que permite reproducir los fenómenos que ocurren en el interior del motor. Esta herramienta de modelado virtual empleada se le conoce como *Virtual Engine Model* (VEMOD).

Se han realizado innumerables proyectos previos a este Trabajo Fin de Grado donde recoge la metodología empleada para la puesta a punto de la herramienta, donde destaca el documento, cuyos autores son Jaime Martín o Francisco José Arnau entre otros, de: *“Development of an Integrated Virtual Engine Model to Simulate New Standard Testing Cycles”* [17].

Una vez desarrollada la herramienta de modelado virtual, VEMOD, se preparó el motor virtual siendo, este modelo, el actual objeto de estudio de este presente documento. Previamente se realizaron los distintos casos de validación del funcionamiento del motor virtual como el ajuste de pérdidas mecánicas o las leyes de transmisión de calor. Gracias a estos trabajos previos se puede analizar las temperaturas que alcanza el motor, predecir el nivel de emisiones o estudiar el funcionamiento del motor en la cámara de combustión entre otros temas [1].

## 1.3 Objetivos

Uno de los mecanismos más empleados para el tratamiento de los óxidos de nitrógeno es mediante la recirculación de los gases de escape (EGR). El objetivo de este proyecto de investigación tiene como misión evaluar el efecto del sistema de EGR en un motor Diesel con la ayuda de un motor virtual.

Para poder analizar el sistema de EGR del motor virtual será necesario validar, previamente, el correcto comportamiento del motor virtual. Por este motivo, el primer objetivo de este proyecto consistirá en llevar a cabo la validación del modelo virtual. La metodología empleada consistirá en fijar las condiciones al cierre de la válvula de admisión en la cámara de combustión, una vez construida la línea de EGR, para verificar su correcto funcionamiento.

Una vez validado, el modelo virtual es apto para estudiar su propio sistema de EGR. El segundo objetivo consistirá en analizar los resultados obtenidos tanto por el uso del sistema de EGR de alta como el de baja presión. No obstante, en el mundo de la ingeniería es complicado que los resultados obtenidos de manera teórica cuadren con exactitud con los resultados obtenidos experimentalmente. Por consiguiente, será relevante evaluar la precisión de los resultados modelados respecto de los experimentales.

# El motor Diesel

# 2

## Índice

---

<b>2.1. Motores de combustión Interna Alternativos</b> .....	<b>4</b>
2.1.1 Clasificación de los MCIAs .....	5
2.1.2 Parámetros básicos de los MCIAs.....	7
<b>2.2 Emisiones contaminantes</b> .....	<b>13</b>
2.2.1 Monóxido de carbono .....	14
2.2.2 Hidrocarburos sin quemar .....	14
2.2.3 Emisiones de partículas.....	15
2.2.4 Óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ) .....	15
<b>2.3 Características de un motor Diesel</b> .....	<b>17</b>
2.3.1 Proceso de combustión del Diesel .....	17
2.3.2 Sistemas de inyección .....	19
2.3.3 El sistema de sobrealimentación .....	21
<b>2.4 Recirculación de los gases de escape</b> .....	<b>23</b>
2.2.1 Influencia de la recirculación de los gases de escape .....	25
2.2.2 Tipos de sistemas de EGR.....	26

---

## 2.1 Motores de Combustión Interna Alternativos

Un motor térmico es el conjunto de elementos mecánicos que permiten intercambiar la energía mecánica, generalmente a través de un eje, con el exterior. Esta energía es obtenida a partir del estado térmico del fluido compresible que atraviesa la máquina, donde el proceso de combustión se realiza en el interior de la máquina. Este flujo, es lo que se denomina como combustible, es susceptible de que sufra variaciones en su densidad, temperatura e, incluso, que sufra cambios de estado [2].

Existen diversos tipos de motores de combustión interna en el sector automovilístico. El fabricante de automóviles Mazda empleó el motor giratorio, el motor Wankel, en varios de sus modelos, el más reciente el Rx8. Actualmente, este tipo de motores se encuentra en desuso. No obstante, hoy en día los motores de combustión interna alternativos son los más empleados. Su movimiento alternativo se debe a la variación de los gases, tanto de escape como en la entrada, que desplazan un pistón, a través de la biela, haciendo girar el cigüeñal.

### 2.1.1 Clasificación de los MCIA

Dentro de las posibles clasificaciones que pueden encontrar sobre motores térmicos, se pueden diferenciar según el número de tiempos que presentan.

- **Motores de dos tiempos (2T).** El motor necesita de dos movimientos lineales del pistón, es decir, una vuelta completa del cigüeñal, para completar el ciclo termodinámico. La gestión de la renovación de la carga depende de la posición relativa del pistón. Según donde se encuentre dejará libre una de las lumbreras para que admita o expulse el fluido. Los motores de 2T producen una mayor potencia que el de 4T, pero presenta un menor rendimiento y un mayor gasto de combustible.
- **Motores de cuatro tiempos (4T).** El motor precisa de 4 carreras del émbolo o pistón, es decir, 2 vueltas de cigüeñal, para completar el ciclo termodinámico. En este tipo de motores las válvulas, tanto de admisión como escape, se encargan de gestionar el proceso de la renovación de la carga.

Los MCIA según el proceso de encendido del proceso de combustión se pueden clasificar en dos grupos:

- **Motor de encendido provocado (MEP).** Se caracterizan por un aporte de energía, externo al ciclo termodinámico, para iniciar el proceso de combustión. Esta energía es proporcionada por una chispa, producida entre los dos electrodos de una bujía. Previamente se homogeneiza la mezcla de aire y combustible en condiciones estequiométricas.
- **Motor de encendido por compresión (MEC).** La mezcla del combustible se produce durante etapa de la compresión, donde logra elevar su temperatura hasta producir el autoencendido. Los motores Diesel son motores de encendido por compresión. En este tipo de motores el aire entra a la cámara de combustión por la válvula de la admisión y el combustible se inyecta hacia el final de la carrera de compresión, una vez llegado al punto muerto superior (PMS), es decir, cuando el aire alcanza temperaturas suficientemente altas para lograr el autoencendido.

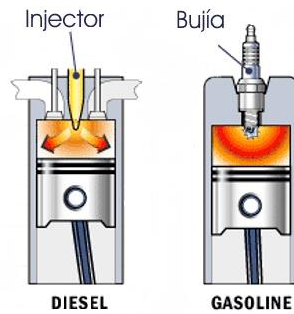


Figura 2.1: Encendido de la mezcla por MEC (izquierda) y MEP (derecha) [3]

Las principales diferencia entre motores MEC y MEP, se encuentran resumidas en la siguiente tabla:

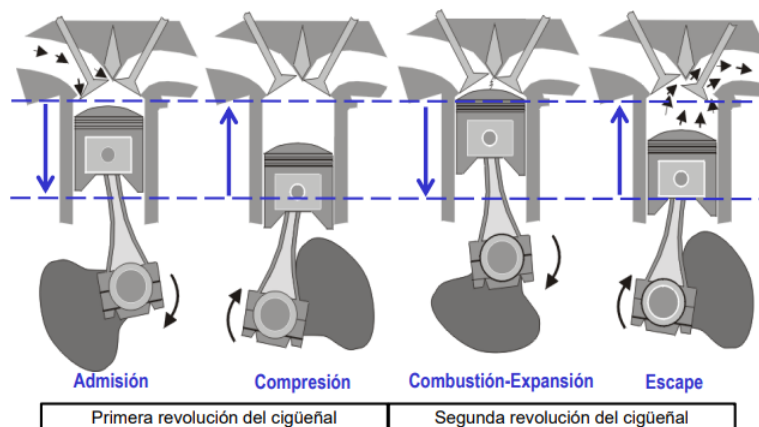
	MEP	MEC
<b>ENCENDIDO DE LA MEZCLA</b>	Mediante chispa eléctrica	Autoinflamación
<b>COMBUSTIBLE</b>	Resistentes al autoencendido y volátiles (Gasolina, GLP, GN, ...)	Más pesados, autoinflamables y lubricantes (gasoil, biocombustibles, fueloil)
<b>FLUIDO OPERANTE</b>	Aire + combustible	Aire
<b>RELACIÓN COMPRESIÓN</b>	9 -11	12 – 22
<b>RÉGIMEN DE GIRO</b>	Automoción: 6000 rpm	Automoción: 5000 rpm
<b>DOSADO</b>	Variable	<0.95
<b>RENDIMIENTO</b>	0.35 – 0.40	0.35 – 0.55
<b>POTENCIA ESPECÍFICA (kW/l)</b>	Automoción: 80 (Renault 1.2)	Automoción 50 – 65 (Renault M9R 2.0)
<b>CONSUMO ESPECÍFICO MÍNIMO (g/kWh)</b>	240	200

Tabla 2.1: Diferencias fundamentales entre MEP y MEC [4]

Tal como indica su nombre, los motores de cuatro tiempos, presentan 4 etapas:

- 1. Admisión:** El pistón cuando se encuentra en el punto muerto superior (PMS), desciende hasta alcanzar el punto muerto inferior (PMI). La válvula de admisión permite que entre la mezcla homogénea de combustible aire, en los MEP, o simplemente aire, en los MEC. En esta fase, la válvula de escape permanece completamente cerrada.
- 2. Compresión:** Cuando el pistón llega al PMI, la válvula de la admisión se cierra permaneciendo ambas válvulas cerradas. El cilindro asciende hasta llegar al PMS comprimiendo el fluido contenido en su interior.

3. **Combustión – Expansión:** Es la única fase donde se obtiene trabajo. Una vez llegado al PMS se produce la combustión. En caso de los MEP, a volumen constante, la bujía libera una chispa que hace detonar la mezcla homogénea. En cuando a los MEC, se inyecta el combustible pulverizado que produce la autoinflamación, a presión constante, casi al instante. En el caso teórico, el ciclo de los MEP viene representado por el ciclo Otto y el MEC por el ciclo Diesel [2].  
La liberación de energía del combustible provoca que el cilindro sea empujado hasta alcanzar el PMI.
4. **Escape:** Ocurre desde el PMI, donde el émbolo empieza a ascender, momento en el que se abre la válvula de escape, empujando al exterior del cilindro los gases del resultado de la combustión. Al llegar al PMS, cierra la válvula de escape, reiniciando el ciclo.



**Figura 2.2:** Fases de un motor de 4T [4]

## 2.1.2 Parámetros básicos de los MCIA

El conocimiento de las diversas características que definen el funcionamiento de los MCIA son esenciales ya que marcan la hoja de ruta necesaria para el correcto diseño del motor. A su vez, el adecuado análisis del comportamiento del motor depende de una correcta aprehensión de los parámetros que rigen su funcionamiento.

En primer lugar, para un correcto diseño del motor, es imprescindible conocer los parámetros geométricos que condicionarán las prestaciones del mismo. Por un lado, el movimiento del pistón en la cámara de combustión está comprendido entre el Puerto Muerto Superior (PMS) y punto muerto inferior (PMI), la distancia entre ambos puntos se conoce como carrera que equivale al doble del radio de la manivela del cigüeñal.

A partir de los parámetros mencionados quedaría definida la cilindrada del motor.

Siendo:

- $V_t$  cilindrada total, obtenida como resultado de:

$$V_d = A_p S \quad (2.1)$$

$$V_t = z V_d \quad (2.2)$$

- $V_d$  volumen por cilindrada unitaria.
- $Z$  es el número de cilindros del motor.
- $S$  es la carrera que recorre el pistón durante la combustión, comprendida entre el PMS y el PMI
- $A_p$  Área del pistón.

Siendo:

$$A_p = \frac{\pi D_p^2}{4} \quad (2.3)$$

Un parámetro fundamental que condiciona el diseño y las prestaciones energéticas del motor es la relación de compresión, se define como el cociente:

$$r_c = \frac{V_d + V_{PMS}}{V_{PMS}} \quad (2.4)$$

- $V_{PMS}$  volumen de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en el PMS.

La relación de compresión es un parámetro esencial para extraer una mayor prestación por parte del motor. Sin embargo, el combustible limita la relación de compresión del cilindro, una compresión excesiva podría provocar un autoencendido del combustible no deseado. Por este motivo los MEP suelen tener una menor relación de compresión para evitar este posible fenómeno.



Por último, el número de ciclos que necesita un motor de 4T y un motor de 2T es evidentemente distinto. Mientras que el motor de 2T necesita únicamente una vuelta de cigüeñal para completar el ciclo termodinámico, los motores de 4T necesitan 2 vueltas para completar dicho ciclo. Este factor se tiene en cuenta a la hora de analizar las prestaciones energéticas por vuelta de cigüeñal que otorga el motor, siendo en los motores de 4T de  $i = 0.5$  ciclos por vuelta.

En cuanto al régimen de giro del cigüeñal,  $n$ , condiciona la potencia final del motor. Es evidente que en la medida que aumente la cilindrada del motor, favorecerá que el cigüeñal recorra una mayor distancia, provocando una disminución del régimen de giro. Por este motivo los motores de gasolina suelen tener regímenes de giro superiores a los motores de Diesel

El grado de carga del motor define la relación entre los valores que proporciona el motor respecto a esos mismos valores pero referidos a su estado máximo, para un mismo régimen de giro dado. Por lo que, a mayor grado de carga se obtiene un mayor trabajo. También se puede medir teniendo en cuenta el porcentaje de fluido operante que entra en la cámara de combustión respecto al máximo que podría entrar.

No obstante, el grado de carga depende del proceso de combustión del motor. Los motores de gasolina, donde la mezcla homogénea está compuesta de aire y combustible es esencial para el encendido. En este caso, el grado de carga depende de la cantidad de mezcla inyectado respecto su máximo. Esta regulación se lleva a cabo mediante una mariposa en la válvula de la admisión.

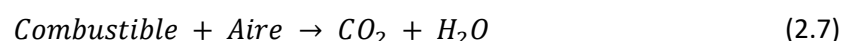
En cuanto a los MEC, al inyectar y depender únicamente del combustible, su grado de carga depende:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{f,max}} \quad (2.5)$$

La regulación de la carga está determinada por la relación existente entre el combustible y el aire. Esta relación recibe el nombre de dosado, expresada como:

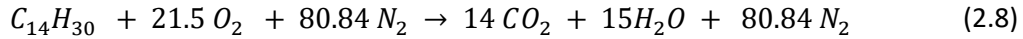
$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (2.6)$$

La reacción de combustión se produce por la oxidación del combustible que libera energía de manera exotérmica, que procede de la energía almacenada en la estructura molecular de los hidrocarburos. Esta reacción consiste en:



Siendo la relación de aire de 79%  $N_2$  y 21% de  $O_2$ . Por lo que para 1 mol de  $O_2$  existe 3.76 moles  $N_2$ .

En este caso, la relación estequiométrica viene definida, si se toma un gasóleo con la siguiente composición, por:



Si reacciona toda la masa del combustible con toda la masa presente de aire se dice que se trata de una reacción completa o estequiométrica. Para ello ha de cumplirse la siguiente condición:

$$F_e = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \Big|_{es} = \frac{\dot{m}_{C_{14}H_{30}}}{\dot{m}_{(21.5 O_2 + 80.84 N_2)}} \Big|_{es} = \frac{1}{14.9} \quad (2.9)$$

El dosado relativo es un índice que informa cuál ha sido el grado de la mezcla en la reacción. Este factor depende de:

$$F_r = \frac{F}{F_e} \quad (2.10)$$

Si la reacción de combustión se produce con una presencia importante de oxígeno y/o con escasez de combustible se tiene una reacción pobre, menor que la unidad. En caso contrario, si hay un exceso de combustible y/o escasez de aire se trataría de una reacción rica. Lo ideal es que la reacción sea estequiométrica, es decir, que reaccione la misma proporción de masa de combustible con la masa de aire presente.

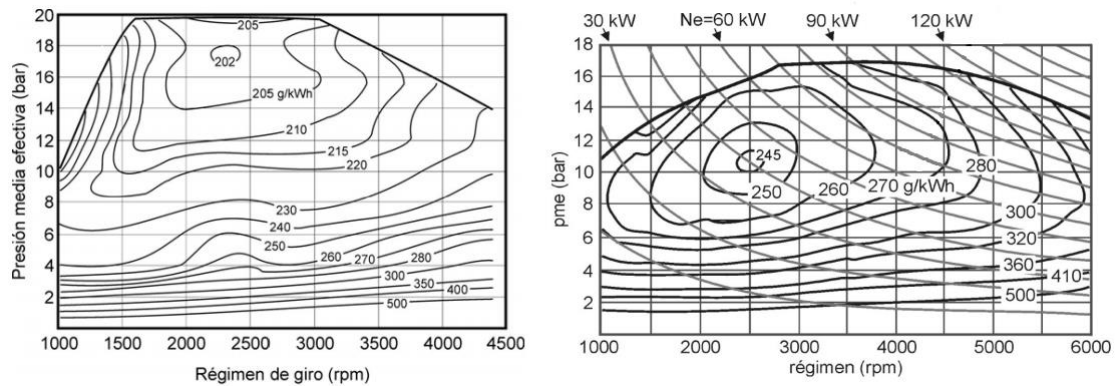
La reacción de los motores con gasolina es homogénea, por lo que presentará un dosado global que tenderá al estequiométrico. En cambio, los motores de encendido a compresión presentan generalmente mezclas pobres, tenderán desde dosados relativos cercanos al 0 hasta dosados que, en el mejor de los casos, se aproximan al 0.95.

Un factor para tener especial en cuenta es el rendimiento volumétrico. Es un indicador que determina el llenado de aire que es capaz de admitir la cámara de la combustión del motor. Se define como la relación entre el caudal de aire que realmente entra en el ciclo respecto al aire necesario para llenar el cilindro. Según la cantidad de aire que entra al cilindro, se obtendrá una determinada mezcla, que repercutirá sobre el rendimiento del mismo.

Siendo:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,ref}} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{ref} V_t n i} \quad (2.11)$$

El gasto específico es una medida de eficiencia que indica la cantidad de combustible quemado necesario para obtener, en 1 hora, una unidad de potencia mecánica efectiva. Este gasto varía según el tipo de motor. En la figura 2.4 vemos que los MEC tienen un consumo específico inferior al de los MEP. Se debe principalmente a que los motores Diesel al tener, en condiciones normales de funcionamiento, un rendimiento mejor y una mayor relación de compresión es capaz de dar una mayor potencia efectiva para un mismo gasto.



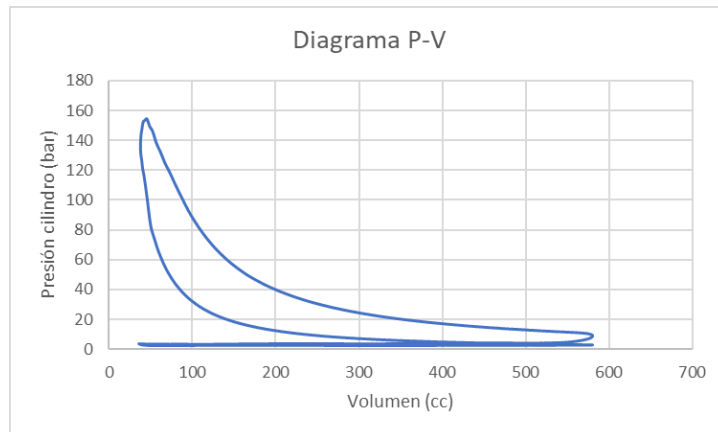
**Figura 2.3:** Mapa paramétrico del consumo específico de un MEC (izquierda) y MEP (derecha) [4].

La fórmula del gasto específico viene determinada por:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} = \frac{1}{\eta_e H_c} \quad (2.12)$$

En cuanto a los características energéticas de un MCIa destacan los parámetros efectivos, indicados y pérdidas mecánicas.

El trabajo del realizado por un MCIa en un ciclo termodinámico depende del punto de funcionamiento en el que se encuentra. Aplicando la definición de trabajo, este se suele calcular como la integral del diagrama P-V de la figura 2.4.



**Figura 2.4:** Diagrama P-V a 3000rpm PC

Una aproximación para su cálculo es definiendo el concepto de presión media, entendida como:

$$p_m = \frac{W}{V_T} \quad (2.13)$$

Las leyes que rigen los parámetros energéticos de un motor se agrupan en estos tres grandes grupos:

- **Parámetros indicados:** parámetros que se calculan teniendo en cuenta el lazo positivo del diagrama PV, es decir, comprende el recorrido de las fases de compresión y expansión.
- **Parámetros efectivos:** hace referencia a las prestaciones entregadas al eje del cigüeñal.
- **Parámetros de pérdidas mecánicas:** No toda la energía obtenida por la reacción del combustible es transformada en energía mecánica, parte de ella se pierde por los siguientes motivos:
  - Pérdidas por bombeo: hace referencia al lazo negativo del diagrama PV, es decir, este fenómeno tiene lugar durante la etapa de admisión y escape de los gases. Se encuentran ligadas al proceso de renovación del carga.
  - Pérdidas por fricción: Son las principales pérdidas del motor, es debido a los diversos rozamientos mecánicos entre los cojinetes, el pistón, etc. Un buen método para disminuir su efecto es realizar una buena lubricación.
  - Pérdidas por accionamiento auxiliares: accionar la bomba de aceite para realizar una correcta refrigeración o la bomba del inyector de combustible necesita de un aporte energético.

La presión media efectiva del motor se obtiene finalmente por:

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mpm} = p_{mi} - (p_{mb} + p_{ma} + p_{mf}) \quad (2.14)$$

La potencia efectiva obtenida en el eje se obtiene como resultado de:

$$N_e = p_{me} V_t n i = N_i - N_{pm} \quad (2.15)$$

Como se menciona previamente, no todo el calor aportado por el combustible es transformado en potencia indicada, hasta un 60% de la energía inicial se puede dispar por el flujo de entalpia de los gases de escape o por la potencia calorífica transmitida al refrigerante. El rendimiento indicado cuantifica la relación que existe entre le energía inicialmente obtenida del combustible y la potencia indicada.

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f H_c} = \frac{1}{\eta_e H_c} \quad (2.16)$$

El rendimiento de pérdidas mecánica, según se puede observar en la ecuación 2.17, mantiene una relación proporcional con el punto de operación. Conforme aumenta el régimen de giro del motor, aumenta las pérdidas mecánicas.

Siendo:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{pme}{pmi} = \frac{\eta_e}{\eta_i} \quad (2.17)$$

Un error común en el mundo de la automoción es pensar que, para obtener un mayor par motor, es necesario un mayor régimen de giro por parte del motor. Sin embargo, según muestra la ecuación 2.18, el par no depende del régimen de giro del motor.

Siendo:

$$M_e = \frac{N_e}{2 \pi n} = \frac{\eta_e \dot{m}_f H_c}{2 \pi n} = \frac{\eta_e \dot{m}_a F_e F_r H_c}{2 \pi n} = \frac{\eta_e \eta_v V_t \rho_{edm} i F_e F_r H_c}{2 \pi} \quad (2.18)$$

## 2.2 Emisiones contaminantes

La preocupación por reducir las emisiones nocivas, por parte de los MCIA, es uno de los grandes objetivos del sector del automóvil. El aumento continuo de uso de automóviles en las ciudades ha provocado que los MCIA sean una de las primeras fuentes de contaminación en los núcleos urbanos. Según la OMS, dependiendo de la ciudad, afirma que el transporte causa entre el 25% y un 70% de la contaminación en la ciudad [6].

La reacción de combustión completa de un hidrocarburo forma  $CO_2$ . Es importante considerar que este compuesto en altas concentraciones es perjudicial para el medio ambiente ya que contribuye al aumento del efecto invernadero. La reacción completa únicamente se consigue si la mezcla presenta una relación estequiométrica.

Sin embargo, en la práctica las reacciones se alejan de dicha relación presentando reacciones incompletas dando lugar a emisión de sustancias contaminantes como hidrocarburos sin quemar (HC), monóxido de carbono (CO) y partículas sólidas (PM) entre otras.

### 2.2.1 Monóxido de carbono

El monóxido de carbono es el producto de una combustión intermedia fruto de una escasez de oxígeno que impide que complemente la reacción de oxidación a  $CO_2$ . Este es un gas inodoro e incoloro.

Es bastante tóxico, al ser inhalado por los seres vivos se combina con la hemoglobina de la sangre, dificulta la absorción de oxígeno produciendo asfixia. La inhalación de un 0.3% de CO respecto del volumen de aire, durante 30 min, es mortal. Es el principal componente del aire contaminado en las áreas urbanas [5].

Su formación depende, al tratarse de una oxidación incompleta, fuertemente del dosado. Por lo que la formación de CO es mayor en los MEP que en los MEC. Los motores de gasolina, al operar con un mayor exceso de combustible, provoca que no se produzca una reacción completa de la combustión; generalmente el aumento de la emisión de CO viene favorecido por la insuficiencia de oxígeno presente.

### 2.2.2 Hidrocarburos sin quemar

Los hidrocarburos sin quemar son productos, al igual que el CO, de una combustión incompleta por parte del hidrocarburo. Su emisión contribuye a la formación de niebla fotoquímica y puede llegar a ser cancerígeno.

Su emisión es debida a la varias razones:

1. **Extinción de llama.** La mezcla de aire y combustible al aproximarse a superficies relativamente fría, como zonas del pistón, de la culata o de las paredes del cilindro, pueden llegar a extinguir el frente de llama.
2. **Dosados extremos.** Por un lado, una mezcla demasiado rica empeora la calidad de la reacción dejando hidrocarburos sin quemar por deficiencia de oxígeno. Por otro lado, característico de los motores Diesel, las mezclas excesivamente pobres, con dosados relativos en algunas zonas de la cámara de combustión inferiores a 0.3, no intervienen en el proceso de la combustión siendo expulsados directamente al exterior.
3. **Efecto pared.** Cierta cantidad del hidrocarburo se deposita en oquedades de la cámara de combustión, como los espacios entre pistón y paredes de cilindro, produciendo un alta emisión de HC debido a que la cantidad de aire presente es insuficiente para reaccionar con el combustible.
4. **Retraso del tiempo de inyección del combustible.** Predominante en los MEC, la emisión de los HC es consecuencia de que el tiempo de residencia del hidrocarburo es menor que el tiempo que necesita para su oxidación. El combustible inyectado tarde, al trabajar con altas condiciones de temperatura y presión, se evapora enseguida, sale finalmente al exterior, sin intervenir directamente en la reacción.

