

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA  
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS

---



ANÁLISIS DEL PROCESO DE LA RECIRCULACIÓN  
DE LOS GASES DE ESCAPE DE BAJA PRESIÓN EN  
MOTORES DIESEL SOBREALIMENTADOS

TESIS DOCTORAL

Presentada por

Benjamín Pla Moreno

Dirigida por:

Dr. D. José Manuel Luján Martínez

Valencia, 23 de Marzo de 2009



## TESIS DOCTORAL

### ANÁLISIS DEL PROCESO DE LA RECIRCULACIÓN DE LOS GASES DE ESCAPE MEDIANTE SISTEMAS DE BAJA PRESIÓN EN MOTORES DIESEL SOBREALIMENTADOS

Realizada por: D. Benjamín Pla Moreno  
Dirigida por: Dr. D. José Manuel Luján Martínez

#### TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. Francisco Payri González  
Secretario: Dr. D. Carlos Guardiola García  
Vocales: Dr. D. Pedro Acisclo Rodríguez Aumente  
Dr. D. Octavio Armas Vergel  
Dr. D. Andrés Melgar Bachiller

#### Vocales suplentes:

Dr. D. Francisco Tinaut Fluixá  
Dr. D. Magín Lapuerta Amigo

Valencia, 23 de Marzo de 2009



**Resumen.** A pesar del desarrollo en el post-tratamiento de los  $\text{NO}_x$  en motores Diesel, el EGR continua siendo una solución efectiva desde el punto de vista técnico y económico para cumplir las normativas anti-contaminantes presentes y futuras. Con el uso generalizado de los filtros de partículas, las desventajas tradicionales de los sistemas de EGR de baja presión, esto es, la durabilidad del compresor y el “*intercooler*”, se han reducido. Además, los sistemas de EGR de baja presión han adquirido un considerable interés recientemente por permitir llevar a cabo altas tasas de EGR manteniendo bajas temperaturas de admisión.

Si bien la bibliografía acerca de los efectos de la recirculación de gases de escape en la combustión y las emisiones de los motores Diesel es particularmente extensa, poco hay publicado acerca de los efectos del EGR en los procesos de renovación de la carga, especialmente cuando se emplean circuitos de EGR de baja presión. Por este motivo, en esta tesis se examinan los efectos de ambos sistemas de EGR (alta y baja presión) en los procesos de renovación de la carga y en la sobrealimentación. En lo que respecta al impacto de la arquitectura del sistema de EGR en el proceso de renovación de la carga, el estudio se centrará tres factores principales: la capacidad de ambas arquitecturas de EGR para introducir masa en los cilindros, evaluada a partir del gasto de aire y la tasa de EGR, la eficiencia del proceso de renovación de la carga, determinada por el trabajo de bombeo, y finalmente, la capacidad de ambos sistemas de distribuir homogéneamente el EGR entre cilindros. En lo concerniente a los efectos de la configuración del sistema de EGR en la sobrealimentación, en este trabajo se evalúan los efectos de los diferentes gastos a través de turbina y compresor, el acoplamiento que aparece entre los sistemas de EGR y TGV, y algunas estrategias de control del EGR y la turbina. Puesto que la condensación de especies contenidas en el gas de escape es uno de los problemas más importantes de los sistemas de EGR de baja presión, en este trabajo se realiza un estudio específico de las condiciones en las que aparece la condensación y se proponen algunas estrategias para evitarla o paliar sus consecuencias. Finalmente, el estudio de los efectos del sistema de EGR en las emisiones del motor se aborda en la sección final. En ella, tras el estudio del impacto de la temperatura de admisión y la dispersión del EGR en las emisiones, se evalúa el efecto global de la arquitectura del sistema de EGR en las emisiones del motor durante un ciclo de homologación NEDC.

Para alcanzar los objetivos de los estudios anteriores se han combinado técnicas experimentales y el modelado. En este sentido, a lo largo del presente trabajo se proponen algunos modelos, técnicas de medida y metodologías novedosas.