La presencia de hidrocarburos es más importante en los motores de gasolina que los Diesel. Para su control, se procura trabajar con dosados relativos cercanos al estequiométrico, llevar a cabo un diseño uniforme, sin irregularidades dentro de la cámara de combustión. [5] [7]

### 2.2.3 Emisiones de partículas

Emisión exclusiva de los motores de encendido a compresión como consecuencia de operar con dosados excesivamente pobres. Además, su emisión es favorecida por las altas condiciones de temperatura y presión, conjugado con una deficiencia de aire, que provoca la rotura de la cadena del hidrocarburo favoreciendo la deshidrogenación de la cadena. El producto final es la emisión al exterior de partículas de carbono. No obstante, estas partículas son susceptibles de oxidarse a  $CO_2$  si entran en contacto en una mezcla más rica.

Las partículas emitidas producidas durante la fase de difusión de la combustión de los motores Diesel dan lugar a la formación de carbonilla que crecerá si la relación de carbono y oxígeno aumenta. La emisión de partículas pueden ser:

- Sólidas: el hollín obtenido es el causante de la formación de los humos negros en el tubo de escape.
- Líquidas: formada por los hidrocarburos que provienen del combustible o de los lubricantes.

La emisión de partículas sólidas es uno de los contaminantes que limitarán las condiciones de trabajo de los motores Diesel ya que tienen un efecto bastante nocivo sobre las personas [5].

### 2.2.4 Óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ )

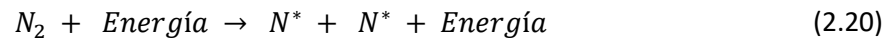
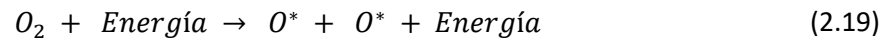
El término óxido de nitrógeno se suele emplear para designar tanto al óxido de nitrógeno (NO) como al dióxido de nitrógeno ( $NO_2$ ). Su formación es una consecuencia de la interacción del oxígeno ( $O_2$ ) y del nitrógeno ( $N_2$ ) cuando se encuentran sometidos a altas temperaturas.

Estas emisiones tienen manifestaciones nefastas para el medio. Contribuyen a destrucción de la capa de ozono, ya que los  $NO_x$  trabajan como catalizador, reaccionando con el  $O_3$ , generando más NO y  $NO_2$ . Otro efecto negativo consiste en que contribuye a la formación de la lluvia ácida. Por último, especialmente el  $NO_2$ , es bastante tóxico [5].

Durante la combustión se obtiene una gran cantidad de NO, a partir del monóxido de nitrógeno obtenemos el  $NO_2$ . Por lo que el estudio de la formación del dióxido de nitrógeno se puede simplificar analizando la formación del NO.

Uno de los mecanismos predominantes para la formación de  $NO_x$  en los motores Diesel es mediante el mecanismo *Zeldovich* o mediante el mecanismo de formación del  $N_2O$  intermedio.

**El mecanismo de Zeldovich.** La primera fase del mecanismo consiste en la disociación de los compuestos del oxígeno y nitrógeno como consecuencia de la gran energía en la que se encuentra la cámara.



Los átomos libres del oxígeno y del nitrógeno reaccionan entre sí para formar NO, tal como se indica en la siguiente expresión:



Además, los átomos libres reaccionan con los radicales de hidroxilo ( $OH^-$ ) para formar más compuestos de monóxido de nitrógeno:



El mecanismo de Zeldovich es la fuente principal de la formación de monóxido de nitrógeno que se resume en que para romper las moléculas de enlaces se necesita una gran energía, requiriendo grandes temperaturas de trabajo conjugado con una alta presencia de aire.

**Mecanismo formación del óxido nitroso intermedio.** La formación de este producto viene dada por la reacción del  $N_2$  con átomos de oxígeno. La energía de activación del  $N_2O$  es menor, por lo que a menores temperaturas es capaz de reaccionar con los átomos de oxígeno para obtener nuevamente  $NO$ . Su formación se lleva a cabo con temperaturas inferiores a 1200°C.



El NO es un compuesto inestable, por lo que tiende enseguida a reaccionar con el  $O_2$  y  $N_2$  para formar  $NO_2$  y  $N_2O$ . La cantidad de  $NO_x$  que se forma es dependiente del tiempo de residencia [8].



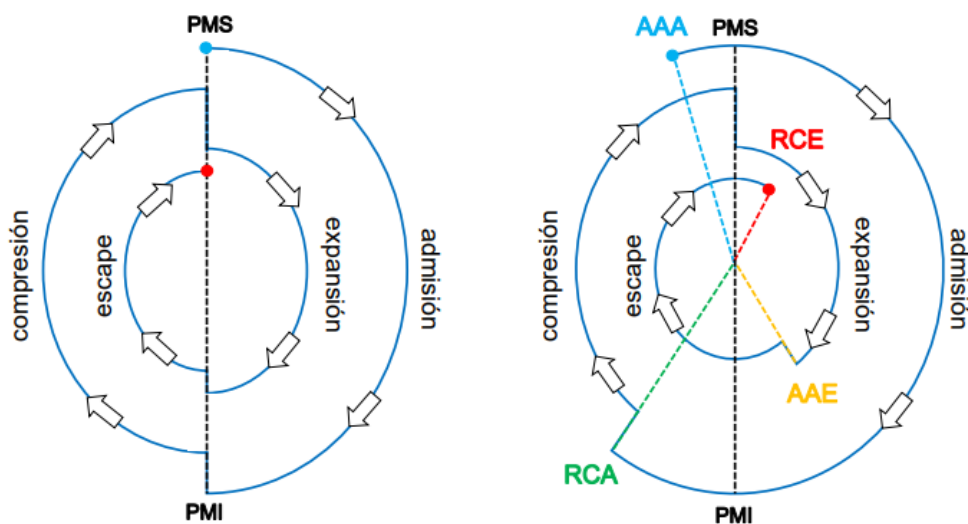
## 2.3 Características de un motor Diesel

El ciclo termodinámico descrito previamente, aplicado a los MEC, es representado en su caso ideal por el ciclo Diesel. En la práctica esta teoría se validaría para MEC grandes y lentos. El resto de los casos, el ciclo que más se asemejaría es el ciclo mixto de *Sabathé* [2]. En las condiciones normales, la combustión se aproxima a una combustión con una transformación tanto a presión como a volumen constante.

La gráfica de la figura 2.4 representa un ciclo termodinámico como resultado de una combustión para un caso concreto. Se aprecia que la variación de la presión del ciclo depende de la posición en la que se encuentra el cilindro, limitado por el PMS y el PMI.

### 2.3.1 Proceso del combustible del Diesel

El funcionamiento del ciclo teórico Diesel presenta ciertas diferencias respecto al ciclo real. Una de las causas de estas diferencias consiste en que en un ciclo ideal presupone que, tanto la admisión como la de escape, ocurren de manera instantánea. No obstante, en el caso real no sucede lo mismo, produciendo cierto solape entre la apertura de la válvula de admisión y el cierre de la de escape. [9].



**Figura 2.5:** Distribución del ciclo termodinámico teórico (izquierda) y real (derecha) [9]

Siendo:

- AAA: Avance de la apertura de la admisión.
- RCA: Retraso del cierre de la admisión
- AAE: Avance de la apertura de la escape.
- RCE: Retraso del cierre de la escape.

Durante la fase de admisión el aire es el único fluido admitido en la cámara de combustión. Una vez admitido, este fluido sufre una compresión para garantizar la autoencendido del combustible. En la fase de la compresión, el combustible es inyectado; no obstante, durante este proceso ocurren 3 fenómenos físicos que se explican a continuación:

- 1. Tiempo de retraso:** La reacción química que origina la combustión no se produce de manera instantánea, ya que requiere que el combustible inyectado aumente sus características termodinámicas para producir el autoencendido. El tiempo que transcurre entre la inyección del combustible y el comienzo de la liberación de energía no es inmediata. En este tiempo concreto ocurre una serie de procesos físicos que ralentizan el proceso de la combustión.

El combustible es descargado por una tobera de inyección, en el cual se produce el fenómeno de atomización. El fluido logra atravesar los orificios de la tobera, cuyo orden de magnitud es inferior a  $100\ \mu\text{m}$ , que sale propulsado hasta alcanzar una presión del orden de 200 MPA. La tobera provoca que el combustible deje de formar un medio continuo para dividirse en pequeñas gotas. Esto provoca que aumente la superficie de contacto entre el aire y el combustible atomizado, facilitando la formación de la mezcla.

Una vez que el chorro continuo de Diesel se ha disgregado en pequeñas gotas, estas avanzan por la cámara de combustión. Durante la formación de la mezcla, como el aire se encuentra a alta temperatura favorece que se produce un intercambio de energía con el combustible, provocando un aumento de la temperatura de las gotas sufren un cambio de fase [10].

- 2. Combustión premezclada:** El tiempo de retraso es grande, por tanto, la cantidad de combustible inyectado, mezclado y evaporado será grande, una vez adquirido las condiciones favorables se iniciará la combustión. Esta fase es conocida como combustión premezclada ya que ha transcurrido el tiempo suficiente para que el combustible se mezcle con el aire presente.

En poco tiempo se quemará una gran cantidad de combustible, ocasionando un alto gradiente de temperaturas y presiones. Evidentemente el aumento del tiempo de retraso, aumentará la cantidad de mezclará, adquiriendo mayores presiones. Sin embargo, este aumento de presión es lo que da lugar a ruidos en el interior del motor, que puede llegar a ser dañino para su interior, esto es familiarmente conocido como *marcha dura*.

- 3. Combustión por difusión lenta.** La tercera fase de la etapa de la combustión tiene lugar por difusión. En ella interviene el resto del combustible que queda por entrar y con el combustible que no ha sido mezclado ni evaporizado en la segunda fase. La combustión por difusión del combustible que queda presente tiene lugar, con independencia de que el dosado global del proceso sea pobre, en los puntos donde la mezcla de combustible se encuentra la cantidad suficiente de oxígeno. Como la mezcla global de la cámara es pobre, el combustible que no encuentra aire no se quema, a pesar de encontrarse a muy alta temperatura.

Un fenómeno importante de esta fase es el craqueo pirólisis. Este ocurre con las gotas de combustible no vaporizadas, que se encuentran, sin presencia de oxígeno, a muy altas temperaturas. Este proceso consiste en la deshidrogenación del combustible para formar núcleos de carbono duro que son, uno de los principales causantes, de la formación de partículas que dan el color negro a los gases de escape [11].

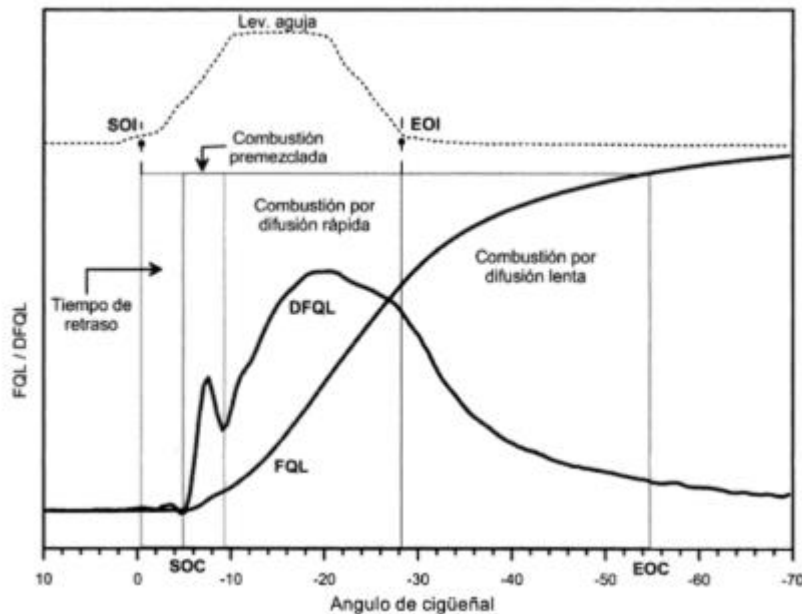


Figura 2.6: Evolución de la combustión de un motor Diesel [12].

En la figura 2.6 muestra el proceso de la combustión de un motor Diesel frente al ángulo del cigüeñal para las distintas fases descritas previamente.

El ángulo o tiempo de retraso es el desfase que transcurre entre el inicio de la inyección (SOI – *start of injection*) y el inicio de la combustión (SOC – *star of combustion*). Este es el tiempo necesario para que el combustible alcance las condiciones físicas suficientes, como la vaporación o el atomizado, para el inicio de la combustión, es del orden de 0.5 ms. La gráfica DFQL muestra la tasa de calor liberado; mientras que la FQL, es su integral, entendida como calor liberado acumulado.

Tras vencer el tiempo de retraso, se inicia la combustión premezclada, en este proceso se quema el combustible que ha sido capaz de mezclarse con el aire. Por tanto, el combustible que se quema durante esta etapa presenta un rango de dosado especialmente muy rica.

En cuanto a la combustión por difusión, que supone el 90% de la combustión del total inyectado, es la fase en la que se produce la mayor parte de las emisiones contaminantes. En esta etapa se realiza la distinción entre dos comportamientos que dependen de la ley de inyección:

- **Fase por difusión rápida:** Se extiende hasta el final del proceso de inyección (EOI – *end of injection*). La mezcla de combustible y aire está controlada por el flujo de cantidad de combustible. En esta fase se entiende que se llegan condiciones cercanas a la

estequiométrica, por lo que es de suponer que la mayor producción de  $NO_x$  se encuentra en esta fase.

- **Fase por difusión lenta:** Comienza en el instante en el que acaba el proceso de inyección (EOI – *end of injection*). Naturalmente, se produce una disminución en la tasa de liberación de calor debido a la disminución del combustible. Esta fase termina durante la fase de expansión del pistón [12].

### 2.3.2 Sistemas de inyección

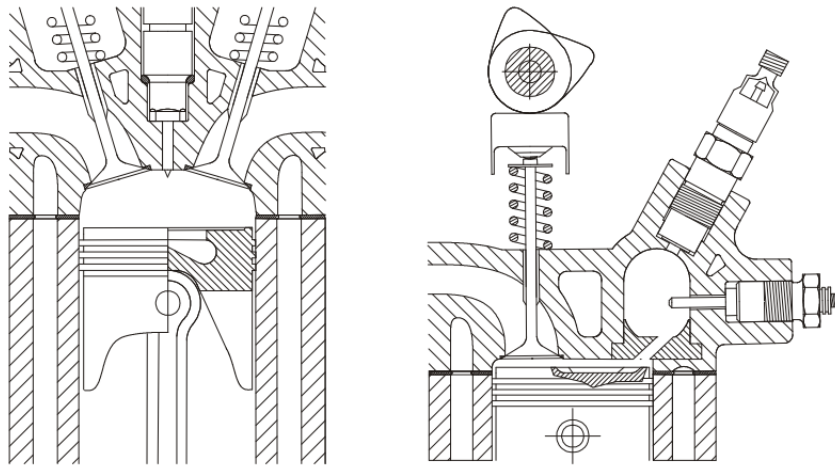
El sistema de inyección en un motor Diesel se caracteriza por ser bastante complejo, debido a las condiciones de trabajo en las que se opera. No obstante, el tipo de inyección es algo esencial ya que determina el comportamiento final del motor. La inyección condiciona la calidad de la mezcla que determinará finalmente la calidad de la combustión y el rendimiento obtenido por parte del motor. A su vez, un adecuado sistema de inyección supondrá la reducción de emisiones no deseadas, como la de los hidrocarburos sin quemar.

Encontramos en este sentido dos grandes grupos de los sistemas de inyección en los motores Diesel:

- **Inyección indirecta:** También conocido como cámara dividida. Se inyecta el combustible en una cámara previa a la cámara de combustión, ubicada en la culata del motor, conectados entre sí. La mezcla obtenida en la precámara junto al aire que queda sin mezclar, son impulsados a la cámara principal, generando una mayor agitación térmica que da lugar a un mayor turbulencia que favorece la mezcla por parte del resto del combustible.
- **Inyección directa:** o cámara abierta. El combustible es inyectado directamente en la cámara de combustión. La inyección requiere una mayor calidad en la pulverización de la gota del combustible, por lo que los orificios de la aguja del inyector serán bastante precisos. El inyector se pretende impulsar las gotas de combustibles a una presión mayor que la inyección indirecta para favorecer la mezcla

La principal ventaja del sistema de inyección indirecta consiste en que las emisiones de  $NO_x$  son menores. En la precámara, tanto la temperatura como las presiones son elevados; sin embargo, la mezcla formada presenta un dosado más rico. No obstante, la principal desventaja de este sistema está condicionado por el gasto específico de combustible, la inyección indirecta es mucho mayor ya que las pérdidas de calor son superiores. [12]

En cambio, las emisiones de  $NO_x$  en el sistema de inyección directa son mayores. Este motivo se debe principalmente en que el combustible es inyectado a una presión muy elevada, alcanzado temperaturas bastante altas, siendo además el dosado relativo de la mezcla pobre, ya que la presenta una mayor cantidad de oxígeno. No obstante, el tipo de sistema de inyección directa predomina en el ámbito de los motores Diesel debido principalmente a que presenta, entre otros parámetros, un menor gasto de combustible y un mejor rendimiento.



**Figura 2.7:** Tipos de cámara de combustión: inyección directa (izquierda) e inyección indirecta (derecha) [5]

### 2.3.3 El sistema de sobrealimentación

El empleo de sistemas de sobrealimentación es un factor muy característico de los motores Diesel. En cuanto, a los motores de gasolina, al tener limitado la presión máxima, ya que un aumento no deseado de esta podría provocar el autoencendido del combustible, su uso está menos generalizado.

El uso de la sobrealimentación es llevado a cabo mediante el uso de un turbogrupo, constituido por un compresor centrífugo y una turbina. Su funcionamiento viene determinado por el recorrido del fluido que atraviesa el compresor experimentando un aumento de su densidad. Una vez realizada el proceso de combustión, la turbina aprovecha la energía de los gases de escape para transmitir potencia de giro al compresor.

El sistema de sobrealimentación comprime el aire con el que se opera antes de llevar a la cámara de combustión. Este sistema provoca un aumento de la presión máxima, por consiguiente, un aumento considerable de la temperatura, que ayuda a disminuir, como se menciona previamente, el tiempo de retraso de la formación de la premezcla, mejorando la calidad de la combustión.

El objetivo principal de la sobrealimentación consiste en aumentar la presión media efectiva para conseguir una mayor potencia por parte del motor del motor. Este aumento consiste principalmente en aumentar la densidad del fluido.

La siguiente expresión manifiesta su efecto:

$$N_e = \eta_e \eta_v \rho_{ref} F_e F_r H_c V_t n i \quad (2.26)$$

El aumento de la potencia del motor se puede llevar a cabo aumentando la cilindrada, o bien aumentando el número de cilindros o bien el tamaño del mismo. Sin embargo, este método no es una solución trivial ya que presenta limitaciones de espacio, peso y coste.

Otro método de obtener una mayor potencia efectiva del motor consistiría en aumentar el régimen de giro. No obstante, este incremento presenta el inconveniente que tiende a producir mayores esfuerzos inerciales que provocan un aumento de pérdidas, obteniendo un mayor rendimiento mecánico. Por otro lado, el aumento del régimen de giro tiende a disminuir el llenado en la cámara de aire.

Se podría plantear la posibilidad, con la pretensión de obtener una mayor potencia, de mejorar la calidad de la formación de la mezcla por parte del combustible. La formación de la mezcla depende de la presencia de aire en la cámara y de la calidad del combustible. Las mezclas homogéneas, conseguidas en la combustión premezclada, se aproximarían a la unidad; mientras que en la mezcla heterogénea estaría limitada alrededor de 0.7 – 0.8 por la aparición de humos en el escape. Es complicado superar un determinado nivel máximo de dosado.

El último parámetro que queda por analizar hace referencia a la densidad del aire. Un aumento de dicha densidad provocaría un mejor llenado de la cámara de combustión, entrando una mayor cantidad de aire generando, a su vez, un mayor turbulencia, favoreciendo la mezcla, aumentando la potencia [4] [5]. Por este motivo es bastante común el uso de la sobrealimentación en motores Diesel, ya que comprimiendo el aire se consigue un aumento bastante considerable de la potencia.

Es importante remarcar que comprimir el aire requiere un aporte de trabajo por parte del motor. La solución más eficiente consiste en aprovechar la energía que tienen los gases de escape que accionan la turbina para que transmita potencia al compresor.

$$\rho_{ref} = \frac{P_{ref}}{R T_{ref}} \quad (2.27)$$

La expresión 2.27 hace referencia a la ley de gases ideales, se observa que reduciendo la temperatura del fluido se obtiene un incremento de la densidad. Por este motivo, se suele colocar un intercambiador de calor a la salida del turbocompresor para reducir la temperatura del fluido antes de llegar al colector de admisión.

No obstante, uno de las principales inconvenientes del empleo de la sobrealimentación de los motores Diesel propicia el aumento de la temperatura máxima en la cámara, provocando un aumento de emisiones de  $NO_x$ .

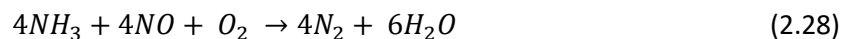
## 2.4 Recirculación de los gases de escape

La mejora continua del diseño del motor, como la mejora del sistema de inyección, la calidad de la mezcla o la mejora del proceso de combustión lleva al aumento del rendimiento por parte del motor y a un aumento de la potencia entregada.

El aumento de estas prestaciones lleva a alcanzar presiones y temperaturas considerables. La problemática que esto conlleva viene ligada por el incremento de las emisiones de  $NO_x$ . Además, este aumento se acentúa en los motores Diesel sobrealimentados de inyección directa caracterizados por presentar mezclas pobres, con una alta presencia de oxígeno.

El estudio de las emisiones de  $NO_x$  es una parte considerable dentro del diseño del motor. Existen soluciones para reducir sus emisiones ya sea actuando antes de la combustión o después de la combustión. Uno de los mecanismos empleados para disminuir dichas emisiones consistiría en retrasar, por ejemplo, la inyección de la combustión, que conllevaría que alcanzase temperaturas inferiores, influyendo negativamente sobre el rendimiento.

Por otro lado, podríamos reducir las emisiones de óxido de nitrógeno mediante el empleo de catalizadores como la reducción catalítica selectiva (SCR), con la ayuda de  $NH_3$ , obtendríamos oxígeno. Al estar formado el 90% de los  $NO_x$  por monóxido de nitrógeno, reduciríamos mediante la siguiente reacción:



El amoníaco, al ser en sí mismo un producto bastante contaminante, los vehículos emplean una disolución de urea en agua. El  $NH_3$  es obtenido mediante la hidrólisis en un catalizador previo para reaccionar con los  $NO_x$ . Finalmente, tras el proceso de reacción, el amoníaco que ha quedado sin reaccionar y los restos de urea, son tratados en un catalizador de limpieza, conocido como *Clean – Up Catalyst*.

Las grandes limitaciones de este método es la problemática de trabajar a bajas temperaturas, como en las condiciones de arranque, ya que llevar a cabo la descomposición de urea a bajas temperaturas limitaría su uso [13].

Este mecanismo, propio de los motores Diesel, se encuentra emplazado después del filtro de Diesel de partículas, DPF, que absorbe el calor de combustión para quemar las emisiones de hollín presente en los gases de escape. De ese modo el SCR podrá trabajar con gases que contienen una menor cantidad de los residuos provenientes de la combustión.

Esta tecnología es empleada como complemento, junto con la recirculación de los gases de escape, para reducir las emisiones de  $NO_x$  en el análisis del motor de este documento.

El método más eficiente para la reducción de  $NO_x$ , desde el punto de vista tanto tecnológico como económico, es mediante el uso de sistemas de EGR. Esta técnica consiste en reintroducir los gases de escape liberados durante el proceso de combustión, que tienen como efecto la disminución de la temperatura global del proceso, buscando reducir las emisiones de

$NO_x$ . Indudablemente reducir las emisiones funciona en detrimento de las prestaciones del motor, influyendo negativamente en el rendimiento o potencia entregada e, incluso, favorece el aumento de las emisiones de CO e hidrocarburos entre otros.

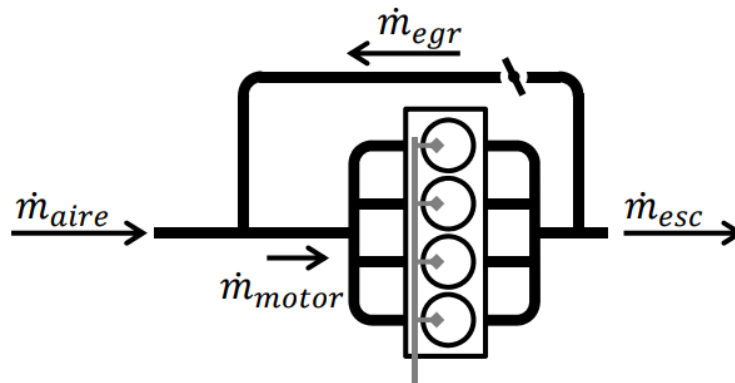
El gas recirculado, con un alta presencia de  $H_2O$  y  $CO_2$ , se caracteriza por ser inerte, es decir, no reacciona en el proceso de combustión, dificultando el aumento de la temperatura máxima de llama. No obstante, bajo estas condiciones el aumento de gases reduce la presencia del  $O_2$ , se relentizará el proceso de combustión, disminuyendo la presión máxima efectiva en la cámara.

La cantidad de EGR reintroducido en el colector de admisión, viene cuantificada mediante las tasa de EGR. Esta tasa depende del gasto másico de EGR introducido respecto de la suma del gasto total del motor, que depende del gaste de aire fresco introducido y de EGR, introducido.

Siendo:

$$EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{Aire} + \dot{m}_{EGR}} \quad (2.29)$$

En la figura 2.8 se observa un esquema del flujo de caudales del EGR.



**Figura 2.8:** Flujo del gasto de un EGR de alta presión [13]

No obstante, los ensayos experimentales presentan una cierta dificultad para cuantificar la tasa EGR según la ecuación 2.29. Este fenómeno se debe a que el gas recirculado no se encuentra limpio de impurezas, transporta consigo partículas que impiden su medición por parte de los caudalímetros. Por este motivo, el procedimiento habitual para calcular los ensayos en el laboratorio consiste en tener en cuenta la variación de la concentración, entre la admisión y el escape, de alguna partícula gaseosa afectada por la combustión.

Realizando un balance de masas en el instante de la admisión, se podría obtener la concentración de cualquier,  $X$ , partir del siguiente balance de masas podemos obtener la tasa de EGR:



$$[X]_{adm} = \frac{[X]_{EGR} \frac{\dot{m}_{EGR}}{PM_{EGR}} + [X]_{Aire} \frac{\dot{m}_{Aire}}{PM_{Aire}}}{\frac{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{Aire}}{PM_{adn}}} \quad (2.30)$$

Suponiendo que los pesos moleculares tanto del aire como del EGR como del gas de admisión son iguales, se obtiene:

$$[X]_{adm} = \frac{[X]_{EGR} \dot{m}_{EGR} + [X]_{Aire} \dot{m}_{Aire}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{Aire}} \quad (2.31)$$

Según [14] el hecho de estimar que el peso molecular es idéntico para los distintos componentes, en un motor Diesel, el error no supera el 0.3%.

Combinando las expresiones 2.30 y 2.31:

$$EGR = \frac{[X]_{Adm} - [X]_{Aire}}{[X]_{Esc.} - [X]_{Aire}} \quad (2.32)$$

El desarrollo completo de la expresión 2.24 se puede encontrar en la tesis de Francisco Vera [16].

### 2.4.1 Influencia de la recirculación de los gases de escape

Los gases de la recirculación de escape no forman parte del proceso de combustión del motor. No obstante, estos reducen la presencia de oxígeno que interfieren directamente sobre la formación de  $NO_x$ . El objetivo que pretende es limitar la temperatura máxima de llama con el fin de reducir las emisiones  $NO_x$  correspondiente. Según la tesis planteada por [13] la influencia del EGR viene condicionada por los siguientes efectos:

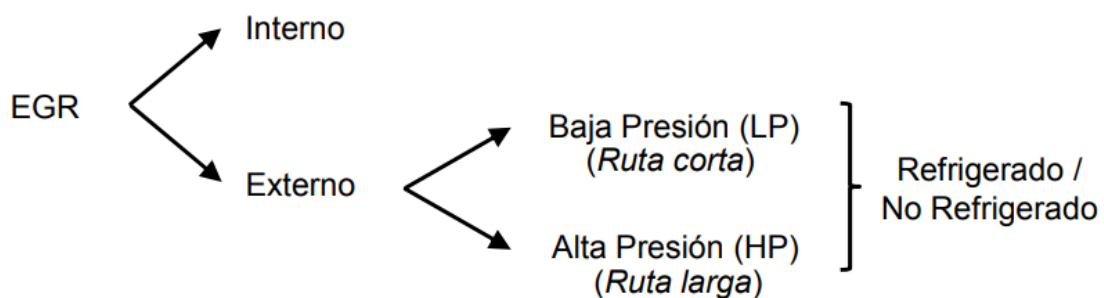
- **Efecto de dilución:** Al introducir los gases de EGR, la masa total de aire admitido disminuye, diluyendo la presencia de  $O_2$ . Esta disminución del oxígeno decelera la formación del proceso de mezcla durante la fase de la combustión, aumentando el retraso del inicio de la combustión y, por lo tanto, se reduce la presión media de la cámara. Además, disminuye la reacción cinética de formación de  $NO_x$ .
- **Efecto térmico:** La sustitución de parte de la masa de aire fresco admitida por el colector de admisión, es desplazada por los gases de EGR. Esto supone desplazamiento de la cámara de combustión del  $O_2$  y del  $N_2$  por  $CO_2$  y  $H_2O$ . Al tener los gases de escape un mayor calor específico, absorbe una mayor cantidad de calor, reduciendo la temperatura máxima.

- **Efecto químico:** los gases recirculados contienen compuestos principalmente de  $CO_2$  y  $H_2O$ , al estar bajo las condiciones del proceso de combustión, se disocian sus enlaces dificultando el proceso de combustión. Además,  $H_2O$ , al ser el proceso de su disociación endotérmico, absorbe energía para liberar los enlaces que lo componen.

Estos efectos explican cómo el sistema de EGR es capaz de reducir las emisiones de  $NO_x$ . Sin embargo, es evidente que esta reducción tiene un coste a pagar ya que está limitado por el empeoramiento del proceso de la combustión que propicia el aumento de emisiones de otros componentes, la caída de la potencia del motor y el aumento del gasto específico. Este dilema lleva a necesidad de plantear soluciones de compromiso, los llamados “*trade-off*”, para encontrar el punto en el cual satisfaga la demanda de las normativas sin reducir excesivamente las prestaciones del motor.

## 2.4.2 Tipos de sistemas de EGR

Existen diversas formas de recircular los gases de escape. La figura 2.9 esquematiza las técnicas más relevantes para llevar a cabo el EGR.



**Figura 2.9:** Clasificación de los tipos de EGR [16]

Dependiendo de la forma de extraer los gases a recircular, los sistemas de EGR se puede distinguir entre:

- **EGR interno:** Consiste en retener parte de los gases de escape en la cámara de combustión. Es llevado a cabo mediante un diseño adecuado del perfil de levas de la válvulas en el escape. Esta válvula se abriría durante la fase de la admisión, aprovechando el diferencial de presiones de los gases del escape y la que presenta en ese momento el cilindro, los gases de escape se reintroducirían en la cámara. La ventaja que presenta este mecanismo de EGR es la simplicidad del diseño para llevarlo a cabo. No obstante, el principal inconveniente consiste en la nula capacidad de regular los gases EGR. A su vez, las altas temperaturas que presentan estos gases dificultan la admisión del fluido, obligando al turbocompresor que eleve todavía más la presión [15]. Esta técnica por los inconvenientes presentados se descartó enseguida, buscando otras vías.

- **EGR externo:** El EGR, introducido en la admisión de la cámara, que proviene de los gases de escape, es conectado mediante conductos externos al cilindro. El sentido del flujo de los gases viene regulado por el diferencial de presiones que conecta ambos puntos. Por este motivo, presenta una relevancia fundamental las zonas donde se recoge y se descarga los gases de EGR. Por último, existe la posibilidad de regular el gasto recirculado mediante válvulas, siendo este el sistema más empleado para reintroducir los gases EGR.

Si el sistema de recirculación es externo, es decir, requiere conductos auxiliares para conectar los gases del escape con los de la admisión, podremos diferenciar dos modelos:

- **EGR de ruta corta o de alta presión:** Es el sistema más empleado por parte de los motores Diesel sobrealimentados. Este método de recirculación consiste en extraer los gases aguas arriba de la turbina para llevarlos a la zona de admisión. El punto de conexión con el punto de admisión del motor se encuentra aguas abajo del *intercooler*. Los gases recirculados aprovechan la diferencia de presiones para fluir. No obstante, puede ocurrir que existan algunos puntos de funcionamiento, especialmente a bajo régimen y a alta carga, donde el salto de presiones entre el colector de admisión y el colector de escape no sea lo suficientemente alto para obtener la tasa de EGR necesaria. Incluso, puede darse el fenómeno físico donde la presión del colector de admisión sea superior al escape, lo que llevaría a que el sentido del flujo del EGR se revertiese. Afortunadamente, estos fenómenos no suelen ocurrir en motores de pequeña cilindra ya que el reducido tamaño del turbogruppo limita las presiones sobrealimentadas. Sin embargo, para evitar posibles reflujos o no alcanzar las tasas de EGR queridas, se puede buscar soluciones alternativas como el estrangulamiento del gasto en el colector de la admisión o el uso de sistemas auxiliares como el Venturi o la válvula rotativa [15].
- **EGR de ruta larga o de baja presión:** Se encuentra el EGR en el sistema de escape del motor. Extrae el gas aguas debajo de la turbina para reconducirlo al colector de admisión. La extracción de los gases que se obtienen, después de los gases hayan pasado por el filtro de partículas, carecen de la presencia de otros contaminantes para evitar que estos produzcan daños al compresor. En este sistema no aparecen los reflujos, comentados en el EGR de alta presión, ya que la presión de los gases en escape es como mínimo igual a la de la entrada del compresión, que se encuentran a condiciones atmosféricas. No obstante, en casos de baja régimen, la diferencia de presiones puede no ser suficiente imposibilitando que no se alcancen las tasas de EGR necesarias. Por lo que se tiende a colocar elementos auxiliares como la contrapresión al escape o una válvula de estrangulamiento en la admisión [15].

Un factor para tener en especial en cuenta en la introducción de la masa en el colector es el trabajo de bombeo necesario para el motor. Como se menciona previamente el flujo del gasto del EGR viene determinada por el sentido del diferencial de presiones, si generalmente la presión en el colector del escape es mayor que el del colector de la admisión el trabajo obtenido será negativa, es decir, se realiza un trabajo en contra del ciclo, siendo:

$$W_b = \int_{PMI_{inicio\ escape}}^{PMI_{fase\ admisión}} P(\alpha) dV(\alpha) \quad (2.33)$$

El trabajo de bombeo depende de la presión media indicada, en función de la posición del ángulo,  $\alpha$ , del cigüeñal y del diferencial del volumen que deja el libre el cilindro, en función de la posición del cigüeñal.

El trabajo de bombeo se incrementará a medida que disminuye la presión de admisión o aumente la presión del escape, provocando un aumento del trabajo de pérdidas mecánicas. Cabe esperar que el efecto del trabajo de bombeo en la recirculación de los gases de escape en un sistema de EGR de baja presión influirá de modo más relevante que en los sistemas de EGR de alta presión. Este aumento del trabajo de bombeo influirá negativamente sobre la potencia entregada del motor. Para enmendar estas diferencias de presiones en los sistemas de EGR de baja presión suelen emplear elementos auxiliares como válvulas de estrangulación o de contrapresión en el conducto de escape [15].

Atendiendo a la temperatura de recirculación de los gases de escape, se aprecia las siguientes diferencias:

- **EGR no refrigerado:** Se pretende recircular el gas sin reducir su temperatura. Este efecto reduce el mecanismo de reducción de  $NO_x$  debido a que, al entrar los gases en el colector de admisión con una temperatura más elevada, calienta el aire fresco admitido, llegando alcanzar temperaturas elevadas. Este mecanismo podría ser válido si se pretender mejorar la combustión en casos como el arranque en frío ya que reduciría la dispersión cíclica del motor [15].
- **EGR refrigerado:** Consiste en enfriar el gas EGR mediante intercambiadores de calor para evitar que afecte la temperatura en el colector de la admisión. Este sistema se caracteriza por presentar una mayor complejidad por parte del diseño EGR. A su vez, convendrá regular las temperaturas de los gases recirculados ya que un descenso excesivo de la temperatura llevaría a la condensación por parte de los gases de escape.

La influencia de la temperatura de los gases EGR, viene determinada por la relación de entalpías, condiciona la temperatura en la admisión.

$$\dot{m}_{Aire} C_{p,aire} T_{aire} + \dot{m}_{EGR} C_{p,EGR} T_{EGR} - H_{pérdidas} = \dot{m}_{adm} C_{p,adm} T_{adm} \quad (2.34)$$

Si se supone que los calores específicos de los gases de escape, del aire y de la admisión son prácticamente iguales, si se considera que el motor es adiabático, que no presenta pérdidas de calor y teniendo en cuenta la función de la tasa de EGR, se deduce que la temperatura en la admisión viene determinada por:

$$T_{adm} = T_{aire} + EGR(T_{EGR} - T_{aire}) \quad (2.27)$$

Por último, una última clasificación de los sistemas EGR, vendría determinada por la masa total que podría admitir el motor en el colector de escape.

- **EGR de adición:** Característica propia de los MEP. La masa total admitida, aire y combustible, por parte del colector permanece invariable al introducir el gasto de EGR. De este modo la tasa de EGR formaría parte de una masa adicional. El motivo de esto consiste en que los motores de encendido provocado trabajan en condiciones estequiométricas, por lo que es necesario que la cantidad de combustible inyectado mantenga su relación estequiométrica con el aire, independientemente de la tasa de EGR.
- **EGR de sustitución:** La masa total, constituida por aire y los gases EGR, admitida por parte del motor será siempre constante. Por lo que un aumento de la tasa de EGR reemplazará la masa de aire fresco que entra a la cámara de combustión. Este sistema de funcionamiento es propio de los MEC.

En la práctica, el sistema EGR más utilizado, en los motores de vehículos ligeros, es el de alta presión con refrigeración, debido a la simplicidad de su instalación y a los altos resultados que obtiene. No obstante, como consecuencia del endurecimiento de las nuevas normativas que demandan una reducción mayor de las emisiones de  $NO_x$ , se está impulsando la instalación de técnicas de EGR de baja presión siendo su configuración mucho más compleja.

El alcance de este documento consistirá en analizar los efectos de los sistemas de EGR, tanto de alta como de baja presión con refrigeración, en un motor Diesel sobrealimentado de inyección directa.

## Índice

---

<b>3.1. Introducción .....</b>	<b>30</b>
<b>3.2. Herramienta experimental.....</b>	<b>30</b>
<b>3.3. Herramienta teórica – VEMOD .....</b>	<b>32</b>

---

### 3.1 Introducción

El alcance de este documento consiste en analizar diversos comportamientos de EGR. Para llevar a cabo este propósito ha requerido de un trabajo previo que ha empezado desde la toma de las medidas en una sala de ensayos experimental, empleados para validar las herramientas teóricas, hasta llegar al modelado del motor virtual.

En cuanto a la elaboración de este trabajo, la toma de medidas experimentales en el laboratorio del CMT – Motores Térmicos ya se había realizado. De ese modo, en este capítulo únicamente se ceñirá a mostrar las características más relevantes del motor en el laboratorio de ensayos.

En la sala de laboratorio consiste en llevar a cabo diversos ensayos con un motor Diesel donde se obtienen los resultados experimentales. Estos resultados son tratados a posteriori por la herramienta Calmec, antes de ser introducidos en VEMOD. No obstante, como el autor de este documento no trabajó directamente con la herramienta Calmec, se obviará la explicación de su funcionamiento. El presente capítulo se centra en la descripción teoría de la herramienta de modelado VEMOD empleada para el análisis de funcionamiento del motor virtual.

### 3.2 Herramienta experimental

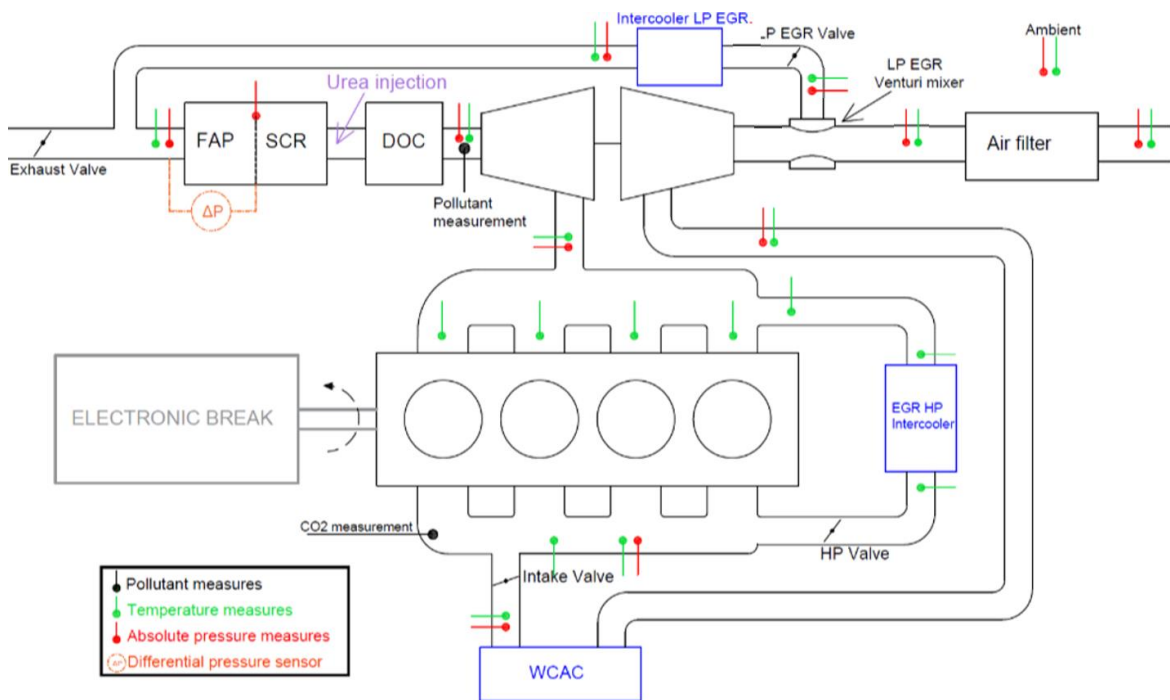
Las datos experimentales obtenidos son de gran utilidad para el correcto modelado por parte del motor virtual. Estos datos son empleados para imponer entre otras cosas que sirven para caracterizar el diagnóstico de la combustión, para llevar a cabo una correcta validación por parte del motor virtual o imponer los parámetros que nos interesa fijar.

Las características más relevantes del motor, del cual es objeto de estudio de este trabajo aparecen en la tabla 3.1.

Características	Descripción
Ciclo	Diesel
Arquitectura	4 cilindros en línea
Diámetro x Carrera	85 x 96 mm
Número de válvulas	4 por cilindro
Cilindrada unitaria	544.7 $cm^3$
Cilindrada total	2.179 $cm^3$
Relación de compresión	16:1
Sistema de inyección	Common Rail
Gestión aire	Sobrealimentado
Sistema EGR	EGR de alta presión con refrigeración EGR de alta presión con refrigeración
Post – Tratamiento	DOC + SCR + DPF
Potencia máxima @ velocidad	120 kW @ 2000 rpm
Par máximo @ velocidad	350 Nm @ 3750 rpm

**Tabla 3.1:** Características del motor

La figura 3.1 se indica los distintos componentes que configuran el motor de estudio. La figura es una simplificación del motor de la sala de ensayos experimentales, donde se indica los puntos en los cuales se registran medidas de presión, temperaturas, emisiones y gasto.



**Figura 3.1:** Simplificación del motor de la sala

### 3.3 Herramienta teórica – VEMOD

El contexto actual se caracteriza por la exigencia de responder a normativas cada vez más estrictas en cuanto a las emisiones contaminantes por parte de los motores Diesel. Ante esta situación, urge la necesidad de desarrollar herramientas de modelado para analizar el comportamiento del motor, sin que esto suponga un coste desorbitado. Por este motivo, el CMT-Motores Térmicos ha desarrollado una herramienta que permite predecir el rendimiento y las emisiones de un motor, sin necesidad de realizar ensayos experimentales, conocida como *Virtual Engine Model* (VEMOD).

El sistema de funcionamiento se basa en un modelo de ondas que es capaz de reproducir sistemas termo-fluidodinámicos del motor. La interfaz del modelo del motor virtual es representada mediante conductos 1D, mientras que los elementos de volumen como cilindros o depósitos son considerados como elementos 0D.

El esquema de funcionamiento de la herramienta teórica de VEMOD se resumen en la siguiente figura:

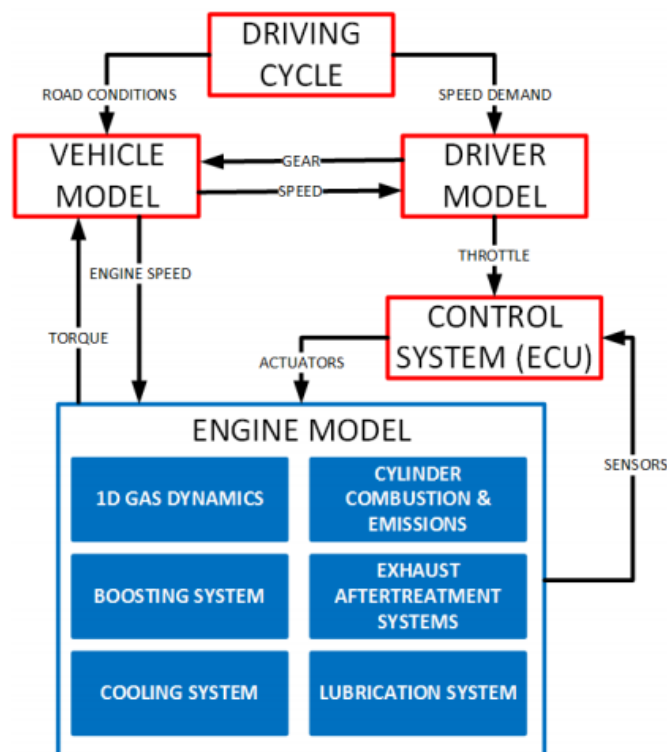


Figura 3.2: Diagrama de flujo de los módulos del motor virtual (VEMOD) [17]

El conjunto de submodelos que caracterizan el modelo del motor, se localizan en el recuadro de color azul de la figura 3.2, conformado por:



- **Submodelo dinámica de gases:** Describe, condiciona, el comportamiento global del motor, conocido como el núcleo de la herramienta VEMOD. La gestión del aire se calcula mediante el modelo de dinámica de gases unidimensional, se encarga de realizar los cálculos de los flujos del motor tanto en los sistemas de admisión y escape, como los de los EGR de alta y baja presión.
- **Submodelo del turbocompresor:** El turbocompresor está basado en submodelos de compresor y de turbinas de modelado OD. Emplean la información proporcionada por los mapas del proveedor, a partir del cual el modelo es capaz de predecir el comportamiento el gasto y la eficiencia de funcionamiento en cada punto.
- **Submodelo de inyección, combustión y emisiones:** Se trata de un modelo 1D capaz de predecir el perfil de combustión y la principales emisiones de las que este deriva. Está compuesto por los siguientes modelos:
  - Modelo de inyección: La tasa y la masa se inyección es obtenida mediante elementos de control, conocida como ECU.
  - Modelo de combustión: Recoge los 3 modelos submodelos principales de la combustión: el retardo de la inyección, la combustión premezclada y los modelos de combustión por difusión.
  - Modelo de emisiones contaminantes: Son calculados las emisiones de  $NO_x$ , hollín, CO e hidrocarburos sin quemar.  
El cálculo de las emisiones de óxido de nitrógeno es obtenido a partir de los mecanismos relevantes para su formación: mecanismo *Zeldovich* o mediante el mecanismo intermedio de la formación de  $N_2O$ .  
En cuanto al resto de emisiones no es posible proponer un modelo físico para su cálculo. No obstante, dada su importancia para el modelo son obtenidas mediante correlaciones empíricas.
- **Submodelo de transferencia de calor:** Se ocupa de los distintos flujos térmicos presentes en el motor, así como la transferencia de calor de las tuberías, la trasferencia de calor por parte del circuito hidráulico, por el circuito refrigerante o por las pérdidas mecánicas.  
El submodelo en cuestión, a partir de los diversos flujos térmicos, es empleado para obtener el balance tanto térmico del propio motor y el balance energético durante el proceso de combustión en la cámara de combustión.  
Con respecto al calor de convección en la cámara de combustión, se emplea la correlación de *Woschni* modificada [1], para obtener el coeficiente de transferencia de calor.

$$h_W = C_1 \cdot D^{-0.2} \cdot p^{0.8} \cdot T_g^{-0.53} \cdot \left( C_{W1} \cdot c_m + C_{W2} \cdot c_u + C_2 \cdot \frac{V \cdot T_{IVC}}{P_{IVC} \cdot V_{IVC}} (p - p_o) \right)^{0.8} \quad (3.1)$$

Siendo:

$C_{W1}$ ,  $C_{W1}$  y  $C_2$  constantes obtenidas empíricamente.

$D$ : Diámetro del cilindro.

$p$ : Presión instantánea del cilindro.

$T_g$  la temperatura del gas.

$c_m$  es la velocidad lineal del pistón.

$c_u$  es la velocidad tangencial del gas en el interior del cilindro.

$V$ : Volumen total desplazado.

$T_{IVC}$ ,  $V_{IVC}$ ,  $P_{IVC}$ : Temperatura, volumen y presión en el cierre de la válvula de admisión (*Intake Valve Close*).

$p_o$ : Presión instantánea en condiciones de arrastre de motor.

En el siguiente capítulo se mostrará la validación del sistema de HPGR controlando la transmisión de calor en el cámara de combustión. Para ello se limitará las condiciones de temperatura y presión en las condiciones al cierre de la válvula de la admisión.

- **Submodelo del circuito hidráulico:** Gestiona el sistema de lubricación y refrigerante del motor. A su vez el submodelo permite calcula tanto el flujo másico y temperatura del refrigerante y del aceite y de otros componentes del motor, así como los intercambiadores del EGR.
- **Submodelo de pérdidas mecánicas:** La potencia efectiva del motor depende, a parte de la potencia indicada del motor, de las pérdidas mecánicas. No obstante, su cálculo no suele ser trivial ya que es difícil cuantificar las pérdidas disipadas por la fricción.

$$N_{pm} = N_b + N_f + N_{aux} \quad (3.2)$$

- Las pérdidas por bombo ( $N_b$ ) es determinado directamente, durante la fase de admisión y escape, por la integración del diagrama PV.
  - En cuanto a las pérdidas auxiliares ( $N_{aux}$ ) y por fricción ( $N_f$ ) son determinan a partir de los datos experimentales introducidos.
- **Submodelo de postratamiento:** Emplean el modelo de dinámica de gases 1D y el submodelo de las emisiones que determinan las condiciones de trabajo de los elementos de postratamiento: DPF, DOC y sistemas deNOX. El submodelo de postratamiento combinan la dinámica fluido – térmica con el modelado químico para evaluar las condiciones en el conducto de escape.  
Entre ellos destaca, el modelo DOC que es capaz de resolver la caída de presión, la transferencia de calor y las reacciones químicas y el modelo DPF donde obtiene su caída de presión, la variación de la temperatura en su paso y la eficiencia de la regeneración y del filtrado.