**Resum.** A pesar del desenvolupament en el post-tratament dels  $\text{NO}_x$  per als motors Diesel, l'EGR continua siguent una solució efectiva desde el punt de vista tècnic i econòmic per a complir les normatives anti-contaminants presents i futures. Amb l'ús generalitzat dels filtres de partícules, les desavantatges tradicionals dels sistemes d'EGR de baixa pressió, és a dir, la durabilitat del compresor i l'“*intercooler*”, s'han reduït. A més, els sistemes d'EGR de baixa pressió han adquirit un considerable interès recentment per permetre arribar a altes taxes d'EGR mantenint baixes temperatures d'admissió.

Si la bibliografia sobre els efectes del EGR a la combustió i les emissions dels motors Diesel és particularment extensa, poc hi ha publicat tocant efectes del EGR en el procés de renovació de la càrrega, especialment quan s'utilitzen circuits d'EGR de baixa pressió. Per aquest motiu, en aquesta tesi s'examinen els efectes dels dos sistemes d'EGR (alta y baixa pressió) en el procés de renovació de la càrrega i en la sobrealimentació. Pel que fa a l'impacte de la arquitectura del sistema d'EGR en el procés de renovació de la càrrega, l'estudi es centrarà a tres factors principals: la capacitat de les dues arquitectures d'EGR per a introduir massa als cilindres, evaluada a partir del cabal màsic d'aire i la taxa d'EGR, la eficiència del procés de renovació de la càrrega, determinada pel treball de bombeig, i finalment, la capacitat de tots dos sistemes de distribuir homogeniament l'EGR entre els cilindres. En lo tocant als efectes de la configuració del sistema d'EGR en la sobrealimentació, en aquest treball s'avaluen els efectes dels diferents cabals màsics per la turbina y el compressor, l'acoblament que apareix entre els sistemes d'EGR i TGV, i algunes estratègies per controlar l'EGR i la turbina. Donat que la condensació d'espècies contingudes als gassos cremats es un dels problemes més importants dels sistemes d'EGR de baixa pressió, en aquest treball es realitza un estudi específic de les condicions a les que apareix la condensació i es proposen algunes estratègies per a evitar-la o pal·liar les seues conseqüències. Finalment, l'estudi dels efectes del sistema d'EGR a les emissions del motor s'aborda en la darrera secció. En ella, després de l'estudi de l'impacte de la temperatura d'admissió i la dispersió del EGR en les emissions, s'avalua l'efecte global de l'arquitectura del sistema d'EGR en les emissions del motor durant un cicle d'homologació NEDC.

Per a arribar als objectius dels estudis anteriors s'han combinat tècniques experimentals i el modelat. En aquest sentit, al llarg del present treball es proposen alguns models, tècniques de mesura i metodologies noves.

**Abstract.** Despite the development in  $\text{NO}_x$  after-treatment for Diesel engines, EGR remains a cost-effective solution to fulfil current and future emissions regulations. With the widespread application of Diesel Particulate Filters, the traditional drawbacks of the Low Pressure EGR systems, i.e. compressor and charge air cooler reliability, have been reduced. In addition, the Low Pressure EGR routing has aroused technical interest since high EGR rates can be achieved while maintaining low intake temperatures.

There is a wide bibliography discussing the effects of EGR on combustion and emissions. However, little has been published about the effects of EGR on gas exchange processes and turbocharging, especially when Low Pressure EGR is applied. The effects of both EGR concepts on the gas exchange processes and the turbocharger operation are examined and discussed in this work. Regarding the impact of the EGR configuration on gas exchange processes three main factors are taken into account: the capability of both systems to introduce mass into the cylinder assessed by the air mass flow and the EGR rate, the efficiency of the gas exchange processes determined by the pumping work, and finally, the ability of both EGR circuits to distribute the EGR between cylinders homogeneously. Concerning the effects of the EGR configuration on turbocharging, this paper evaluates the effect of the different mass flow through the turbine and the compressor, the coupling between EGR and VGT, and some strategies to control the EGR and turbocharger are discussed. Since condensation is one

of the most challenging problems of the Low Pressure EGR routing a specific study concerning this matter is performed. To conclude, the effects of the EGR architecture on engine emissions are discussed in a final section, where after studying the impact of intake temperature and charge dispersion on emissions, the overall effect of the EGR system on engine emissions is evaluated by means of a NEDC transient test.

To cope with the objectives of the study several modelling and experimental techniques have been combined. In this sense, some new models, measuring techniques and methodologies are proposed in the course of this work.