Al igual que se ha simulado los modelos del motor, también se puede simular el comportamiento del vehículo. Para ello se realiza ensayos con diferentes niveles de carga y de régimen para analizar las diversas condiciones en las que se puede encontrar el vehículo que son regulados por los submodelos de control.

El diagrama de flujo del vehículo, del *driver* y el sistema de control, que se encuentran en la figura 3.1, que quedan remarcados por el recuadro rojo, desarrollados por Simulink, una herramienta de Matlab.

- **Control System:** El sistema de control emula la unidad de control electrónico (ECU) del motor. La ECU fija distintos actuadores del motor, como la posición de la válvulas EGR, el régimen de giro o el inicio de la inyección, de acuerdo con la información proporcionada por los sensores del motor.

Las válvulas de LPEGR, HPEGR y la válvula de contrapresión al escape es controlada por el sistema de control, ECU, tomando como referencia el flujo de aire.

- **Vehicle Model:** Su comportamiento es una respuesta a las condiciones de conducción de la información de la pista, así como el ángulo de pendiente con la superficie o la dirección del viento. El modelo del vehículo imprime al motor la velocidad de giro en la que necesita operar y este recibe de él el par al cual está operando.
- **Driver Model:** Simula el comportamiento que tendría el conductor que está al volante del vehículo. Por este motivo de este modelo depende la caja de cambios y los pedales del vehículo.

La herramienta de simulado de un motor virtual VEMOD ha sido previamente validada comparando sus resultados con los obtenidos experimentalmente para diferentes situaciones de trabajo: distintos regímenes de giro, a distintos grados de carga e, incluso, a distintas temperaturas ambientes. Los resultados obtenidos tuvieron una precisión más que aceptable. Por último, la gran ventaja que ofrece esta herramienta es la posibilidad de predecir fenómenos del motor con gran precisión [17].

# Validación del motor virtual

# 4

## Índice

---

4.1. Introducción .....	36
4.2. Validación del sistema del modelo de motor .....	36
4.2.1 Metodología .....	39
4.2.2 Resultados de la validación del modelo .....	40
4.3 Funcionamiento con EGR de baja presión .....	41
4.4 Funcionamiento del EGR de alta presión del modelo .....	45

---

## 4.1 Introducción

Previamente al comienzo del estudio de EGR, se llevó a cabo la validación del modelo del modelo. El comienzo de este proyecto empezó con la construcción del modelo virtual donde previamente se calibró sus diferentes partes que lo componen.

En el presente se capítulo se validará el motor virtual para poder, posteriormente, estudiar el comportamiento de EGR. El autor de este documento se dedicó en calibrar la respuesta del motor virtual referido al funcionamiento con el sistema incorporado del EGR.

## 4.2 Validación del modelo de motor

La validación del del motor virtual se llevó a cabo imponiendo las condiciones de temperatura, presión y composición de los gases al cierre de la válvula de la admisión. Con ello se pretendía estudiar el comportamiento del modelo de la cámara de combustión.

Las condiciones impuestas son obtenidas previamente en la sala experimental. De esto modo se podría analizar con una mayor nitidez la respuesta del motor virtual respecto a los resultados experimentales obtenidos en el banco de ensayos.

## 4.2.1 Metodología

La figura 4.1 se representa las distintas partes que componen el modelo virtual empleado por la herramienta VEMOD.

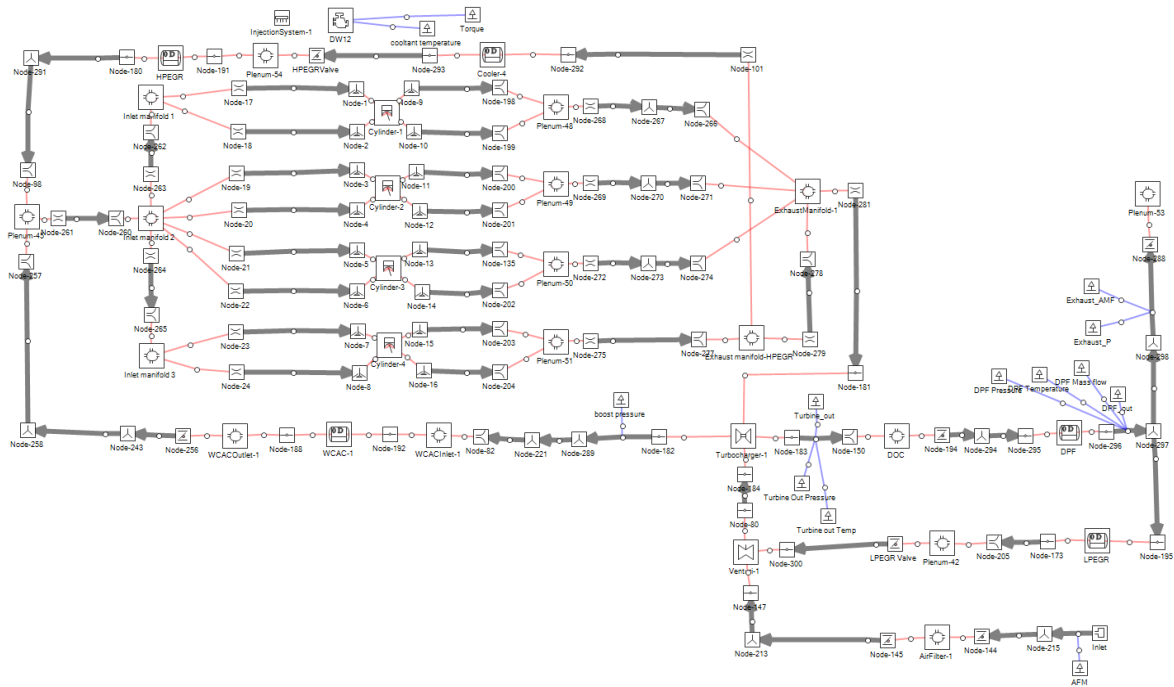


Figura 4.1: Interfaz de VEMOD del modelo virtual

Para llevar a cabo la validación del modelo virtual se siguieron los siguientes pasos:

1. **Imponer la ley de combustión:** Las leyes de combustión fueron obtenidos previamente por la herramienta del diagnóstico de la combustión, conocida como Calmec. Para cada punto de funcionamiento del motor, se extrajo la energía liberada por cada cilindro para imponérselo a la herramienta de modelado VEMOD.
2. **Imponer las condiciones al cierre en la válvula de la admisión.** Como se menciona previamente, se pretende ajustar lo máximo posible el comportamiento del modelo virtual al motor de la sala de ensayos. Por este motivo, se pretende estudiar el funcionamiento del modelo en el interior de la cámara de combustión. Para ello, se impone las condiciones iniciales, obtenidas previamente por Calmec, con los parámetros que presenta el fluido en el instante previo al cierre de la válvula de admisión.  
Estas imposiciones hacen referencia a la presión, temperatura y composición de los gases.

3. **Imponer las temperaturas dentro de la cámara de combustión.** No solo se controlaron las condiciones del fluido, sino también las temperaturas del pistón, las paredes del cilindro y de la cámara.
4. **Ajustes de los PIDs.** Este es el proceso más engorroso de la validación del motor virtual. Mediante actuadores se pretende controlar el turbogrupo. Para ello se fija la presión de la salida de la compresión y la presión en la entrada de la turbina. Al no tener la función de transferencia de los controladores de PID, mediante *prueba y error*, se iban ajustando los parámetros del proporcional, integrador y derivador.

#### 4.2.2 Resultados de la validación del modelo

Las siguientes gráficas muestran los resultados obtenidos tras imponer las condiciones al cierre en la válvula de la admisión en la cámara de combustión. En total aparecen los 39 casos de estudio que se disponen donde se vería su régimen desde 1000 rpm a 3750 rpm. A su vez, para algunos casos se realiza un barrido tanto de su respectivo grado de carga y su correspondiente barrido de EGR.

Los resultados obtenidos son bastante consistentes entre sí, los resultados simulados mantienen la misma tendencia que las medidas experimentales. La desviación que presenta los resultados a baja carga es casi nula. Sin embargo, a medida que aumenta el régimen de giro o el grado de carga, aumenta la diferencia entre los resultados simulados y experimentales, siendo este último ligeramente superior. Es evidente que la diferencia de resultados del par, figura 4.5, o de la temperatura máxima, figura 4.2, que alcanza el motor es nula a 1500 rpm y es máxima cuando se opera a 3500 rpm o 3750 rpm PC (plena carga).

Una vez validado el comportamiento del motor virtual, se suprimirá las condiciones al cierre de la válvula de la admisión para observar cómo se comporta el motor, donde se actuará en modo predictivo. Lógicamente los resultados que se obtendrán, tras suprimir las condiciones al cierre, diferirán en una mayor medida ya que hay un menor control.

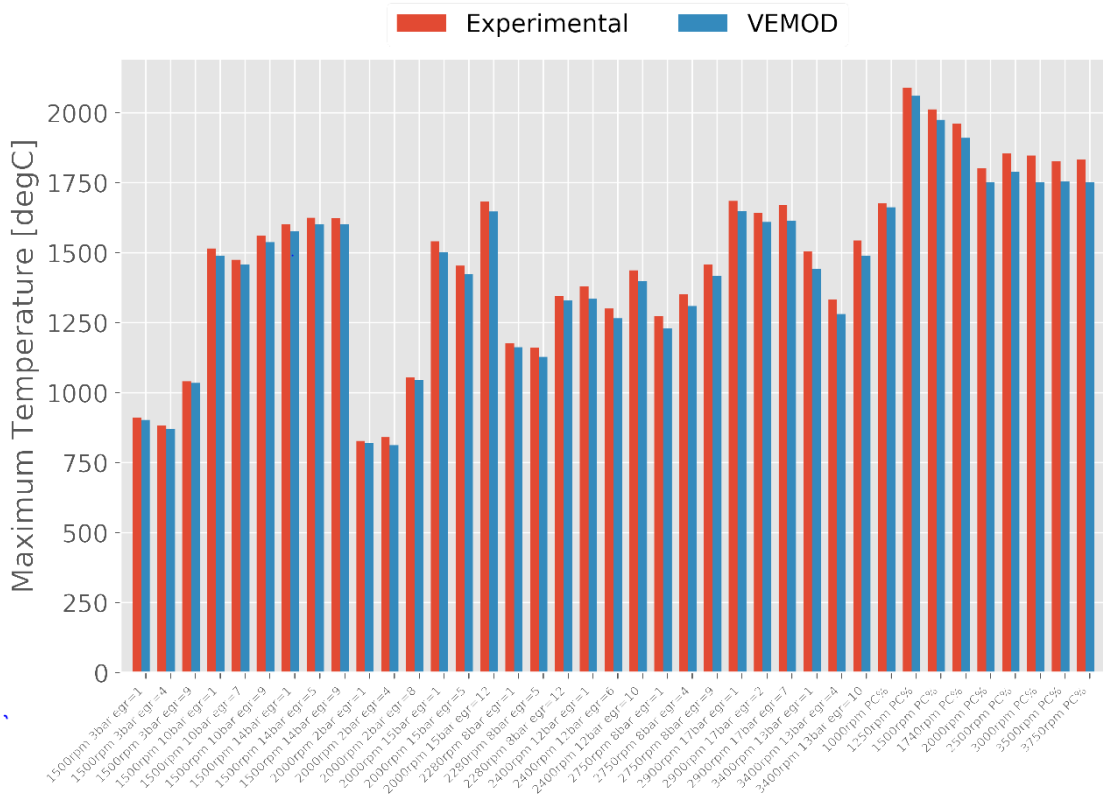


Figura 4.2: Temperatura máxima del motor virtual

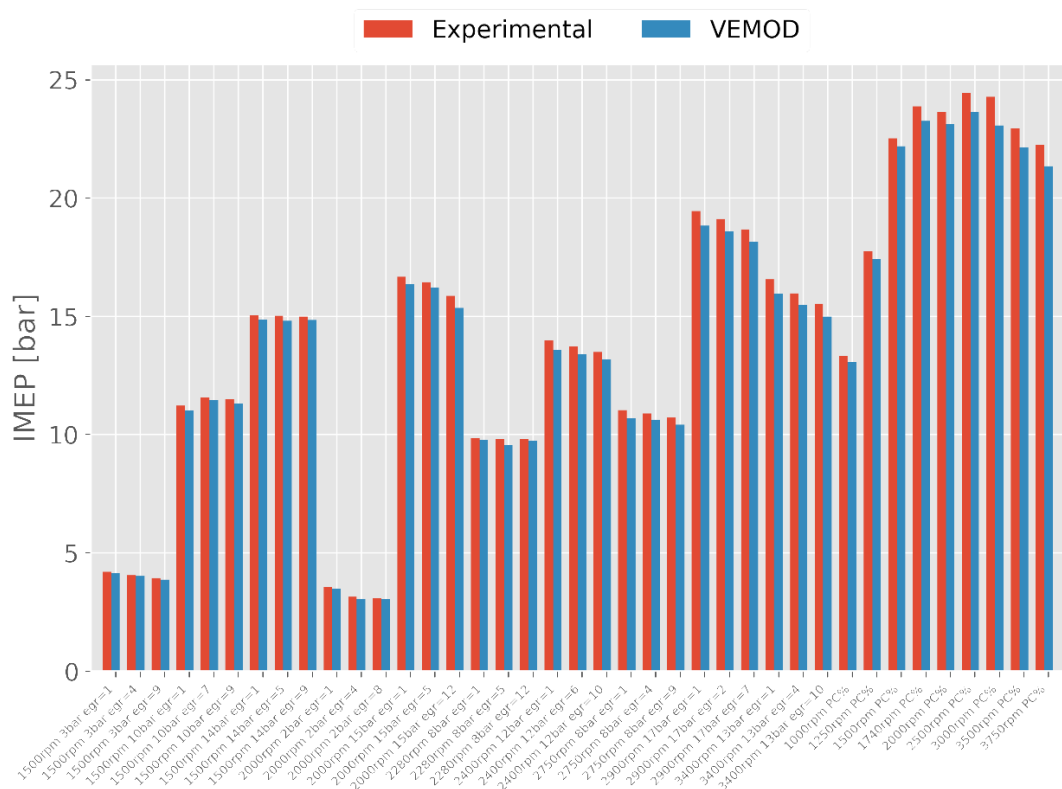


Figura 4.3: Presión media indicada del motor virtual

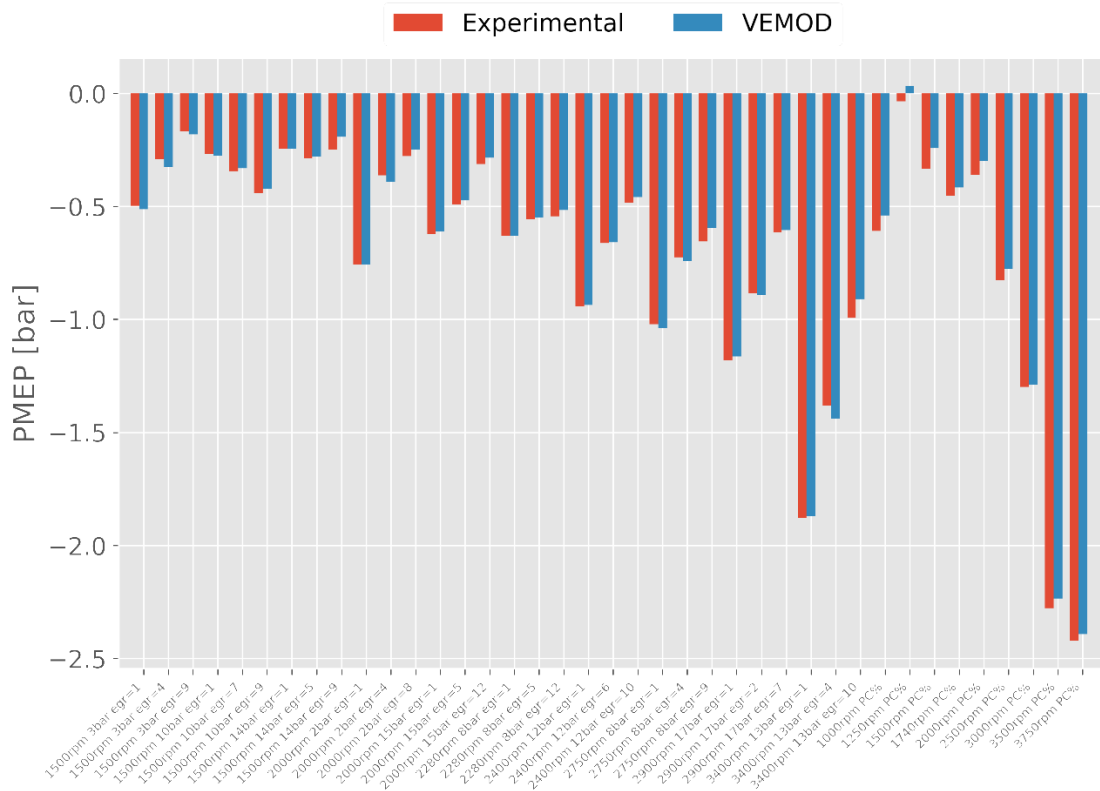


Figura 4.4: Presión media de bombeo del motor virtual

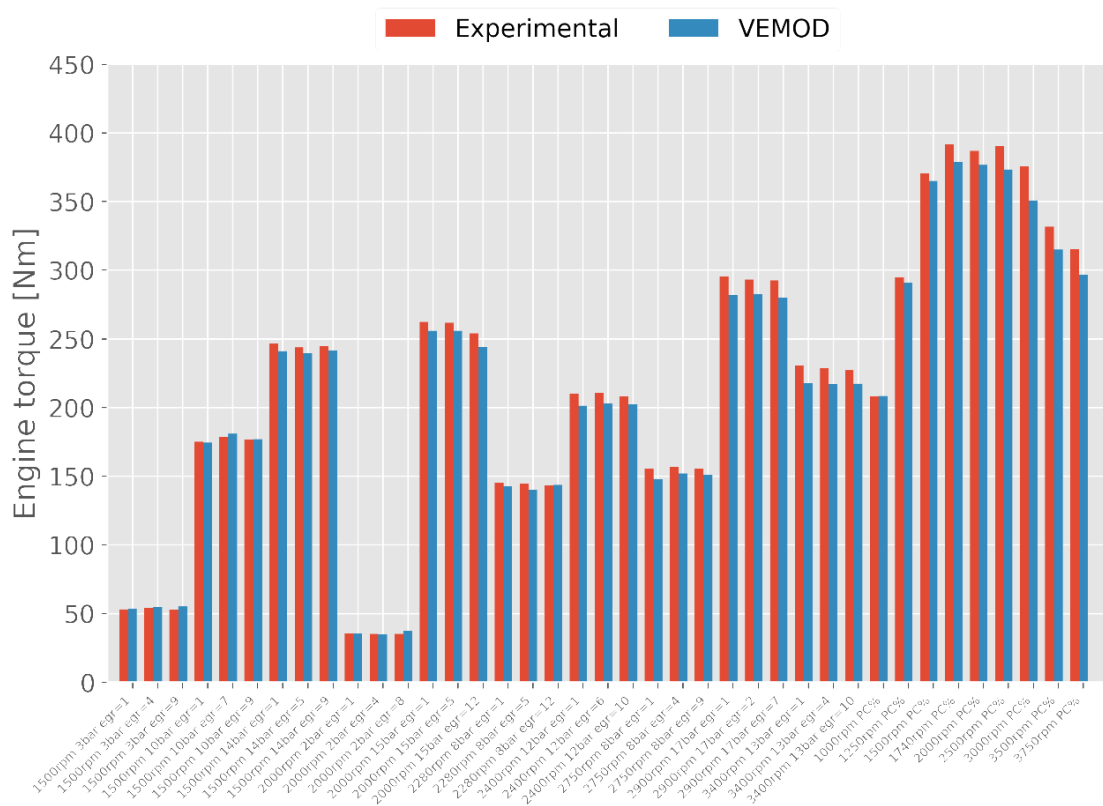


Figura 4.5: Par del motor virtual



### 4.3 Funcionamiento con EGR de baja presión

Una vez validado el modelo del motor ya se puede emplear el modelo para realizar sus correspondientes análisis. No obstante, antes de realizar el estudio del sistema de EGR es interesante observar cómo comporta cuando se suprimen las condiciones al cierre de la válvula de la admisión, si existen desviación o no respecto los resultados experimentales. En estos casos el modelo se encuentra en modo predictivo, tratará de obtener su respuesta ante una serie de variables de entrada. Para contemplar los márgenes de diferencia con los que se trabaja se ha calculado la desviación media para cada variable obtenida.

Para llevar el estudio paramétrico del motor se han impuesto varias condiciones que obtenidas del banco de ensayos:

- Condiciones del ambiente
- Ajustes de inyección: presión, inicio de la inyección y el gasto de combustible.
- Presión del compresor a la salida.
- Presión a la salida de la turbina.
- Presión a la salida del DPF.
- La temperatura del aire a la salida de WCAC
- Gasto del aire.

Para la realización de los ensayos se ha realizado un barrido para distintos niveles de régimen de giro variando su carga. Los puntos que aparecen en las gráficas son 1500 rpm, 2000 rpm 2bar, 2280 rpm 8bar y 2400 12 bar. A su vez, también se analizan los casos variando su composición de EGR.

Observando los resultados del funcionamiento del motor en el sistema de EGR de baja presión, se puede considerar que los resultados existen una adecuada relación con los resultados experimentales y, a su vez, presentan una gran consistencia en general entre las distintas variables.

No obstante, se observa que el método predictivo de la herramienta de modelado tiende a sobreestimar los resultados de LPEGR, debido a que el par (figura 4.6) del motor con el que trabaja es alrededor un 9% superior al experimental. La razón principal de este error consiste en que los resultados experimentales disponibles corresponden a los puntos de baja carga donde la incertidumbre es mayor; sin embargo, si se tuviese en cuenta unos mayores grados de carga este error se reduce sustancialmente. De este modo, los resultados obtenidos tienden a ser ligeramente superior, especialmente a medida que aumenta la carga. En cada gráfica se aprecia la desviación que existe entre los resultados obtenidos con VEMOD y los experimentales.

Un dato para tener en especial en cuenta es la hora a la hora de analizar los resultados de las emisiones de  $NO_x$  (figura 4.14). Existe una desviación, por parte de los resultados simulados, dos veces superior a los que se obtienen experimentalmente. No es necesario recalibrar el modelo del motor ya que los análisis de EGR que se llevaron a cabo se realizaron a partir de los términos relativos, en lugar de los absolutos: El interés de este análisis consiste en estudiar la evolución de las variables.

Las gráficas obtenidas que definen el comportamiento del motor virtual respecto LPEGR son:

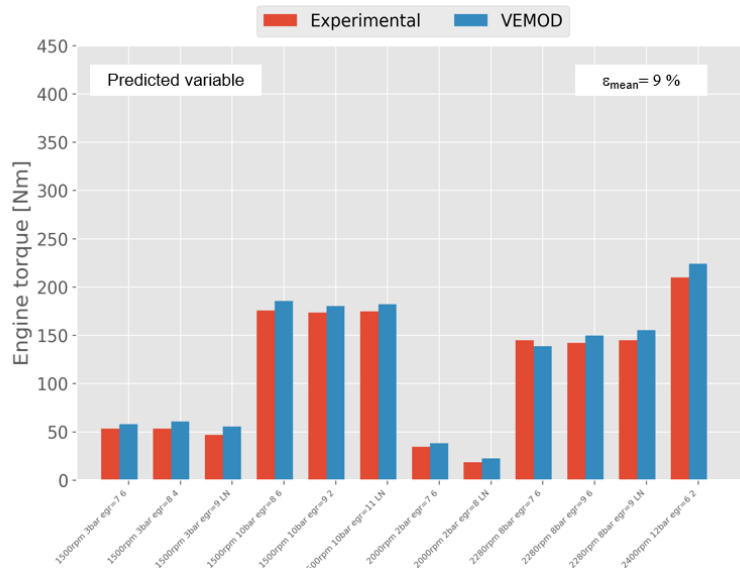


Figura 4.6: Resultados del par con LPEGR.

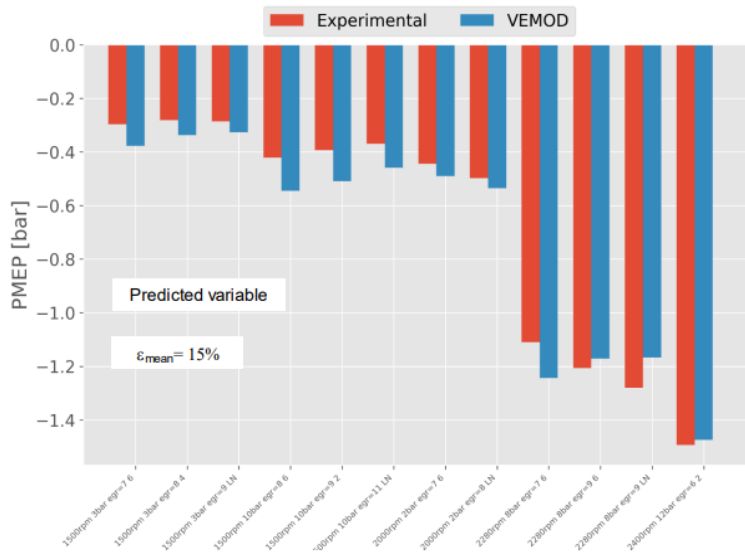


Figura 4.7: Resultados presión media de bombeo con LPEGR.

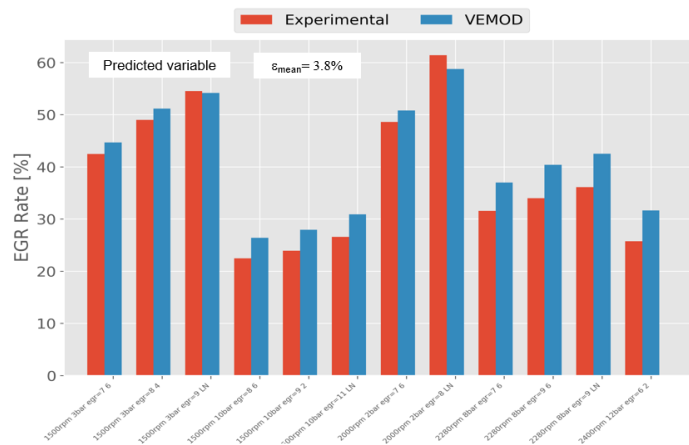


Figura 4.8: Resultados de la tasa de EGR con LPEGR.

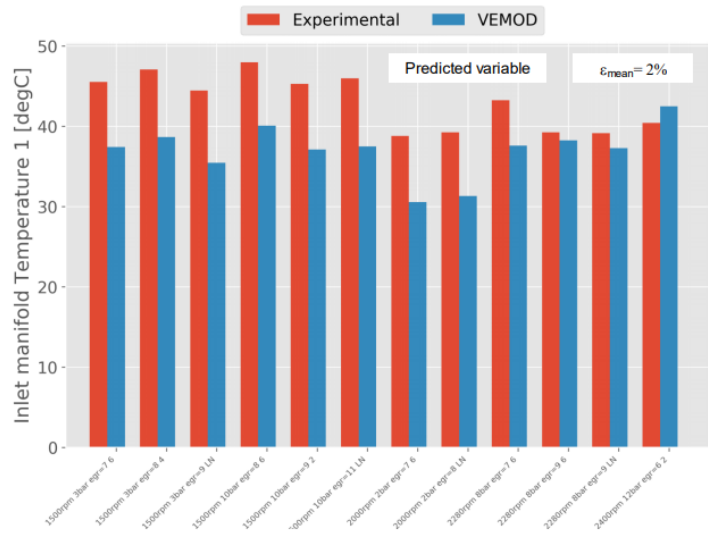


Figura 4.9: Resultados de la temperatura en el colector de admisión con LPEGR.

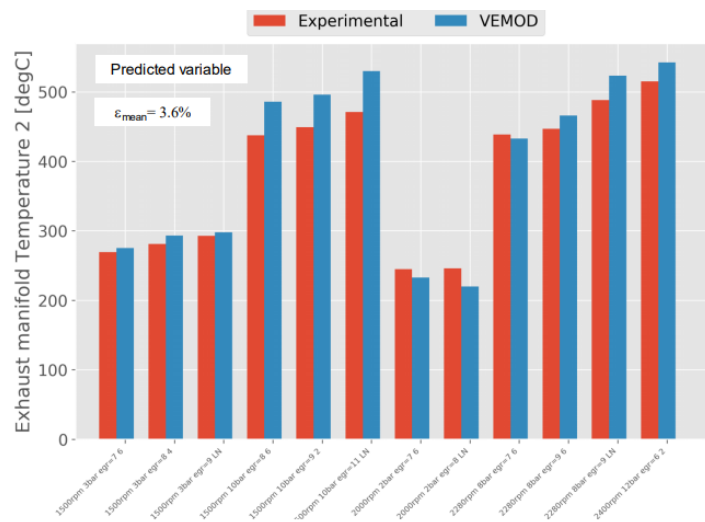


Figura 4.10: Resultados de la temperatura de escape de la cámara de combustión con LPEGR.

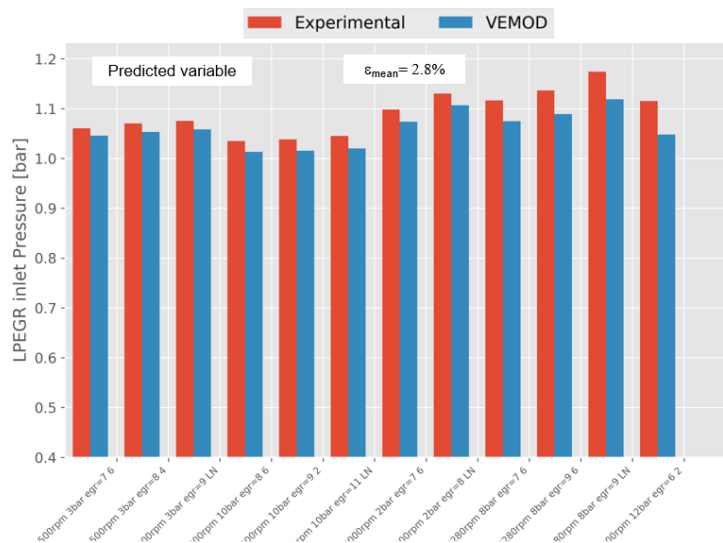


Figura 4.11: Resultados de la presión en la entrada a línea de LPEGR.

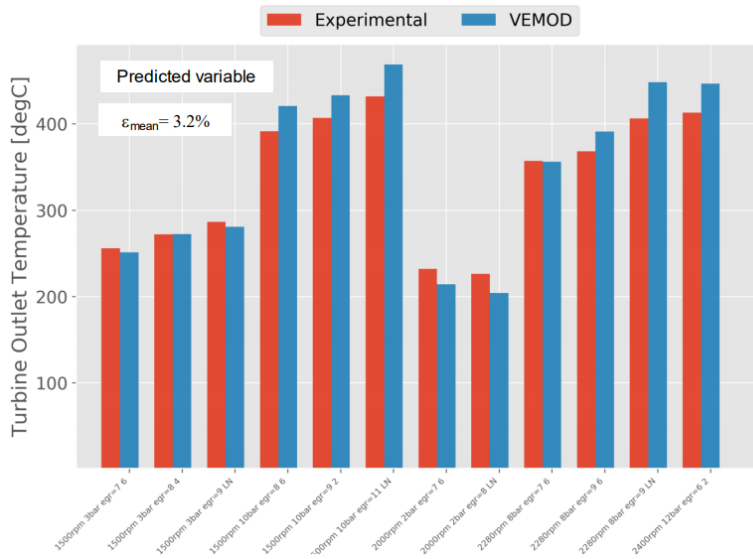


Figura 4.12: Resultados de la temperatura a la salida de la turbina con LPEGR.

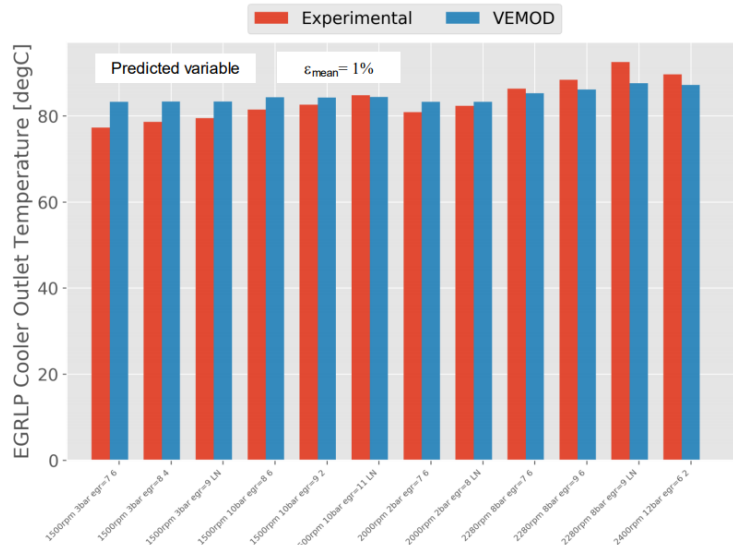


Figura 4.13: Resultados de la temperatura a la salida del intercambiador de LPEGR.

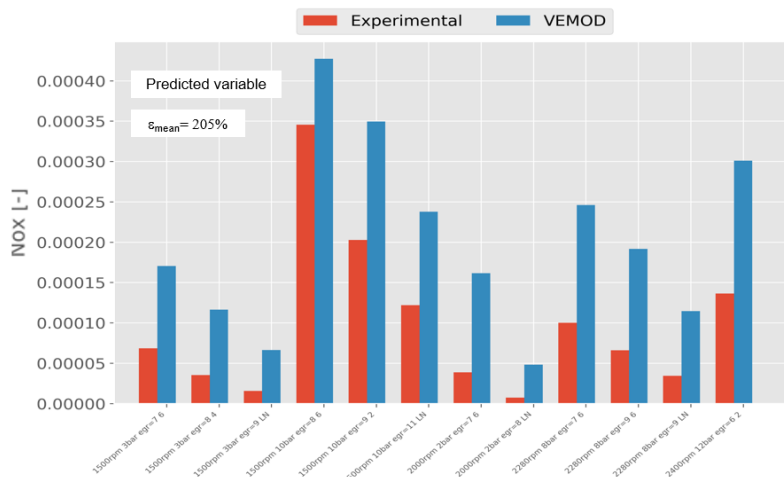


Figura 4.14: Resultados de las emisiones de  $NO_x$  con LPEGR.

## 4.4 Funcionamiento con EGR de alta presión

En el caso del sistema de EGR de alta presión se dispone de un mayor número de casos, que concretamente son, a parte de los puntos del sistema de EGR de baja presión, 1500rpm 14bar, 2000rpm 15ba, 2750rpm 8bar, 3400rpm 13bar y 2900rpm 17bar. A su vez, para algunos puntos se ha realizado su simulación para distintas tasas de EGR.

Para llevar a cabo el estudio del sistema de EGR de alta presión del motor se realiza imponiendo los siguientes parámetros:

- Condiciones del ambiente
- Ajustes de inyección: presión, inicio de la inyección y el gasto de combustible.
- Presión de la salida del compresor.
- Presión de la salida de la turbina.
- La temperatura del aire a la salida del WCAC
- Gasto del aire.

Los resultados obtenidos por el simulado del EGR de alta presión aparecen a continuación. Se puede concluir que mantienen tendencias similares, entre los resultados simulados y experimentales.

No obstante, al igual que en el caso de EGR de baja presión, el modelo tiende a sobreestimar el par del motor (figura 4.15) obteniendo resultados ligeramente superiores. Por consiguiente, se obtendrá resultados ligeramente superiores que los experimentales, por lo que el consumo específico del motor virtual será ligeramente inferior. Además, al tener un mayor número de casos con un mayor grado de carga, se reduce en una mayor medida la incertidumbre de los resultados experimentales. Por este motivo el par motor presenta un menor desviación que el sistema de EGR de baja presión.

Por otro lado, las temperaturas con las que se trabaja en el sistema de EGR de alta presión es sustancialmente superior a las temperaturas del EGR de baja presión. En cuanto, al sistema de EGR de alta presión la temperatura en el colector de admisión (figura 4.18), para el caso 2400 rpm 12 bar, es de 100 °C, siendo 60 °C superior para el sistema de EGR de baja presión (figura 4.9) para ese mismo caso. Evidentemente esto presentará una mayor temperatura en el colector de escape. Mientras que, aplicando el mismo caso anterior, para el sistema de EGR de alta presión si su temperatura es de alrededor de 550 °C (figura 4.19), para el sistema de EGR es de alrededor de 500 °C (figura 4.10).

Al igual que en el caso de EGR de alta presión existe una diferencia apreciable entre los resultados simulados y experimentales en cuanto a las emisiones de  $NO_x$  (figura 4.17). Tal como se menciona previamente, no es necesario una recalibración del modelo empleado ya que únicamente interesa analizar, más que el resultado exacto, los resultados teniendo en cuenta los términos relativos, la variación de los resultados.

Las gráficas obtenidas que definen el comportamiento del motor virtual respecto del sistema de EGR de alta presión son

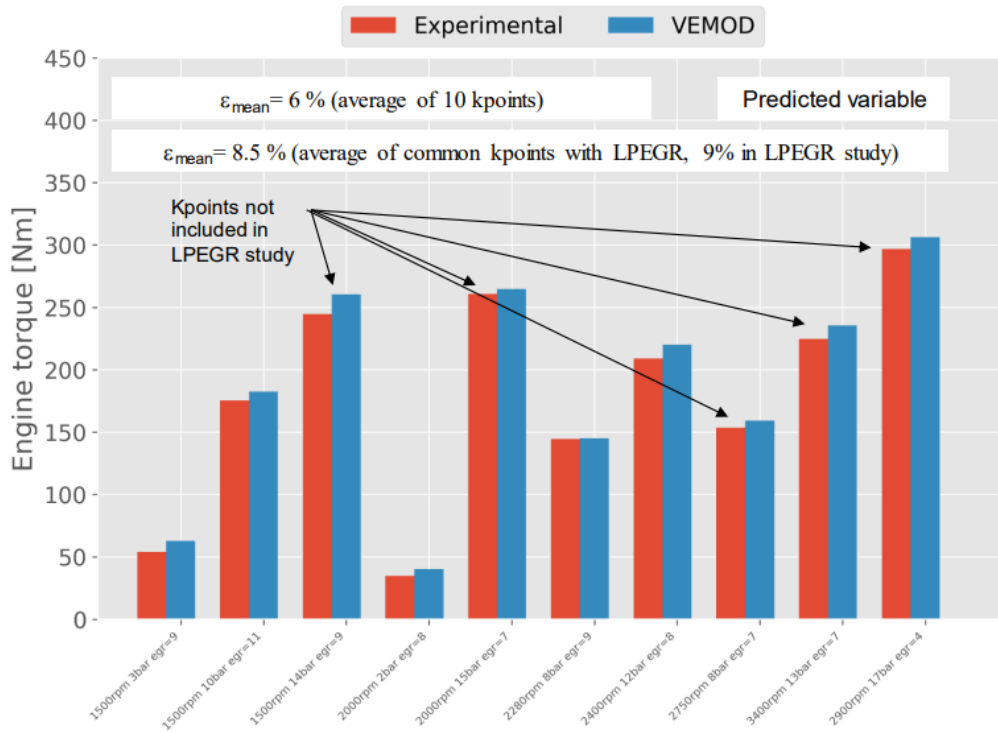


Figura 4.15: Resultados del par con HPEGR.

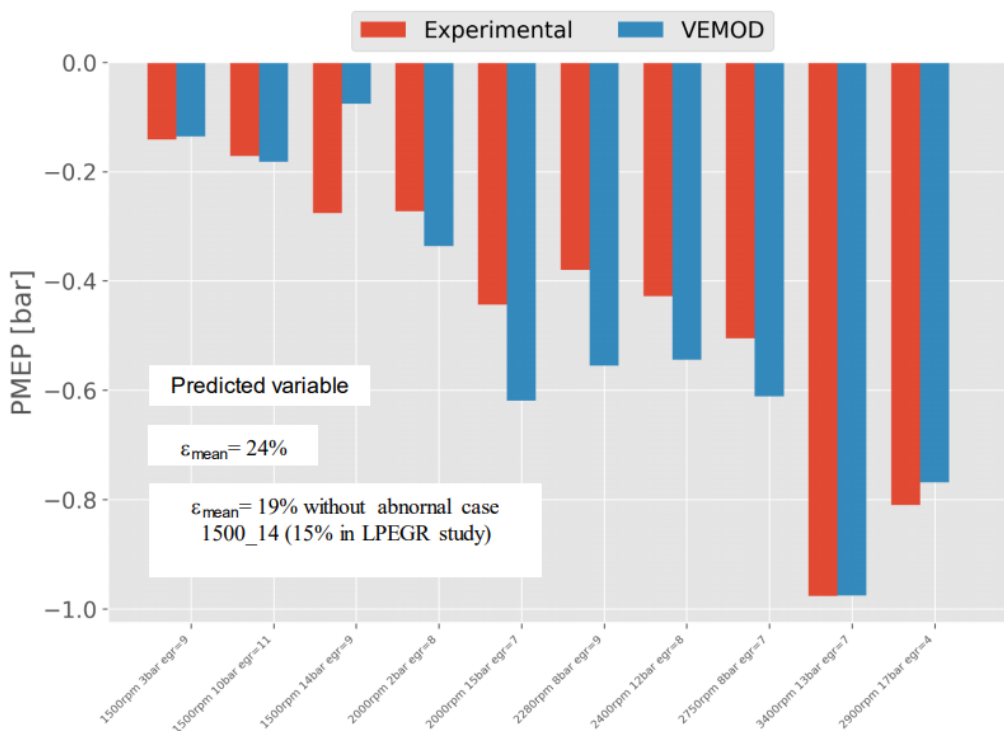


Figura 4.16: Resultados presión media de bombeo con HPEGR.

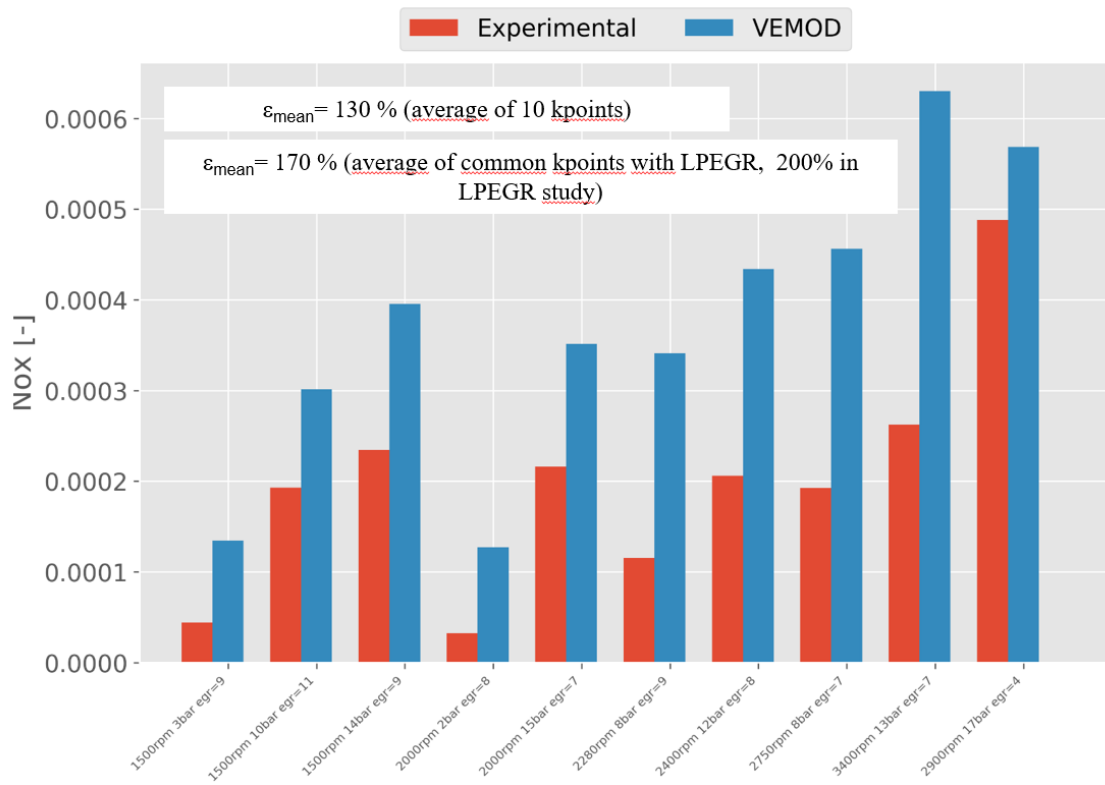


Figura 4.17: Resultados de las emisiones de  $NO_x$  con HPEGR.

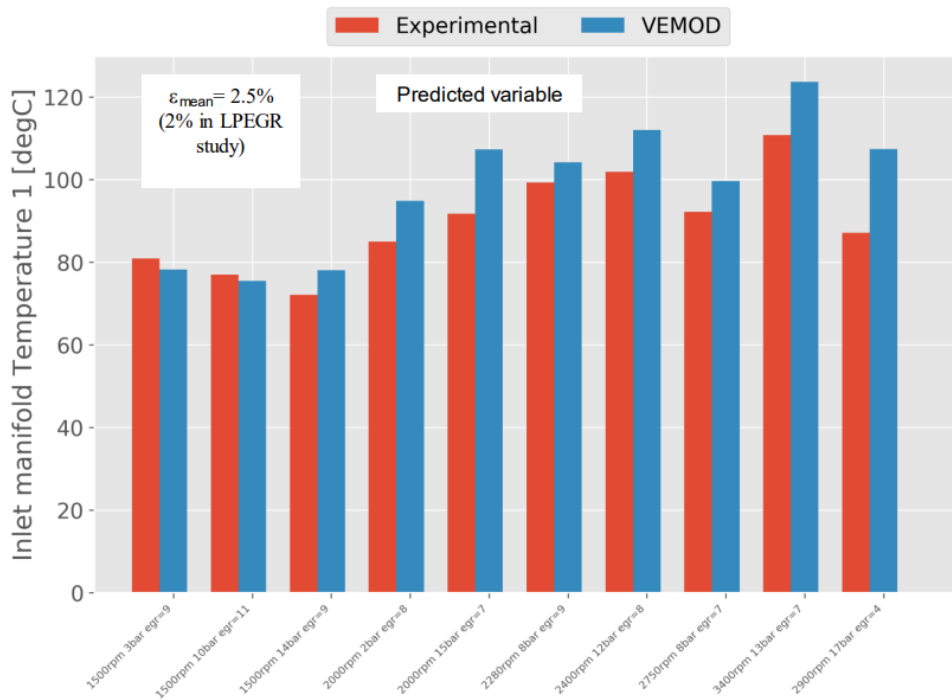
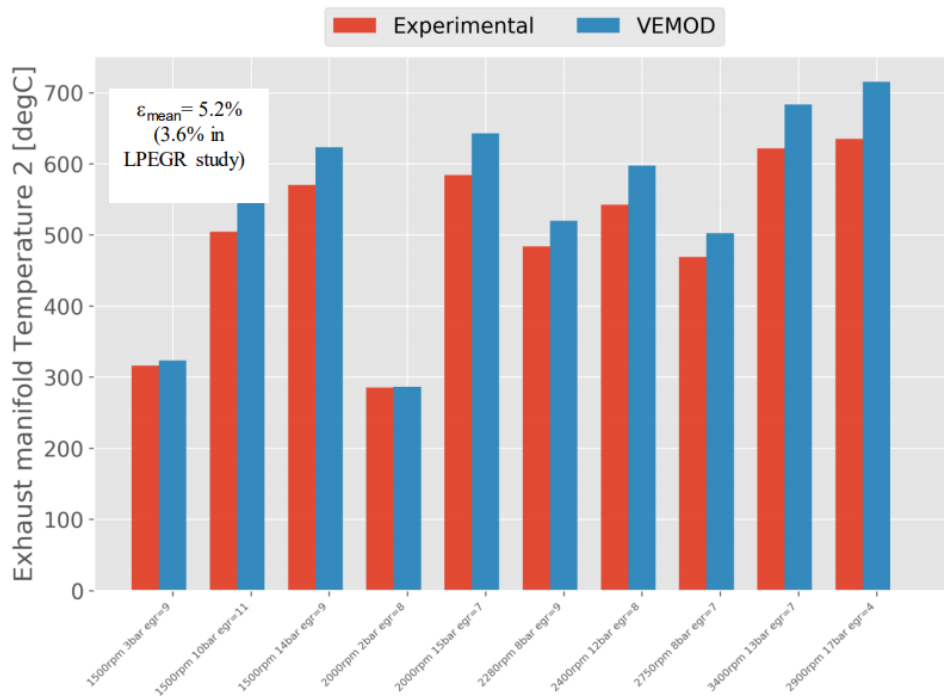
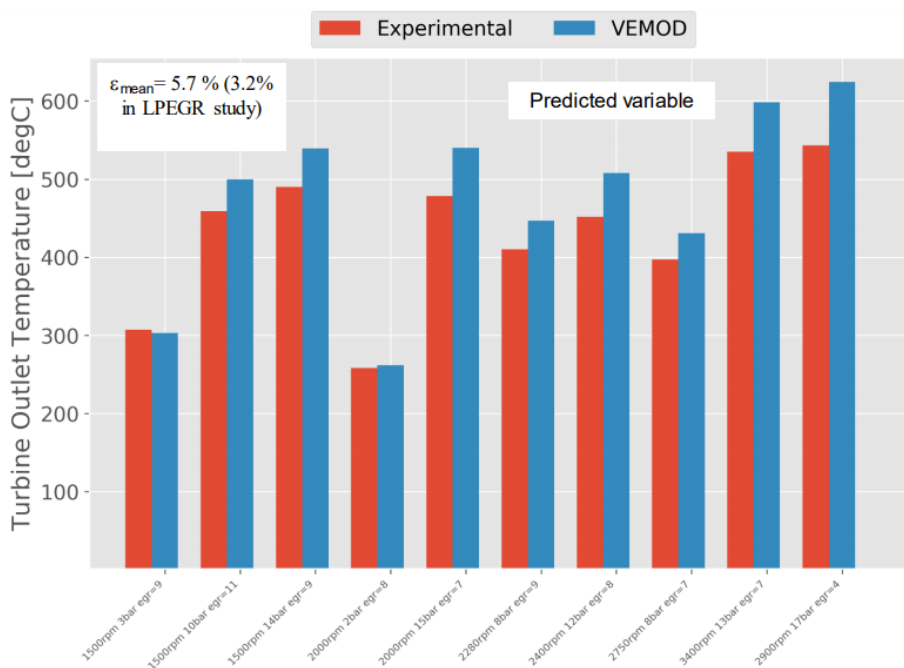


Figura 4.18: Resultados de la temperatura en el colector de admisión con HPEGR.



**Figura 4.19:** Resultados de la temperatura de escape de la cámara de combustión con HPEGR.



**Figura 4.20:** Resultados de la temperatura a la salida de la turbina con HPEGR.



## Índice

---

5.1. Introducción .....	49
5.2. Metodología.....	50
5.2. Análisis del <i>trade-off</i> .....	52

---

## 5.1 Introducción

Una vez analizado el funcionamiento del modelo virtual del EGR de baja y alta presión, se procederá a realizar el estudio de tendencias o *trade-off*.

El sistema de recirculación del EGR de baja presión suele trabajar mejor en condiciones de media carga que el sistema de EGR de alta presión, siendo capaz de reducir un mayor porcentaje de emisiones de  $NO_x$  debido, entre otras cosas, que la recirculación de los gases sufre dos procesos de enfriamiento. Por otro lado, el funcionamiento del EGR de alta presión suele ser eficaz en condiciones de alto régimen y/o plena carga.

No obstante, por contra, un factor para tener en cuenta es la temperatura con la que trabaja el compresor. Temperaturas de salida al compresor superiores a 180 °C puede dañar los materiales del compresor. A su vez, no se ha de obviar que al operar el sistema de EGR de baja presión con intercambiadores puede darse el fenómeno de la condensación del fluido, siendo esto muy perjudicial.