*a mi familia,  
la nueva y la de siempre,  
la que aun está  
y la que ya se fue.*



## Agradecimientos

No fue hasta hace poco que me di cuenta que este momento llegaría, y se hace difícil expresar en pocas palabras todo lo que debo agradecer a las personas que han hecho posible este trabajo .

En primer lugar, mi más sincero agradecimiento a José Manuel Luján, tutor y verdadero impulsor de esta tesis. Su gran entusiasmo, enorme talento, y espléndido talante, no pueden sino hacer que la gente a su cargo se sienta enormemente valorada y motivada. En este sentido, me siento profundamente orgulloso de que haya sido mi tutor y que este trabajo lleve la impronta de un investigador y una persona de su talla.

En segundo lugar, agradecer el apoyo de los miembros del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, desde la dirección hasta el personal de secretaría y servicios, pasando por los profesores, técnicos y los compañeros doctorandos y proyectandos.

Quisiera dar las gracias a José Ramón Serrano y Vicente Dolz, pues llegué al departamento de su mano y durante estos años siempre he tenido su apoyo. Agradezco a José Galindo su confianza. Gracias a Salva, Eric y Hector, grandes técnicos y amigos que nunca han dudado en hacer un esfuerzo más allá de sus obligaciones para llevar a cabo ensayos que contribuyeran a esta tesis doctoral. También debo mencionar a Antonio, por el cálculo CFD, parte importante de este trabajo, y por su forma de ser, parte importante en los buenos ratos pasados en estos años. Muchas gracias Carlos, por enseñarme ( y seguir enseñándome) tantas y tantas cosas. Hay muchas más personas del entorno diario a las que debo dar las gracias, consciente de que olvidaré alguna, pido disculpas por ello, me gustaría mencionar a: Carmen, Paco (Lax) y Pedro (Wendroff), Hector, Andrés, Alí, los Javidom, Jaime, JMP, Xemary, Ricardo, Servi, Anthony, Olivier, José Antonio, Victor y Pedro. Todos los proyectandos que he tenido durante estos años deben ser conscientes de que este trabajo es en gran parte gracias a ellos: Quique, Thomas, Fran, Séb, Morgan y Jorge.

A los buenos amigos por vuestro ánimo, aunque no creáis que una tesis pueda llevar tanto tiempo, Miguel y Tamara, Oscar y Maria José, Alejandro y Yoli (y también Álex), Jesús, Toni, Lucas, Vicente, Cañete, Manolo e Inés, Carlos y Patri, Pedro y Davinia, Ricardo, Sabina, Yasmína, Roci y el resto....

No puedo olvidar a mi familia, mis padres y abuelos, sólo espero estar a vuestra altura. A mis hermanos, siempre conmigo. A Cris, mi alegría. Al resto de mi familia: Pepita y José Luís, Carla, Miguel y Sagrario, Laura y Raquel, Salvador y Gema, Laura y Eva, Miguel y Mari, Maribel y Rafa (y ahora Adriana),....

En definitiva, a todos los que me apoyáis y empujáis cada día y durante estos años en particular. Han pasado cuatro años y ahora apenas parecen un suspiro.

*Quesa, a 25 de Octubre de 2008*



# Índice general

<b>1. Planteamiento de la tesis</b>	<b>1</b>
1.1. Marco de la investigación y motivación del estudio . . . . .	1
1.2. Objetivos . . . . .	7
1.3. Metodología . . . . .	8
Bibliografía . . . . .	12
<b>2. Estado del arte en la recirculación de gases de escape</b>	<b>15</b>
2.1. Introducción. Los motores HSDI en el marco medioambiental . .	16
2.2. EGR. Definición y clasificaciones . . . . .	21
2.3. Procesos de MEC afectados por el EGR . . . . .	27
2.3.1. Efecto de la recirculación de gases de escape sobre el proceso de renovación de la carga en motores Diesel so- brealimentados . . . . .	28
2.3.1.1. Influencia de la recirculación de los gases de escape sobre la masa admitida . . . . .	28
2.3.1.2. Influencia del circuito de EGR sobre el trabajo de bombeo . . . . .	32
2.3.1.3. Interacciones entre elementos del sistema de renovación de la carga . . . . .	33
2.3.2. Efecto de la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en motores Diesel sobrealimentados	38
2.4. Efecto del EGR sobre las emisiones contaminantes de MEC . . .	41
2.4.1. Efecto de la recirculación de la recirculación de los gases de escape en las emisiones de $\text{NO}_x$ . . . . .	41