El funcionamiento del sistema de EGR depende en gran parte de las aperturas de la válvulas. Generalmente, los motores tienden a abrir las válvulas de EGR cuando el motor opera a bajas revoluciones, recirculando los gases de escape que favorece la reducción de emisiones de  $NO_x$ . Sin embargo, cuando el motor pretenda obtener una mayor potencia, con el fin de optimizar la combustión, cerrará las válvulas de EGR consiguiendo que el gasto de aire con el que se trabaje sea completamente limpio donde se obtendrá mejores rendimientos.

Por otro lado, para el caso de estudio del sistema de EGR de baja presión se dispone de una válvula de contrapresión (BPV) situada en el conducto de escape. Este se usa para el control de la recirculación de los gases de escape, mediante su accionamiento se pretende recircular una mayor cantidad de gases quemados al colector de admisión con el fin de obtener una mayor reducción de  $NO_x$ . Es evidente que el cierre de la válvula de contrapresión supone un aumento de presión en el conducto de escape, lo que implica un trabajo mecánico adicional, aumentando las pérdidas mecánicas del motor y el aumento del consumo específico del combustible.

## 5.2 Metodología

En el documento se va a analizar 2 casos de estudio, siendo ambos los dos casos más extremos, variando su régimen de giro y su grado de carga. Los casos de estudio que se disponen son:

- **Caso de bajo régimen y baja carga:** 1500 rpm 3 bar.
- **Caso de alto régimen y plena carga:** 3400 rpm 13 bar.

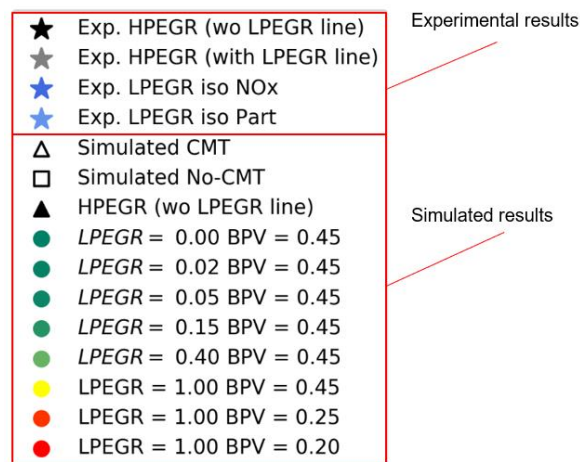


Figura 5.1: Resumen de la leyenda de las gráficas de *trade-off*

En la figura 5.1 indica el resumen de la leyenda de los distintos valores que aparecen en el análisis

- **Exp. HPEGR (wo LPEGR line):** son los datos obtenidos experimentalmente en el laboratorio cuando se empleaba únicamente el EGR de alta presión, en este caso se realizó el ensayo sin tener añadida la línea de EGR de baja presión.
- **Exp. HPEGR (with LPEGR line):** hace referencia a los resultados obtenidos experimentales cuando se trabaja únicamente con EGR de alta presión, provienen de la sala del motor, para este caso ya se le añadió la línea de EGR de baja presión.
- **Exp. LPEGR iso NO<sub>x</sub>:** consiste en obtener la misma cantidad de NO<sub>x</sub>, obtenida con el sistema de EGR de alta presión, trabajando únicamente con el EGR de baja presión. Este ensayo es interesante para analizar la relación que existe entre el EGR de alta y baja presión para la misma emisión de NO<sub>x</sub>.

- **Exp. LPEGR iso Part:** consiste en obtener la misma cantidad de emisiones de partículas, obtenidas con el sistema de EGR de alta presión, trabajando únicamente el EGR de baja presión. Este ensayo es relevante para analizar la relación que existe entre el EGR de alta y baja presión para la misma emisión de partículas; no obstante, no es clave en el estudio de este documento.

Conviene remarcar que, a diferencia de los datos obtenidos por la herramienta de modelado VEMOD, en los datos experimentales se desconoce la posición exacta de las válvulas de EGR. La posición de la válvula vendrá determinada según la potencia que se pretenda conseguir para cada determinado caso.

Las configuraciones simuladas, con la herramienta de modelado de VEMOD, son los casos "CMT" y "No-CMT". Cuyas diferencias consisten en:

- **Simulated CMT:** Esta configuración es empleada para validar el modelo de acuerdo con los datos experimentales.

El departamento de Centros de Motores Térmicos (C.M.T), con la finalidad de favorecer el recorrido del fluido en el interior del motor, desde la línea de EGR de baja presión al colector de admisión, colocó un Venturi, previo al compresor. La función de este elemento auxiliar consiste en ayudar la succión del fluido en la línea del EGR de baja presión.

Esta configuración presenta un rendimiento del intercambiador de la línea del EGR de baja presión ligeramente superior al de la configuración No-CMT. Este rendimiento del *intercooler* viene condicionado por la temperatura impuesta a la salida del intercambiador.

- **Simulated No-CMT:** En primer lugar, esta configuración se diferencia de la configuración anterior ya que en esta no se dispone del Venturi mencionado previamente.

Además, la configuración No-CMT incluye cambios en la geometría entre la salida del compresor y el colector de admisión, siendo esta más pequeña que la configuración de CMT, donde dicho conducto fue calibrado para una caída de presión de 100 mbar, a la temperatura de 172 °C, con un gasto de 560 kg/h.

Otra característica de la configuración de No-CMT consiste en que para el intercambiador de la línea de EGR de baja presión se le impuso una eficiencia del 90%. A su vez, la fricción de la línea de baja presión fue modificada para obtener una sección efectiva de 200 mm<sup>2</sup>.

Finalmente, la configuración de No-CMT se calibró para que el conducto de salida tenga una caída de presión de 1200 mbar, a la temperatura de 680 °C con un gasto de 590 kg/h.

Tal como indica la leyenda de la figura 5.1, la configuración de No-CMT es empleada únicamente para las simulaciones del sistema de EGR de baja presión. Mientras que la configuración de CMT es utilizada tanto para el sistema de EGR de baja como de alta presión.

La metodología empleada para la simulación del sistema de EGR de baja presión consistió en realizar un barrido para las distintas posiciones de las válvulas tanto la de la línea del EGR de baja presión como la de la contrapresión situada en el conducto de escape.

El mecanismo del barrido empleado se elaboró, por una lado, manteniendo abierta completamente la válvula de contrapresión del conducto escape (BPV – *Back pressure valve*) y, por otro lado, se iba abriendo progresivamente la válvula situada en la línea de EGR de baja presión hasta quedar completamente abierta. Una vez que la válvula del EGR de baja presión quedaba completamente abierta, se cerraba progresivamente la válvula de contrapresión en el conducto del escape.

Conviene aclarar que si el valor relativo de la válvula es 1 indica que está totalmente abierta; en cambio, si su valor es 0 quiere decir que está completamente cerrada.

Por último, con el motivo de poder comparar los resultados de las distintas configuraciones modeladas: la configuración de CMT, No-CMT y la de EGR de alta presión, se impuso para todas un mismo par motor. No obstante, para algunos casos de funcionamiento, ante la dificultad de imponer por parte del modelo virtual el par específico, se omitirá aquellos puntos en los que no se cumpla esta condición. Además, como interesa que el dosado relativo sea inferior a la unidad, se obviará aquellos puntos donde su dosado sea superior al estequiométrico.

Los puntos que generalmente suelen presentar una mayor dificultad por fijar el par motor o que presentan unos dosados relativos superiores al estequiométrico son los puntos que presentan unas condiciones más extremas. Esto puntos se encuentran, manteniendo abierta la válvula de la línea del EGR de baja presión, cuando la válvula de la contrapresión en el escape se encuentra parcialmente cerrada, ya que provoca al motor una mayor inestabilidad.

### **5.3 Análisis del *trade-off***

En este presente capítulo se pretende analizar las distintas tendencias obtenidas para cada variable. El objetivo de este capítulo consiste en mostrar las diferencias que existen entre el EGR de alta y el EGR de baja presión. Para ello se analizará el efecto del sistema de EGR para los resultados más importantes como el consumo específico, presiones de bombeo, temperatura en el colector de escape o el rendimiento neto indicado entre otros.

# 1. Tasa EGR

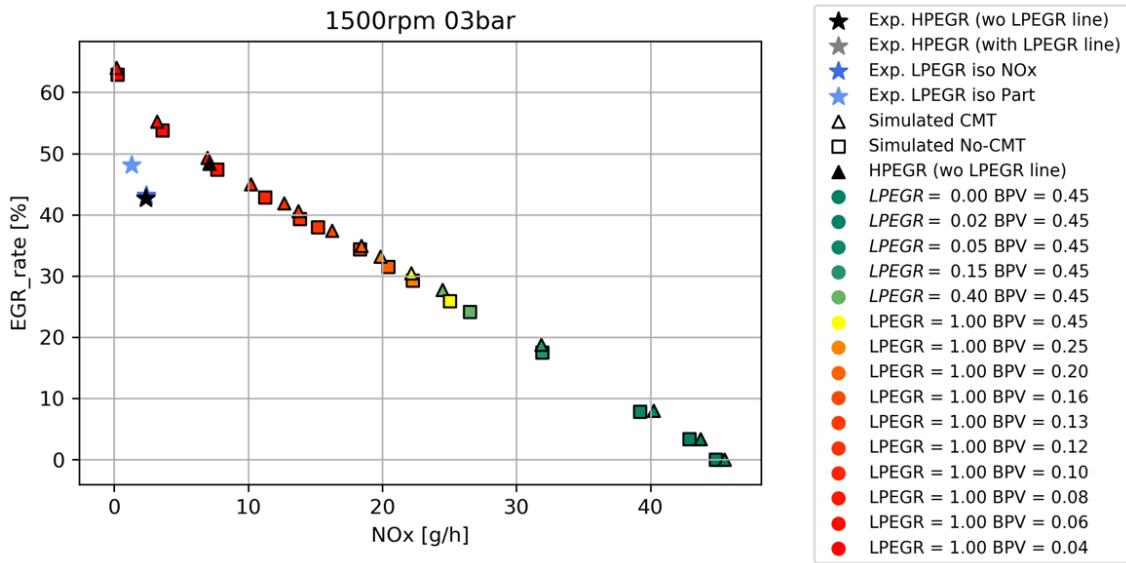


Figura 5.2: Caso de bajo régimen de giro y baja carga:  $NO_x$  vs Tasa de EGR

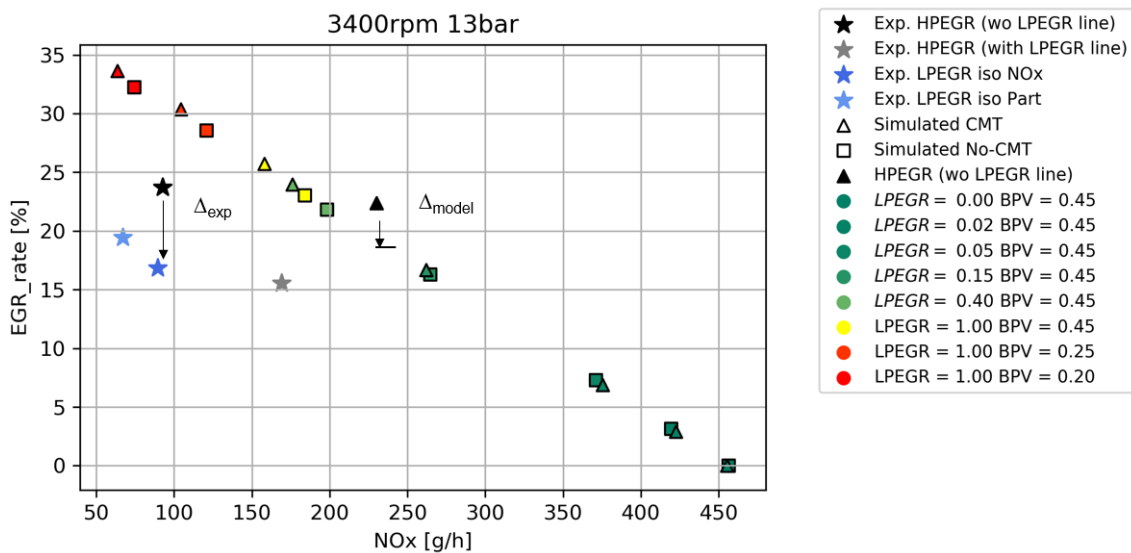


Figura 5.3: Caso de alto régimen de giro y plena carga:  $NO_x$  vs Tasa de EGR

Las emisiones de  $NO_x$  son indudablemente mayores en la medida que se aumenta el grado de carga, por este motivo el caso alto régimen y plena carga (figura 5.3) presenta unas mayores emisiones de  $NO_x$ .

La tasa de EGR aumenta en la medida que se abra la válvula de baja presión o si se recircula una mayor cantidad de gases de EGR con el cierre de la válvula de contrapresión en el conducto de escape.

En el caso de alta carga y plena carga, la simulación de HPEGR es capaz de recircular una mayor tasa de EGR, siendo la diferencia en el caso experimental de alrededor de un 10% y en el caso simulado difiere casi un 5%. En caso de baja carga (figura 5.2), la tasa de EGR no difiere.

## 2. Gasto de aire

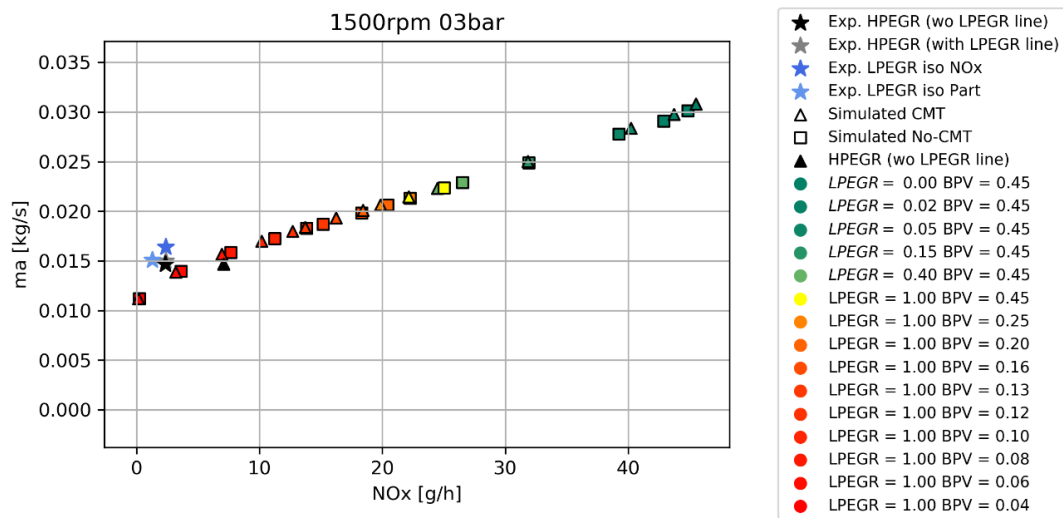


Figura 5.4: Caso de bajo régimen de giro y baja carga:  $NO_x$  vs gasto de aire

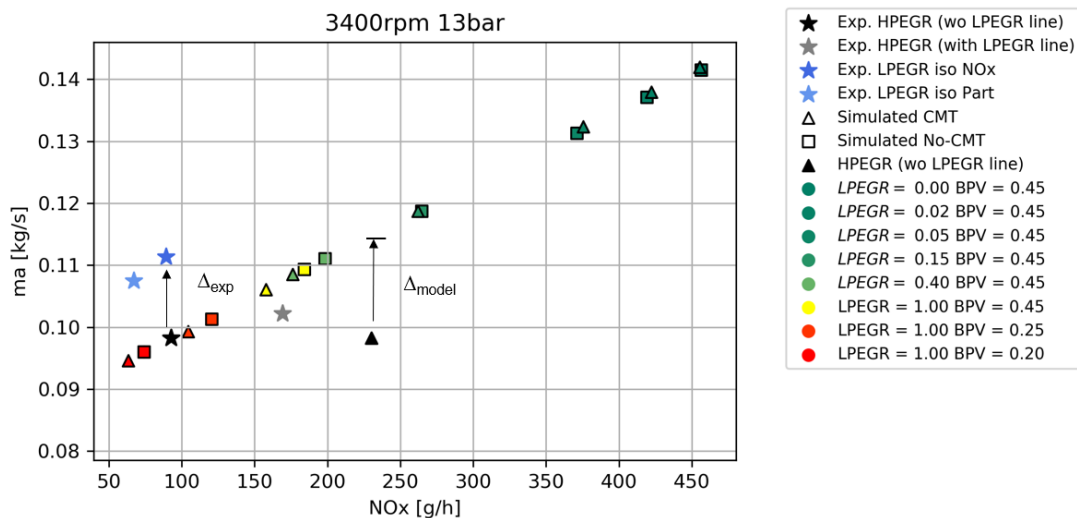


Figura 5.5: Caso de alto régimen de giro y plena carga:  $NO_x$  vs gasto de aire.

A medida que aumenta el gasto de los gases de escape que se recircula, el gasto de aire presente se siente desplazado y se reduce. Un menor gasto de aire provoca la reducción de la presencia de oxígeno que empeora el proceso de la combustión obteniendo menores rendimientos.

Con el aumento del régimen de giro o el grado de carga del motor, aumenta el gasto de combustible empleado, aumentando también el gasto de aire. En la siguiente gráfica se observará la relación que existe entre ambas, con la ayuda del dosado relativo.

El gasto de aire es mayor en LPEGR debido al enfriamiento que sufre el EGR gracias a los dos intercambiadores. Al estar los gastos a temperaturas similares, se favorece la formación de la mezcla, sin que el gasto de EGR dificulte mucho la masa admitida de aire. Operando en condiciones de bajo régimen de giro, se aprecia una buena tendencia por parte de los resultados.

### 3. Dosado relativo

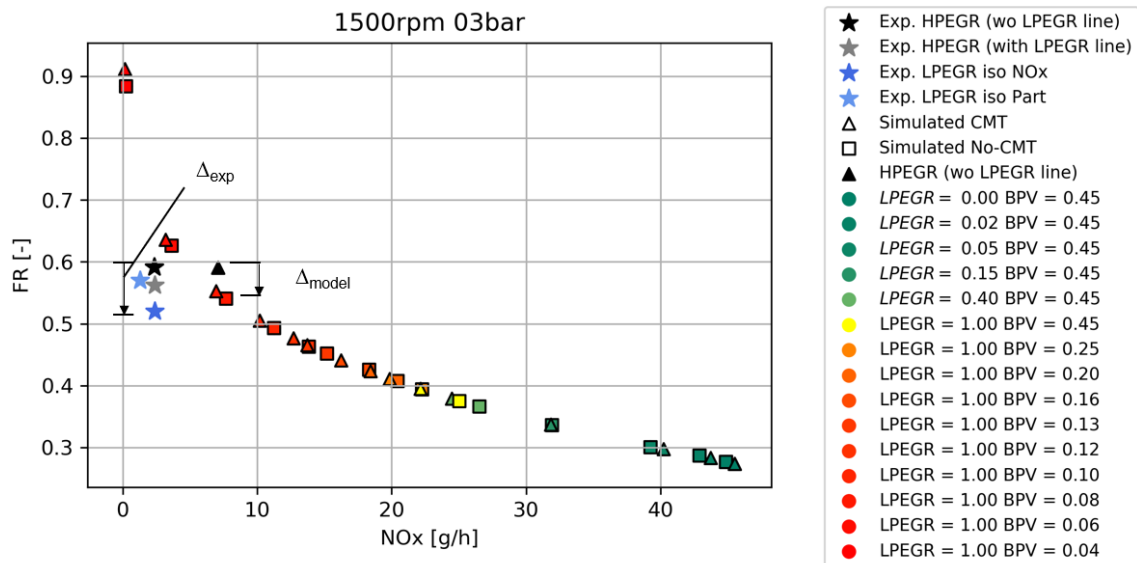


Figura 5.6: Caso de bajo régimen de giro y baja carga:  $NO_x$  vs dosado relativo.

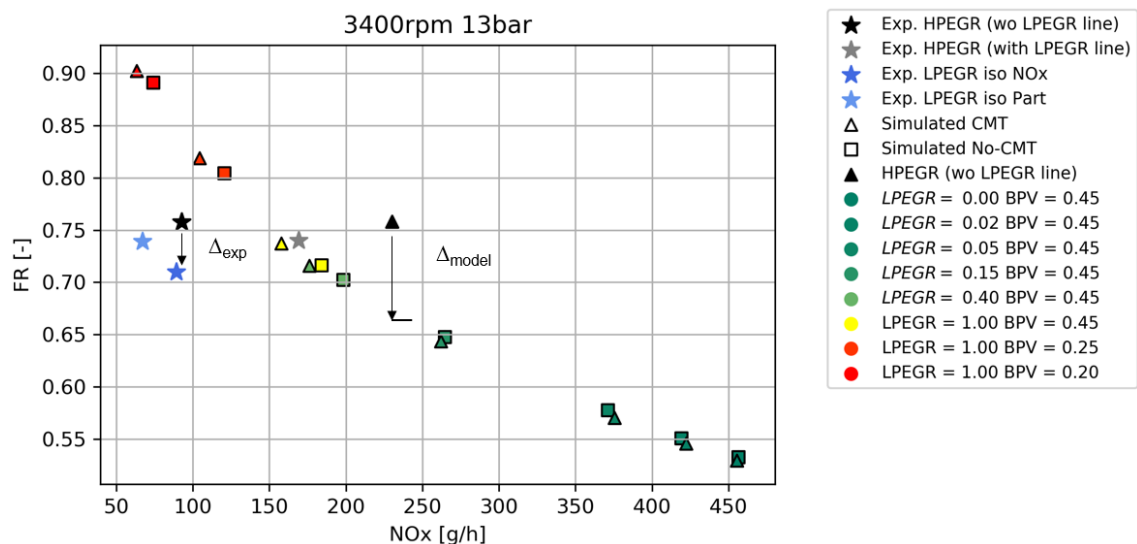


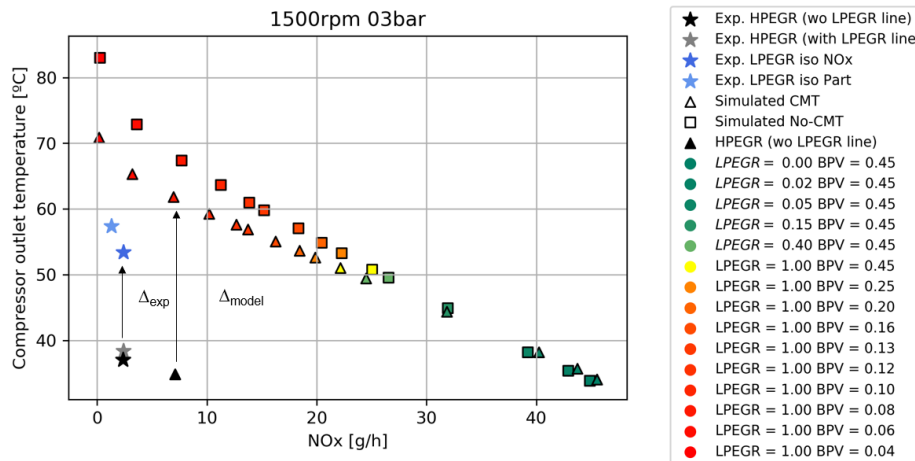
Figura 5.7: Caso de alto régimen de giro y plena carga:  $NO_x$  vs dosado relativo.

El dosado relativo aumenta si disminuye el gasto admitido de aire o si se aumenta el gasto de combustible inyectado. Al incrementar el gasto de EGR, cuando se abre la válvula del EGR de baja presión o se cierra la válvula de contrapresión al escape, el gasto de aire admitido se siente desplazado favoreciendo la obtención de dosados relativos mejores.

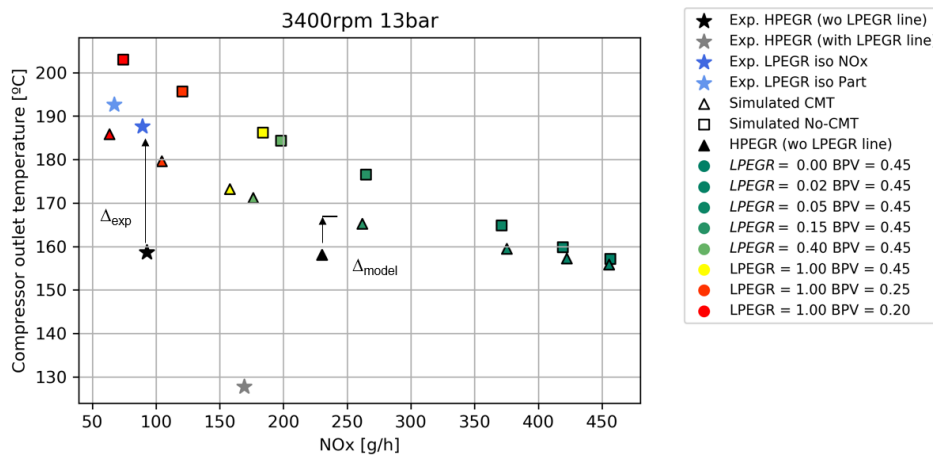
El EGR de baja presión disminuye su dosado relativo respecto al EGR de alta presión debido a que la masa de aire admitida es mayor. Es interesante observar que a medida que aumenta el grado de carga del motor, se inyecta más combustible y se admite más aire.

Se aprecia que a medida que la reacción de la mezcla se aproxima a las condiciones estequiométricas, se reduce las emisiones de  $NO_x$ .

#### 4. Temperatura a la salida del compresor



**Figura 5.8:** Caso de bajo régimen de giro y baja carga:  $NO_x$  vs temperatura a la salida del compresor



**Figura 5.9:** Caso de alto régimen de giro y plena carga:  $NO_x$  vs temperatura a la salida del compresor

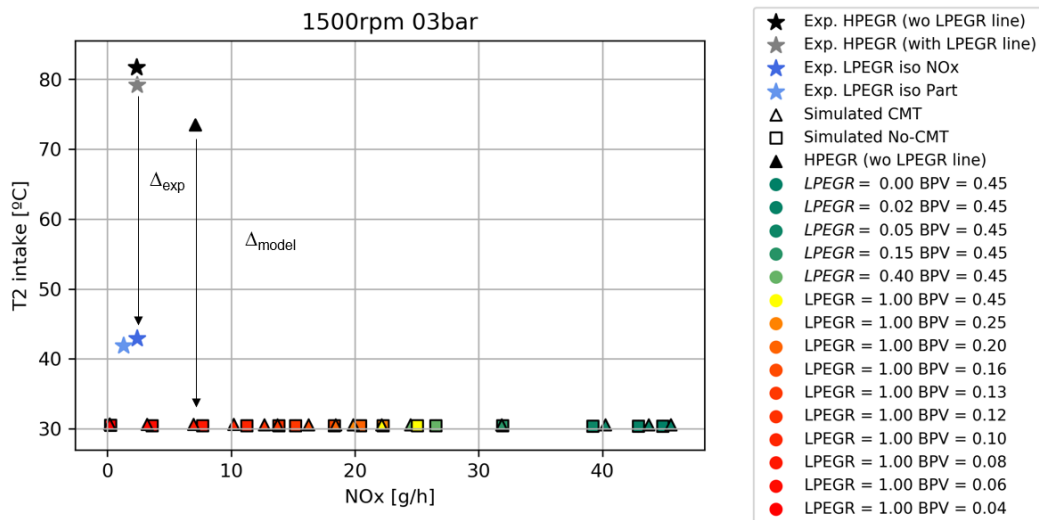
Se preveía que se opere con una mayor temperatura, en la salida del compresor, en el caso del EGR de alta presión, ya que la recirculación de los gases en el sistema de EGR de alta presión se realiza aguas arriba de la turbina.

Un factor para no obviar es la temperatura con la que salen los gases tras el paso por el compresor. Los materiales del compresor pueden dañarse si operan con temperaturas superiores a 180 °C. Por este motivo se descartaría directamente varios puntos de operación que aparecen en la figura 5.9. Estas elevadas temperaturas de funcionamiento provocan un exceso de tensiones en el compresor que pueden llegar a dañarlo.

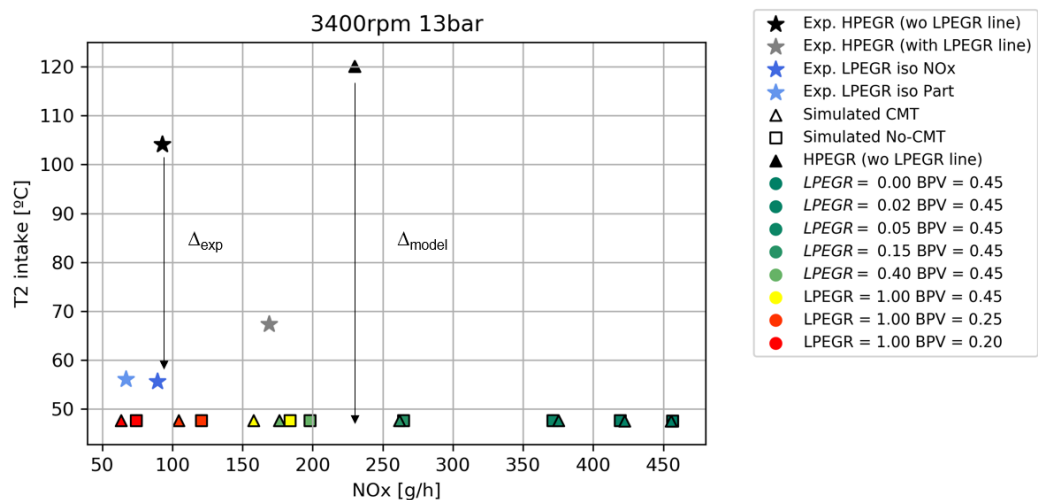
La temperatura difiere entre las distintas configuraciones de simulado con EGR de baja presión debido a la eficiencia del intercambiador en la línea de EGR de baja presión. Mientras que en la configuración No-CMT se impuso una eficiencia del 90%, en la configuración de CMT la eficiencia es obtenida de acuerdo con la temperatura a la salida del del intercambiador. Siendo finalmente la eficiencia de la configuración de CMT ligeramente superior, consiguiendo una mayor refrigeración por parte del fluido.



## 5. Temperatura en el colector de admisión



**Figura 5.10:** Caso de bajo régimen de giro y baja carga:  $NO_x$  vs temperatura en el colector de admisión.



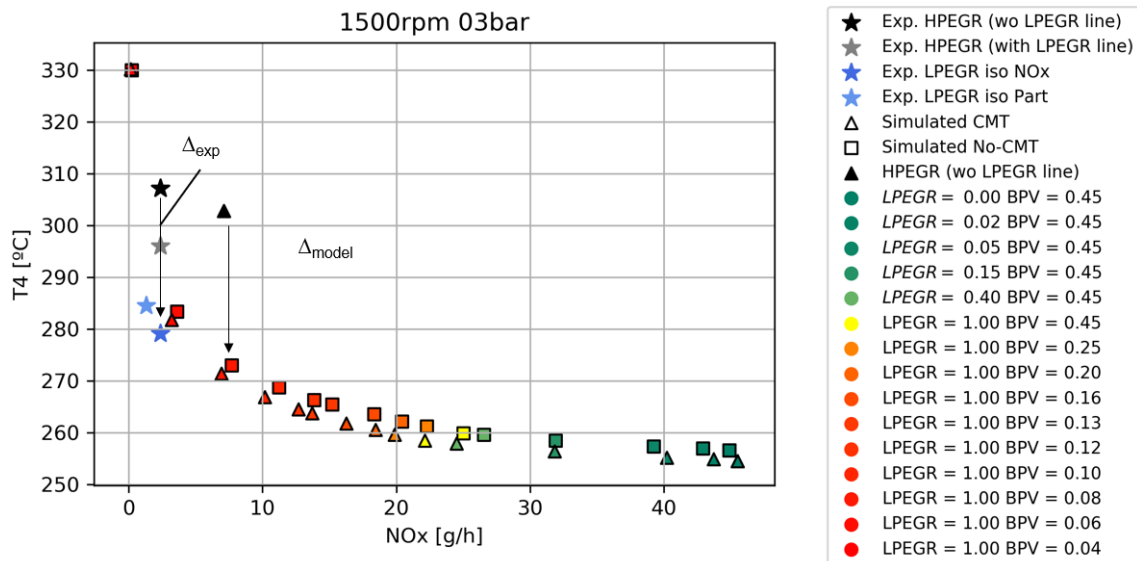
**Figura 5.11:** Caso de alto régimen de giro y plena carga:  $NO_x$  vs temperatura en el colector de admisión.

La línea de EGR de baja presión, al pasar los gases de EGR por dos intercambiadores, presentan una menor temperatura en el colector de admisión que el sistema de EGR de alta presión. Esta posibilidad de reintroducir los gases con una temperatura inicial menor permite obtener una temperatura final menor, por lo que ralentizaría la formación de NO térmico, reduciendo las emisiones de  $NO_x$ .

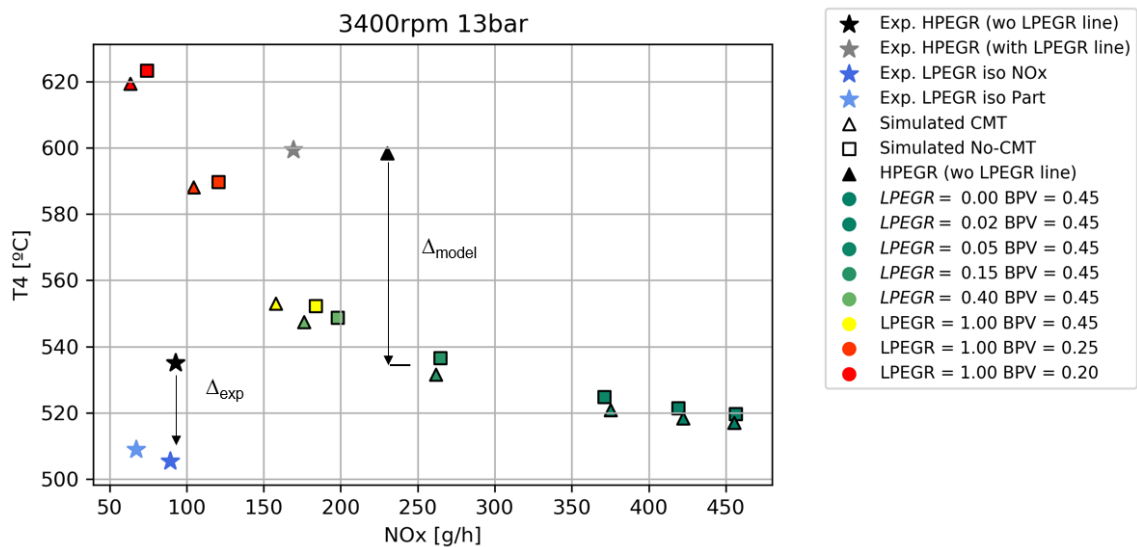
La temperatura de admisión tiende a aumentar en la medida que aumente la tasa de EGR. No obstante, en el colector de admisión se aprecia más su valor debido a las altas temperaturas que tiene el EGR de alta presión; en cambio, apenas varía su temperatura del colector de la admisión para el sistema de LPEGR debido a que la temperatura del EGR es inferior (ver ec. 2.27).

La diferencia es importante entre el empleo del sistema de EGR de alta y de baja presión, cuya diferencia crece a medida que aumentan el grado de carga del motor.

## 6. Temperatura en la salida de la turbina



**Figura 5.12:** Caso de bajo régimen de giro y baja carga:  $NO_x$  vs temperatura a la salida de la turbina.

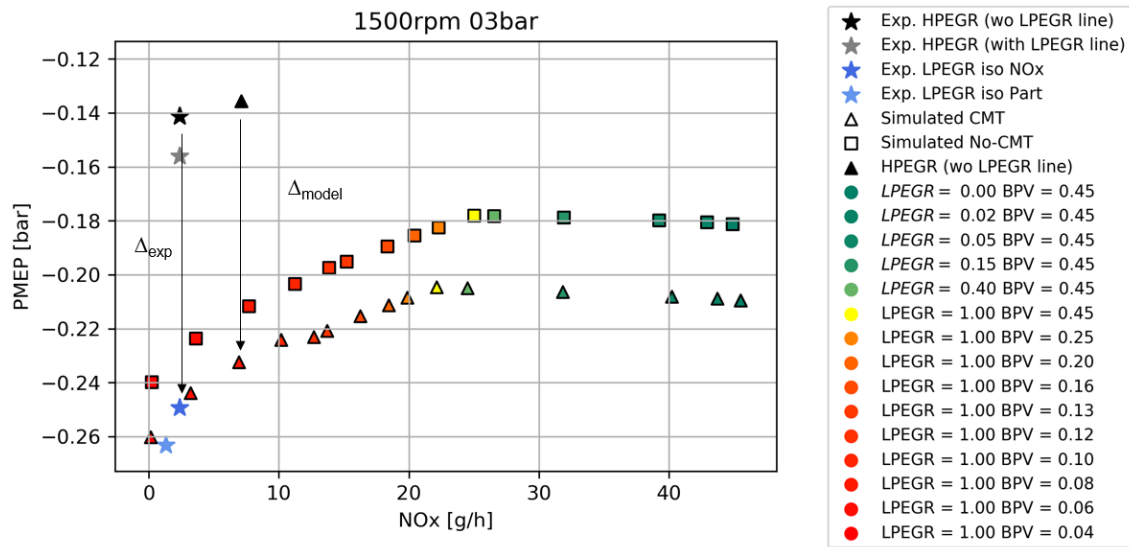


**Figura 5.13:** Caso de alto régimen de giro y plena carga:  $NO_x$  vs temperatura a la salida de la turbina.

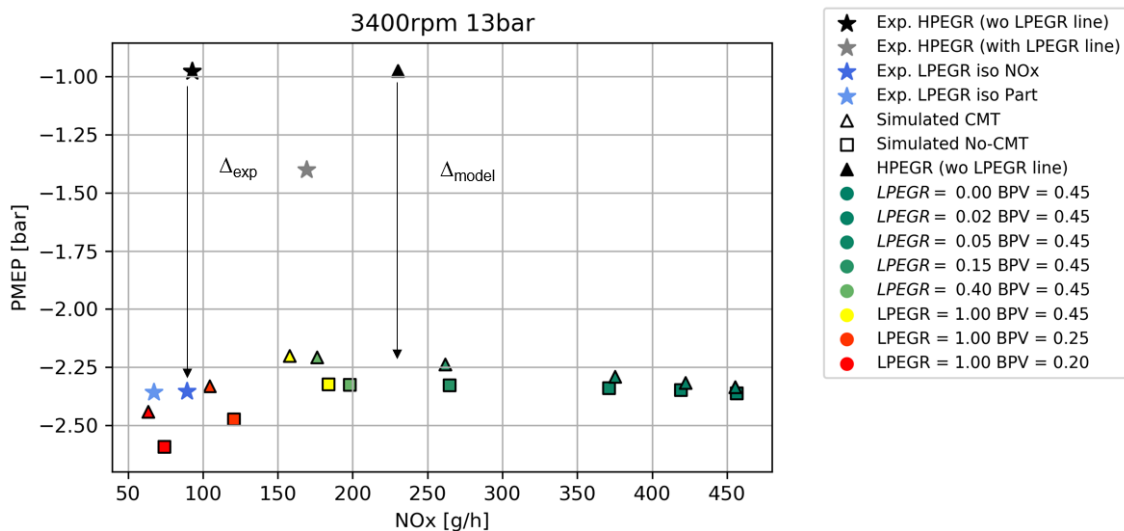
Es evidente que al operar con una mayor temperatura por parte del sistema del EGR de alta presión, obtenga temperaturas mayores a la salida de la cámara de combustión. Es importante observar las temperaturas con las que trabaja la turbina ya que una temperatura excesiva podría dañarla.

Por último, se observa que un aumento de la tasa de EGR provoca un aumento de la temperatura en la salida de la cámara. Ese aumento puede llegar hasta los 100 °C, en el caso del de plena carga (figura 5.13).

## 7. Presión media de bombeo



**Figura 5.14:** Caso de bajo régimen de giro y baja carga:  $NO_x$  vs presión media de bombeo



**Figura 5.15:** Caso de alto régimen de giro y plena carga:  $NO_x$  vs presión media de bombeo

Uno de los efectos negativos del empleo del sistema de EGR de baja presión consiste en que incrementa la presión media de bombeo. Además, dicha presión aumenta en la medida en que se vaya cerrando la válvula de contrapresión ya que, al trasegar un mayor gasto de EGR, se necesita una mayor potencia para llevar a cabo el proceso de la renovación de la carga.

En cuando a los distintas configuraciones simuladas, se observa que el efecto del Venturi, en la configuración de CMT, es capaz de reducir en 200 mbar la presión media de bombeo cuando se opera a plena carga (figura 5.15). No obstante, el efecto del Venturi es perjudicial cuando se trabaja a bajo régimen de giro (figura 5.14).

## 8. Presión media indicada

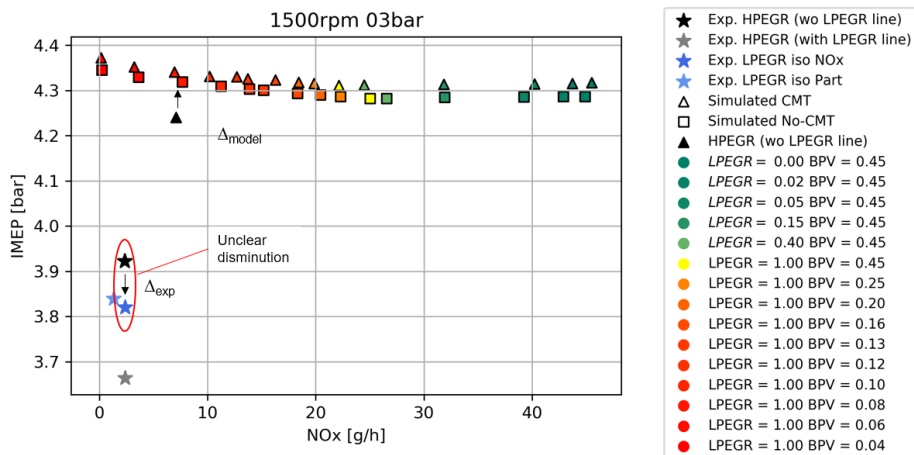


Figura 5.16: Caso de bajo régimen de giro y baja carga:  $NO_x$  vs presión media indicada.

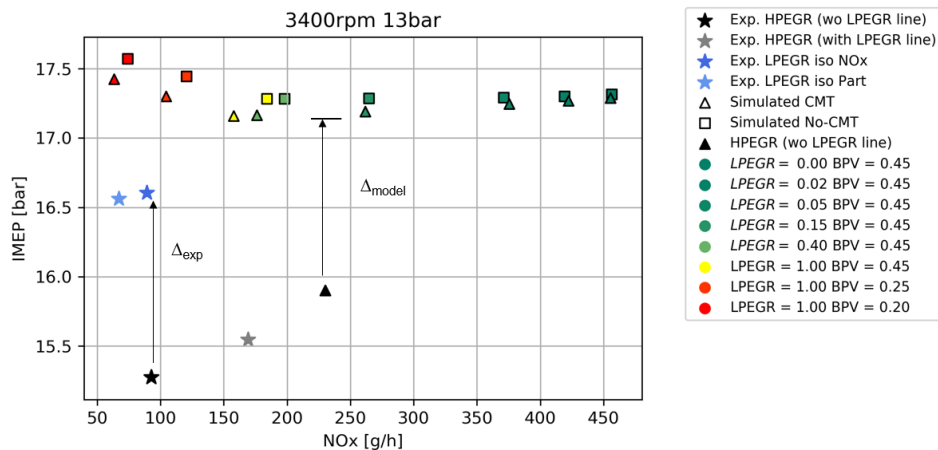


Figura 5.17: Caso de alto régimen de giro y plena carga:  $NO_x$  vs presión media indicada.

El sistema de EGR se ha llevado a cabo manteniendo el par del motor constante. Por lo que el aumento de la presión de bombeo vendrá compensado por el incremento de la presión media indicada. Por tanto, para poder analizar la idoneidad del sistema de EGR de empleado será necesario analizar el rendimiento neto indicado obtenido.

Existe una discrepancia en el caso de bajo régimen y baja carga entre la relación que existe entre la presión media indicada (figura 5.16) y la presión media de bombeo (figura 5.14). En el caso experimental de baja carga debería disponer una mayor presión media indicada, ya que presenta de una mayor presión de bombeo; no obstante, se observa que para este caso no se compensa el respectivo aumento de la presión media de bombeo. Esta discrepancia se debe fundamentalmente que, al funcionar el motor a baja carga, existe una mayor incertidumbre a la hora de realizar las mediciones experimentales.

Por último, como consecuencia de tener de un menor dosado, que favorece el proceso de combustión, y una menor temperatura en la cámara, motivo por el cual se reduce la transmisión de calor, el sistema de EGR de baja presión dispone de una mayor de la presión media indicada que el sistema de EGR de alta presión.

## 9. Rendimiento indicado

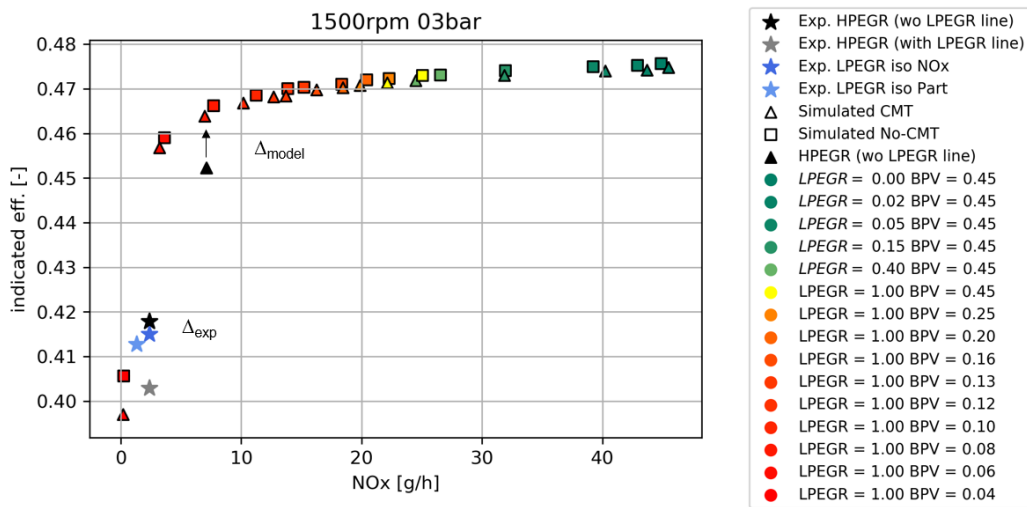


Figura 5.18: Caso de bajo régimen de giro y baja carga:  $NO_x$  vs rendimiento indicado

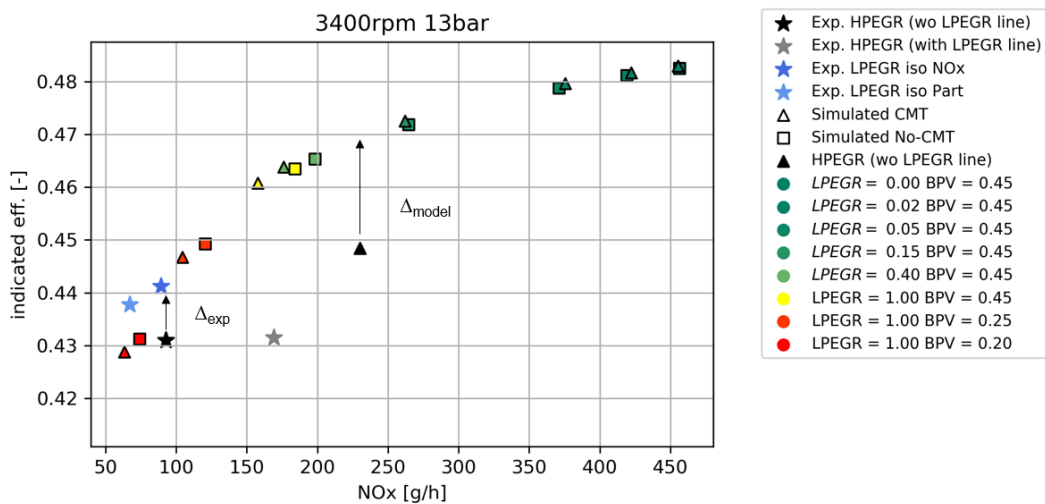


Figura 5.19: Caso de alto régimen de giro y plena carga:  $NO_x$  vs rendimiento indicado.

El uso del sistema EGR ayuda a reducir las emisiones de  $NO_x$ , a costa de sacrificar rendimiento por parte del motor. En las gráficas se observa que si la válvula de EGR se encuentra cerrada el rendimiento es máximo. En la medida que aumento la recirculación de los gases de escape, aumenta la tasa de EGR, obteniendo una mayor reducción emisiones de óxido de nitrógeno, sacrificando la potencia efectiva del motor.

Es ligeramente superior el rendimiento indicado del EGR de baja presión (figura 5.18) como consecuencia de tener un menor dosado y una menor temperatura en la cámara que el sistema de EGR de alta presión. Como se menciona previamente, el rendimiento experimental del EGR de baja presión (figura 5.18) contiene una incertidumbre en su medida ya que mantiene las tendencias obtenidas para otros casos.

## 10. Rendimiento neto indicado

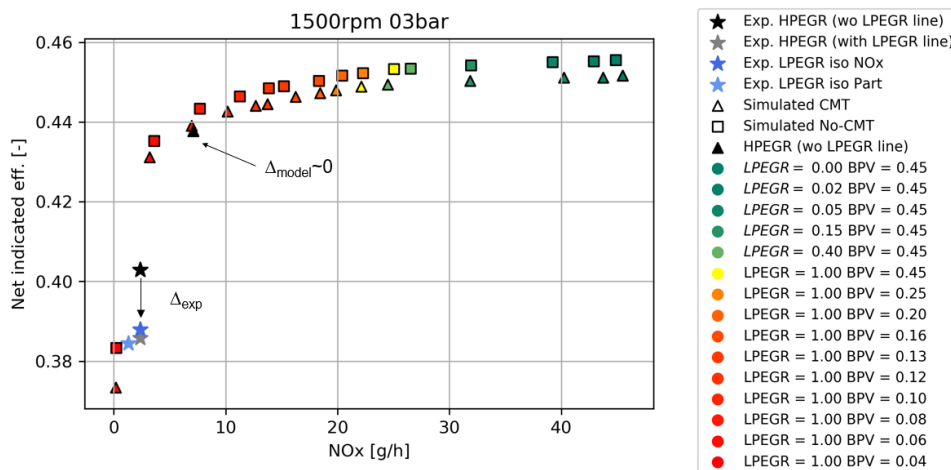


Figura 5.20: Caso de bajo régimen de giro y baja carga:  $NO_x$  vs rendimiento neto indicado.

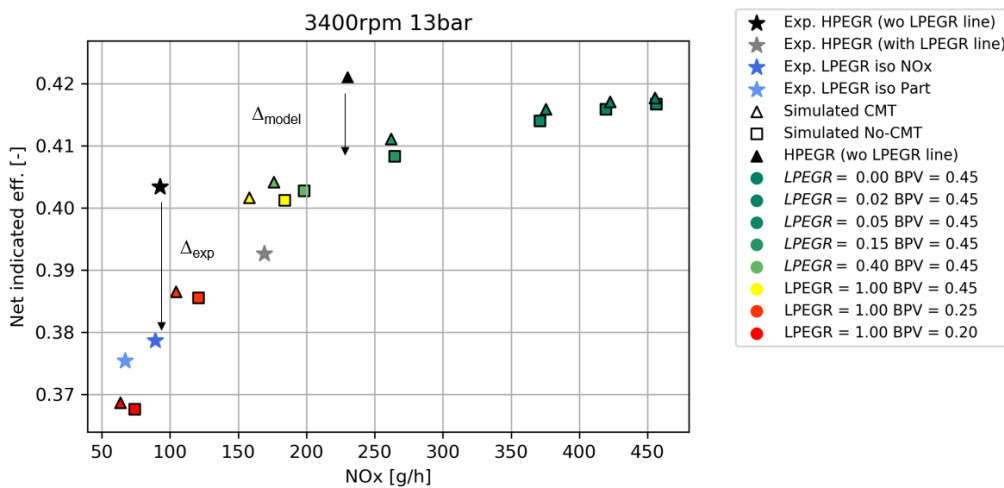


Figura 5.21: Caso de alto régimen de giro y plena carga:  $NO_x$  vs rendimiento neto indicado.