2.4.2. Efecto de la recirculación de los gases de escape en las emisiones de partículas . . . . .	41
Bibliografía . . . . .	44
<b>3. Trabajo experimental</b>	<b>51</b>
3.1. Justificación . . . . .	52
3.2. Descripción de la instalación experimental . . . . .	52
3.2.1. Descripción del motor sujeto a estudio . . . . .	52
3.2.1.1. Control de los sistemas de renovación de la carga	54
3.2.1.2. Sistema de refrigeración . . . . .	58
3.2.2. Descripción de la sala de ensayos . . . . .	59
3.3. Definición de los ensayos . . . . .	62
3.3.1. Definición de condiciones de ensayo . . . . .	62
3.3.2. Ensayos de referencia . . . . .	64
3.3.3. Ensayos para determinar la dispersión entre cilindros . .	65
3.3.4. Ensayos para determinar los efectos de la temperatura de admisión y del EGR sobre el funcionamiento del motor	66
3.3.5. Ensayos para determinar los efectos del sistema de EGR sobre el trabajo de bombeo y la sobrealimentación . . .	68
3.3.6. Ensayos transitorios para determinar los efectos del sistema de EGR en la respuesta dinámica del motor y el turbocompresor . . . . .	69
Bibliografía . . . . .	70
<b>4. Modelado</b>	<b>73</b>
4.1. Introducción . . . . .	73
4.2. WAM . . . . .	76
4.2.1. Modelo de acción de ondas . . . . .	77
4.2.2. Método de Lax-Wendroff . . . . .	78
4.2.3. Modelo de compresor . . . . .	80
4.2.4. Modelo de turbina . . . . .	81
4.2.5. Modelo de intercambiador de calor . . . . .	82

---

4.2.6.	Adaptación del modelo para el estudio de las condiciones de condensación en el intercambiador de calor de admisión	82
4.2.7.	Modelo particular del colector de admisión . . . . .	85
4.3.	Metodología de ajuste del modelo . . . . .	86
4.4.	Modelado CFD . . . . .	90
4.5.	Validación del modelado CFD . . . . .	91
	Bibliografía . . . . .	94
<b>5.</b>	<b>Análisis de los resultados</b>	<b>97</b>
5.1.	Introducción . . . . .	98
5.2.	Efectos sobre las condiciones del gas admitido . . . . .	99
5.2.1.	Estudio del efecto del EGR sobre la distribución del gas de admisión entre cilindros . . . . .	103
5.2.1.1.	Sistemas de reducción de la dispersión de EGR entre cilindros . . . . .	112
5.3.	Efectos en el proceso de renovación de la carga . . . . .	122
5.3.1.	Estudio del efecto del EGR sobre el trabajo de bombeo .	122
5.3.2.	Estudio del efecto del EGR en la sobrealimentación . . .	125
5.3.2.1.	Efecto del EGR sobre el funcionamiento de compresor y turbina . . . . .	125
5.3.2.2.	Consideraciones acerca del control del sistema EGR-TGV. . . . .	129
5.4.	Repercusiones del sistema de EGR en la generación de condensados	143
5.4.1.	Análisis del efecto de la temperatura del EGR y el gas admitido sobre la generación de condensados y su naturaleza . . . . .	143
5.4.2.	Soluciones a la condensación. Técnicas para evitarla y gestión de los condensados . . . . .	149
5.4.2.1.	Control de la temperatura de admisión para evitar la condensación . . . . .	152
5.4.2.2.	Sistemas de eliminación de condensados . . . . .	155
5.5.	Repercusiones del sistema de EGR en las emisiones contaminantes	157