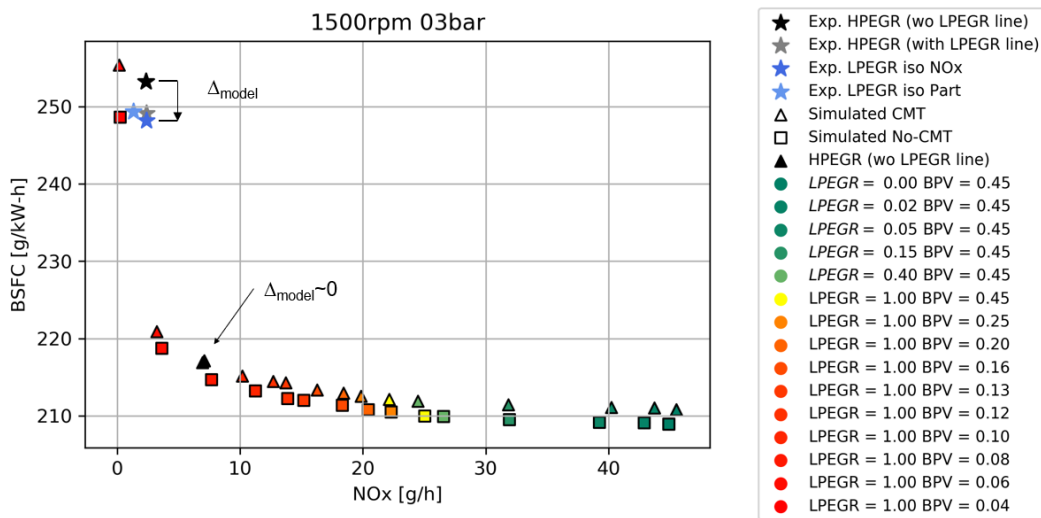
El rendimiento neto indicado se entiende como la suma entre el rendimiento indicado y el de bombeo. Interesa estudiar este parámetro para analizar cómo se compensa el trabajo indicado con el aumento del trabajo de bombeo.

El caso expuesto de bajo régimen de giro y baja carga (figura 5.20), obviando el parámetro experimental teniendo en cuenta lo mencionado previamente, obtiene una mejor prestación por parte del sistema de EGR de baja presión. En cambio, el uso del sistema de EGR de alta presión se justificaría para el caso de alto régimen y plena carga (figura 5.21) ya que es superior.

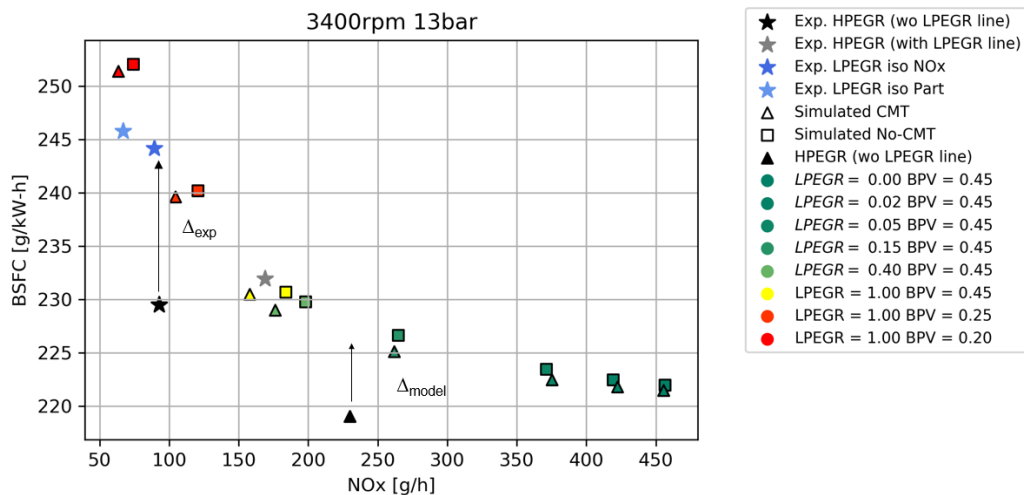
Además, la ventaja que presenta el uso del sistema del EGR de baja presión, gracias al ayuda de elementos auxiliares como la válvula de contrapresión al escape, es capaz de forzar al motor para reducir en una mayor medida las emisiones de  $NO_x$ .

Por último, el efecto del Venturi, empleado en la configuración CMT, es perjudicial cuando se opera en condiciones de bajo régimen (figura 5.20).

## 11. Consumo específico



**Figura 5.22:** Caso de bajo régimen de giro y baja carga:  $NO_x$  vs consumo específico.



**Figura 5.23:** Caso de alto régimen de giro y plena carga:  $NO_x$  vs consumo específico.

En primer lugar, como se vio en el capítulo anterior, el par de funcionamiento del motor virtual, respecto de los resultados experimentales, tiende a sobreestimar el par. Por lo que el consumo específico simulado tiende a ser ligeramente inferior respecto del experimental.

El sistema de EGR aumenta el gasto específico ya que empeora el proceso de combustión. En el caso de bajo régimen de giro (figura 5.22), el consumo específico por el uso del sistema de EGR de baja presión es ligeramente inferior: al estar operando con bajas de condiciones de carga apenas se aprecia. Por otro lado, al operar a plena carga (figura 5.23) se recomienda emplear el sistema de EGR de alta presión, en lugar del sistema de EGR de baja presión, ya que necesita de un menor consumo específico.

Por último, entre las distintas simulaciones de CMT y No-CMT, se observa que gracias a la reducción por pérdidas de bombeo la configuración CMT es capaz de reducir alrededor de 2 g/kWh cuando se opera a las condiciones de la figura 5.23.

## Índice

---

6.1. Conclusiones .....	64
-------------------------	----

---

### 6.1 Conclusiones

El contenido de este Trabajo Fin de Grado comienza delimitando el marco teórico del funcionamiento de los motores Diesel donde se expone una descripción detallada de los parámetros más relevantes de los motores de encendido por compresión.

Con el paso de las décadas, gracias a un respaldo generalizado por un mayor apoyo por parte de la sociedad, las normativas de las emisiones contaminantes de los motores Diesel son cada vez más estrictas, más concretamente si se refiere a las emisiones de óxidos de nitrógeno y partículas. Por este motivo los motores Diesel se encuentran ante la necesidad de encontrar nuevas formas para reducir dichas emisiones. Lograr este objetivo mediante ensayos experimentales conllevaría realizar un coste importante por parte del equipo de investigación. De ese modo se plantea la necesidad de llevar a cabo estos ensayos con la ayuda de herramientas de modelado.

La herramienta teórica empleada para llevar a cabo esta pretensión es mediante la herramienta de modelado VEMOD, desarrollada por el CMT – Motores Térmicos. Se empleó esta herramienta para construir un motor Diesel virtual. Una de las conclusiones de este documento consistió en validar el funcionamiento de motor virtual. La metodología que se empleó consistió en imponer las condiciones al cierre en la válvula de admisión, para observar la respuesta por parte del motor.

Una vez validado se extrajeron las siguientes consideraciones:

- Existe una buena relación entre las tendencias obtenidas tanto por parte del EGR de alta como el EGR de baja presión respecto de los resultados experimentales y simulados. Además, la incertidumbre en la medida de los resultados experimentales aumenta cuando se realiza a baja carga.
- Los resultados modelados tienden a sobreestimar ligeramente el par del motor virtual. Esto entre otras cosas llevará a obtener un gasto específico ligeramente inferior.



- A pesar de que las tendencias de las emisiones de  $NO_x$  presentan las mismas correlaciones tanto los sistemas de EGR simulado y el experimental, existe una sobrestimación importante por parte del sistema simulado. Por consiguiente, como con el resto de los parámetros la relación es consistente, no se consideró relevante recalibrar el modelo ya que interesa únicamente analizar, más que el valor absoluto, la variación relativa de los distintos resultados.

Ante la continua demanda por parte del mercado del sector de la automoción por reducir, entre otros contaminantes, las emisiones de  $NO_x$ , se pretende analizar el efecto de dichas emisiones con el empleo de sistemas de EGR de alta y de baja presión. Además, en el sistema de EGR de baja presión se cuenta con la ayuda de la válvula de contrapresión en el conducto de escape con la finalidad de recircular una mayor cantidad de gases de EGR.

Las conclusiones que se obtienen de estos resultados son las siguientes:

- Operando en condiciones de baja carga el motor Diesel consume un menor gasto específico si se emplea el sistema de EGR de baja presión que el EGR de alta presión. No obstante, se recomienda el uso del EGR de alta presión para situaciones de alto régimen del giro y plena carga.
- Se obtiene que la configuración de CMT, que entre otras cosas tiene un Venturi a la salida de la línea de LPEGR, tiene un consumo específico ligeramente inferior a la configuración de No-CMT cuando opera a alto régimen. No obstante, el uso del Venturi afecta negativamente a la presión media de bombeo cuando opera en condiciones de muy baja carga.



# Presupuesto

## Índice

---

1.	Introducción .....	67
2.	Cuadro de precios .....	67
3.	Unidades de obra .....	69
4.	Mediciones.....	70
5.	Presupuesto final.....	71

---

## 1. Introducción

El presente documento forma parte de un gran proyecto donde se ha dedicado bastante trabajo y tiempo. Además, queda excluido del alcance del presupuesto costes que han sido imprescindibles para la elaboración de este documento, así como la toma de medidas de la sala de ensayos del motor, la utilización de herramienta Calmec donde se obtiene, entre otras cosas, las leyes de combustión. Estos costos quedan excluidos de este documento ya que forman parte de otros proyectos donde quedarán reflejados en sus respectivos presupuestos.

Por lo tanto, el presupuesto de este proyecto comprende especialmente la gestión de la mano de obra y la amortización de los equipos empleados.

## 2. Cuadro de precios

Por un lado, una parte importante para la elaboración de este proyecto ha sido la mano de obra. El equipo de trabajo ha estado constituido por:

- **Doctor en Ingeniería Industrial:** Es precisamente el tutor de este Trabajo Fin de Grado (TFG). Su función consistía en llevar a cabo la planificación de las tareas para alcanzar los diversos objetivos y la supervisión de la correcta realización de las tareas propuestas.
- **Doctorando asistente en investigación:** Su papel ha sido esencial para la elaboración del proyecto. Por un lado, gracias a su gran dominio de la herramienta teórica VEMOD, su trabajo consistía en ajustar el modelo del motor virtual para obtener resultados con la mayor precisión posible. Por otro lado, se encargaba de depurar los datos experimentales para que puedan ser posteriormente tratados.

- **Estudiante en prácticas:** Es el autor de este documento. Su papel ha consistido en validar una parte muy concreta del motor virtual.  
Por otro lado, este es el campo donde se le ha dedicado un mayor número de horas, ha consistido en centralizar todos los resultados obtenidos de VEMOD y los valores experimentales con la idea de graficar dichos resultados. En primer lugar, ha sido necesario aprender las nociones teóricas del funcionamiento de un nuevo lenguaje de programación y, por consiguiente, elaborar un código informático, mediante Python, donde depure la gran cantidad de información que se recibe.

En la tabla 1 se refleja el desglose de horas invertidas, el coste y el importe final las personas involucradas en este proyecto, así como el coste final de la mano de obra.

RECURSOS HUMANOS			
Ref.	Unidad	Descripción	Coste unitario (€/h)
RH_Dr	h	Doctor en Ingeniería Industrial	50
RH_DOC	h	Doctorando asistente en investigación	40
RH_Pr	h	Estudiante en prácticas	10

**Tabla 1:** Cuadro precios de los recursos humanos.

En cuanto al costo de los materiales empleados se trata únicamente de equipos informáticos cuyo coste está compuesto por el pago de las licencias de los programas informáticos y los ordenadores empleados.

#### Software

- **MathWorks MATLAB 2019b.** Herramienta empleada para obtener los resultados de los ensayos experimentales
- **Visual Studio Code.** Herramienta empleada para tratar los resultados obtenidos en VEMOD. No obstante, su uso es completamente gratuito.
- **Microsoft Office 365.** Los ficheros Excel contenían la información que analizaba el programa y donde se volcaba los resultados de VEMOD
- **VEMOD.** Es la herramienta teórica empleada para analizar el rendimiento del motor virtual. Al estar desarrollada por el mismo CMT – Centro de Motores Térmicos, no supone un gasto adicional a la realización del proyecto.

#### Hardware

- **Ordenador ASUS.** Modelo X556UJ con procesador Intel Core i7-6500U CPU @ 2500GHz con 8GB de memoria RAM con el sistema operativo Windows 10.

La tabla 2 describe el coste de uso que ha supuesto el uso del material para este proyecto.

EQUIPO INFORMÁTICO					
Ref.	Unidad	Descripción	Coste unidad (€)	Amortización	Coste unitario (€/h)
EI_Matl	H	Licencia Matlab	1500	1 año	0.174
EI_Off	H	Microsoft Office 365	100	1 año	0.011
EI_PC	H	Ordenador ASUS	600	4 años	0.018

**Tabla 2:** Cuadro precios del equipo informático.

### 3. Unidades de obra

Se procederá a determinar a calcular el precio de cada unidad obra, compuesta por la validación del funcionamiento del motor virtual y la programación del código para el análisis de los datos. Se ha tenido en cuenta un coste directo complementario para cada unidad de obra del 3% ya que hay gastos que supone la realización de las tareas como el consumo de electricidad, luz o incluso la necesidad que para momentos puntuales se requiera consejo de otros investigadores del CMT – Motores Térmicos.

- La unidad de obra UO-01 considera la tareas de validación del EGR del motor.

Ref.	Unidad	Descripción	Rendimiento	Precio (€/h)	Importe (€)	
UO-01	H	Tarea de validación				
	<b>Coste vinculado a la tarea de validación del EGR del motor virtual</b>					
RH_Dr	H	Doctor en Ingeniería Industrial	0.3	50	15	
RH_DOC	H	Doctorando asistente en investigación	1	40	40	
RH_Pr	H	Estudiante en prácticas	1	10	10	
EI_Off	H	Microsoft Office 365	1	0.011	0.011	
EI_PC	H	Ordenador ASUS	1	0.018	0.018	
%	%	Coste directos Complementarios	0.03	45.029	1.35	
		Coste directos			66.38	
		%	Coste indirectos	0.02	66.38	1.33
		<b>Coste total</b>			<b>67.71</b>	

**Tabla 3:** Unidad de obra de la tarea de la validación de EGR

- La unidad de obra UD-02 desglosa los costes necesarios para la programación del código para tratar la información.

Ref.	Unidad	Descripción	Rendimiento	Precio (€/h)	Importe (€)	
UO-02	h	Tarea de programación				
	Coste vinculado al desarrollo de un código Python que pueda graficar los resultados obtenidos por VEMOD.					
RH_Dr	h	Doctor en Ingeniería Industrial	0.1	50	5	
RH_DOC	h	Doctorando asistente en investigación	0.2	30	6	
RH_Pr	h	Estudiante en prácticas	1	10	10	
EI_Off	h	Microsoft Office 365	1	0.011	0.011	
EL_Matl	h	Licencia Matlab	0.1	0.174	0.0174	
EI_PC	h	Ordenador ASUS	1	0.018	0.018	
%	%	Coste directos Complementarios	0.03	21.046	0.63	
		Coste directos			21.68	
		%	Coste indirectos	0.02	21.68	0.43
		<b>Coste total</b>			<b>22.11</b>	

**Tabla 4:** Unidad de obra de la tarea de programación

## 4. Mediciones

Se estima que el tiempo requerido para la elaboración de este proyecto correspondería a 300 horas de trabajo, que equivalen a los 12 ECTS necesarios para realizar el Trabajo Fin de Grado. De los cuales el 70% del tiempo se dedicó a programar un código para el análisis de resultados y el 30% restante a validar del EGR del motor.

## 5. Presupuesto final

Ref.	Unidad	Descripción	Rendimiento (h)	Precio (€/h)	Importe
UD-01	h	Tarea de validación	120	67.71	8,125.20 €
UD-02	h	Tarea de programación	180	22.11	3,979.80 €

<b>Presupuesto de Ejecución del Material</b> .....	12 105 €
Gastos Generales 13% .....	1 573.65 €
Beneficio Industrial 6% .....	726.30 €
<b>Presupuesto de Ejecución por Contrata</b> .....	14 404.95 €
IVA 21% .....	3 025.04 €
<b>Presupuesto base de licitación</b> .....	17 429.99 €

El presupuesto final de este presente trabajo asciende a la cantidad de:

**DIECISIETE MIL CUATROCIENTOS VEINTINUEVE EUROS CON NOVENTA Y NUEVE  
CÉNTIMOS**





# Bibliografía

- [1] Bondia Romero, L (2019). *Modelado de ciclos de homologación mediante un motor virtual*. Trabajo Fin de Máster. Valencia: Universidad Politécnica de València, <[https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/125160/23823473G\\_TFM\\_1563345947\\_1341370490372600158772.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/125160/23823473G_TFM_1563345947_1341370490372600158772.pdf?sequence=1&isAllowed=y)>
- [2] F. Payri y J. M. Desantes (2014). *Motores de combustión interna alternativos*. Reverté: 4ª edición.
- [3] Imagen extraída de la página web: <<http://enter1107.blogspot.com/2010/01/motores-diesel-y-otto-comparacion.html>>
- [4] Asignatura: *Máquinas Térmicas*. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. Impartida en el Grado de Tecnologías Industriales de la Universidad Politécnica de Valencia.
- [5] Álvarez Flórez, J.A (2010). *Motores alternativos de combustión interna*. Editorial: Universidad Politécnica de Cataluña. <<http://hdl.handle.net/2099.3/36805>>
- [6] Organización Mundial de la Salud. *¿De qué manera la disminución de la cantidad de automóviles que circulan en una gran ciudad reduce la contaminación atmosférica urbana y ejerce un efecto beneficioso sobre la salud y el bienestar de sus habitantes?* <[https://www.who.int/phe/health\\_topics/outdoorair/databases/public\\_health\\_policy/es/index3.html](https://www.who.int/phe/health_topics/outdoorair/databases/public_health_policy/es/index3.html)> [Consulta: 30 de mayo de 2020]
- [7] Campos Navarro, D (2016). *Estudio de las emisiones de escape en motores de combustión interna alternativos utilizando diferentes sistemas de control de contaminantes*. Tesis doctoral. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia. <<http://hdl.handle.net/10251/64066>>
- [8] García Sarmiento, D (2016). *Aportación al modelado de emisiones y consumo basado en la señal de presión en el cilindro en motores Diesel*. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. <<https://riunet.upv.es/handle/10251/62184>>
- [9] Sellés Tomás, J.M (2018). *Optimización teórica de la ley de combustión de un motor Diésel bajo diferentes estrategias innovadoras*. Trabajo Fin de Máster. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia. <<http://hdl.handle.net/10251/108128>>

- [10] Zapata Pemberthy, L (2010). *Caracterización de los Procesos de Inyección – Combustión Diesel Mediante Visualización y Procesado Digital de Imágenes*. Tesis doctoral. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia. <<https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/8192/tesisUPV3256.pdf>>
- [11] Rovira de Anronio, A.J y Muñoz Domínguez (2015), M. *Motores de combustión Interna*. UNED: Universidad Nacional de Educación a Distancia.
- [12] Molina, Santiago. *Influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en un motor Diesel*. Editorial: Reverte.
- [13] Soler Muniesa, J.A (2016). *Análisis de la combustión de sistemas de recirculación de gases de Alta y Baja presión sobre el comportamiento de un motor Diésel sobrealimento*. Tesis doctoral. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia. <<http://hdl.handle.net/10251/4782>>
- [14] Molina, S. (2003). *Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de los gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor diese de 1.8 litros de cilindrada*. Tesis doctoral. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.
- [15] Plá Moreno, B. (2009). *Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores diésel sobrealimentados*. Tesis doctoral. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia. <<http://hdl.handle.net/10251/4782>>
- [16] Vera García, F. (2004). *Efecto de la recirculación del gas de escape en el proceso de la renovación de la carga en motores sobrealimentados*. Tesis doctoral. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia. <<http://hdl.handle.net/10251/62276>>
- [17] Martín Díaz, J.; Arnau Martínez, FJ.; Piqueras Cabrera, P.; Auñón García, Á. (2018). *Development of an Integrated Virtual Engine Model to Simulate New Standard Testing Cycles*. SAE Technical Papers. [doi:10.4271/2018-01-1413](https://doi.org/10.4271/2018-01-1413)

# Lista de Figuras

2.1	Encendido de la mezcla por MEC (izquierda) y MEP (derecha) [3] .....	6
2.2	Fases de un motor de 4T [4] .....	7
2.3	Mapa paramétrico del consumo específico de un MEC (izquierda) y MEP (derecha) [4] .....	11
2.4	Diagrama P-V a 3000 rpm.....	11
2.5	Distribución del ciclo termodinámico teórico (izquierda) y real (derecha) [9].....	17
2.6	Evolución de la combustión de un motor Diesel [12].....	19
2.7	Tipos de cámara de combustión: inyección directa (izquierda) e inyección indirecta (derecha) [5] .....	21
2.8	Flujo del gasto de un EGR de alta presión [13] .....	24
2.9	Clasificación de los tipos de EGR [16] .....	26
3.1	Simplificación del motor de la sala.....	31
3.2	Diagrama de flujo de los módulos del motor virtual (VEMOD) [17] .....	32
4.1	Resultados VEMOD del motor virtual.....	37
4.2	Temperatura máxima del motor virtual .....	39
4.3	Presión media indicada del motor virtual .....	39
4.4	Presión media de bombeo del motor virtual .....	40
4.5	Par del motor virtual.....	40
4.6	Resultados del par con LPEGR .....	42
4.7	Resultados de la presión media de bombeo con LPEGR.....	42
4.8	Resultados de la tasa de EGR con LPEGR .....	42
4.9	Resultados de la temperatura de admisión de la cámara de combustión con LPEGR.....	43
4.10	Resultados de la temperatura de escape de la cámara de combustión con LPEGR.....	43
4.11	Resultados de la presión en la entrada a línea de LPEGR.....	43

4.12	Resultados de la temperatura a la salida de la turbina con LPEGR .....	44
4.13	Resultados de la temperatura a la salida del intercambiador de LPEGR.....	44
4.14	Resultados de las emisiones de $NO_x$ con LPEGR .....	44
4.15	Resultados del par con HPEGR .....	46
4.16	Resultados presión media de bombeo con HPEGR.....	46
4.17	Resultados de las emisiones de $NO_x$ HPEGR.....	47
4.18	Resultados de la temperatura de admisión de la cámara de combustión con HPEGR....	47
4.19	Resultados de la temperatura de escape de la cámara de combustión con HPEGR .....	48
4.20	Resultados de la temperatura a la salida de la turbina con HPEGR.....	48
5.1	Resumen de la leyenda de las gráficas de <i>trade-off</i> .....	50
5.2	Caso de bajo régimen giro y baja carga: $NO_x$ vs Tasa de EGR.....	53
5.3	Caso de alto régimen giro y plena carga: $NO_x$ vs Tasa de EGR .....	53
5.4	Caso de bajo régimen giro y baja carga: $NO_x$ vs gasto de aire.....	54
5.5	Caso de alto régimen giro y plena carga: $NO_x$ vs gasto de aire.....	54
5.6	Caso de bajo régimen giro y baja carga: $NO_x$ vs dosado relativo .....	55
5.7	Caso de alto régimen giro y plena carga: $NO_x$ vs dosado relativo.....	55
5.8	Caso de bajo régimen giro y baja carga: $NO_x$ vs temperatura a la salida del compresor.....	56
5.9	Caso de alto régimen giro y plena carga: $NO_x$ vs temperatura a la salida del compresor.....	56
5.10	Caso de bajo régimen giro y baja carga: $NO_x$ vs temperatura en el colector de admisión.....	57
5.11	Caso de alto régimen giro y plena carga: $NO_x$ vs temperatura en el colector de admisión.....	57
5.12	Caso de bajo régimen de giro y baja carga: $NO_x$ vs temperatura a la salida de la turbina. ....	58
5.13	Caso de alto régimen de giro y plena carga: $NO_x$ vs temperatura a la salida de la turbina. ....	58

5.14	Caso de bajo régimen de giro y baja carga: $NO_x$ vs presión media de bombeo .....	59
5.15	Caso de alto régimen de giro y plena carga: $NO_x$ vs presión media de bombeo .....	59
5.16	Caso de bajo régimen de giro y baja carga: $NO_x$ vs presión media indicada.....	60
5.17	Caso de alto régimen de giro y plena carga: $NO_x$ vs presión media indicada .....	60
5.18	Caso de bajo régimen de giro y baja carga: $NO_x$ vs rendimiento indicado .....	61
5.19	Caso de alto régimen de giro y plena carga: $NO_x$ vs rendimiento indicado .....	61
5.20	Caso de bajo régimen de giro y baja carga: $NO_x$ vs rendimiento neto indicado.....	62
5.21	Caso de alto régimen de giro y plena carga: $NO_x$ vs rendimiento neto indicado .....	62
5.22	Caso de bajo régimen de giro y baja carga: $NO_x$ vs consumo específico .....	63
5.23	Caso de alto régimen de giro y plena carga: $NO_x$ vs consumo específico.....	63

# Lista de Tablas

2.1	Diferencias entre MEP y MEC [4] .....	6
3.1	Características del motor .....	31
1.	Cuadro precios de los recursos humanos .....	68
2.	Cuadro de precios del equipo informático .....	69
3.	Unidad de obra de la tarea de la validación de EGR.....	69
4.	Unidad de obra de la tarea de programación .....	70