5.5.1.	Estudio del efecto de la temperatura de admisión sobre las emisiones contaminantes . . . . .	157
5.5.2.	Estudio del efecto de la distribución del gas de admisión entre cilindros sobre las emisiones contaminantes . . . . .	160
5.5.3.	Evaluación final de las emisiones producidas por el motor con los diferentes sistemas de EGR a través del análisis del comportamiento durante un ciclo de homologación NEDC . . . . .	166
	Bibliografía . . . . .	169
<b>6.</b>	<b>Conclusiones y trabajos futuros</b>	<b>173</b>
6.1.	Principales aportaciones y conclusiones . . . . .	174
6.1.1.	Aportaciones relacionadas con la metodología, nuevos sistemas medida y nuevos modelos . . . . .	174
6.1.1.1.	Metodología para la determinación de la distribución del gas recirculado entre cilindros . . . . .	174
6.1.1.2.	Metodología experimental para la determinación de la tasa de condensación . . . . .	175
6.1.1.3.	Medida de la tasa de EGR con el sistema de baja presión a partir de caudalímetros . . . . .	175
6.1.1.4.	Modelo de condensación . . . . .	176
6.1.2.	Efectos de la recirculación de gases de escape sobre las condiciones de admisión . . . . .	176
6.1.3.	Efectos de la recirculación de gases de escape en el trabajo de bombeo . . . . .	177
6.1.4.	Efectos de la recirculación de gases de escape en el funcionamiento de compresor y turbina . . . . .	178
6.1.5.	Control del sistema EGR-TGV . . . . .	178
6.1.6.	Repercusiones del sistema de EGR en la generación de condensados en la línea de admisión . . . . .	179
6.1.7.	Efecto de la temperatura de admisión en las emisiones contaminantes . . . . .	180
6.1.8.	Efecto de la distribución del gas de admisión entre cilindros sobre las emisiones contaminantes . . . . .	181

---

6.1.9. Prestaciones del motor con los diferentes sistemas de EGR en el ciclo de homologación de vehículos europeos NEDC . . . . .	182
6.2. Trabajos futuros . . . . .	182
<b>Índice Bibliográfico</b>	<b>185</b>



## Tabla de símbolos

$a$	velocidad del sonido
$c$	velocidad del gas
$c_p$	calor específico a presión constante
$d$	diámetro
$e$	espesor de la garganta del venturi
$g$	gasto másico instantáneo a través de una pipa de admisión
$n$	régimen de giro del motor
$\dot{m}$	gasto másico
$p$	presión
$q$	caudal másico condensado
$t$	tiempo
$u$	acción de control
$w$	caudal másico de agua
$A$	polinomio autorregresivo del modelo lineal
$B$	polinomio de relación entre entradas y salidas del modelo lineal
$C$	cigüeñal
$E$	colector de escape
$F$	dosado
	pipa alejada de la entrada de aire al colector
$M$	par
	colector de admisión
	matriz de acoplamiento entre variables del modelo lineal
$N$	pipa cercana a la entrada de aire al colector
$P_c$	presión en cámara
$R$	constante de los gases
$R^2$	coeficiente cuadrático de correlación
$T$	temperatura
$V$	volumen
$Y$	concentración
$\alpha$	posición del cigüeñal (ángulo de giro)
$\alpha_{EGR}$	posición de la entrada del EGR en el venturi (ángulo de incidencia)
$\chi$	posición de válvula
$\phi$	ganancia en bucle abierto del modelo lineal

$\gamma$	razón de calores específicos $c_p/c_v$
$\eta$	rendimiento
$\lambda$	relación oxígeno-combustible
$\mu$	entrada de la matriz de acoplamiento del modelo lineal
$\rho$	densidad

**Subíndices**

0	consigna
	condiciones ambiente
1	condiciones a la salida del filtro de aire
1'	condiciones a la entrada del compresor
2	condiciones a la salida del compresor
2'	condiciones a la salida del <i>intercooler</i>
2''	condiciones en el colector de admisión
3	condiciones a la entrada de la turbina
4	condiciones a la salida de la turbina
5	condiciones a la salida del filtro de partículas
6	condiciones a la entrada del intercambiador de EGR de baja presión
7	condiciones a la salida del intercambiador de EGR de baja presión
8	condiciones a la entrada del intercambiador de EGR de alta presión
9	condiciones a la salida del intercambiador de EGR de alta presión
<i>a</i>	aire
<i>adm</i>	admisión
<i>b</i>	bombeo
<i>esc</i>	escape
<i>f</i>	combustible
<i>fa</i>	final de la admisión
<i>ie</i>	inicio del escape
<i>m</i>	pérdidas mecánicas
<i>max</i>	máximo
<i>s</i>	isentrópico
<i>t</i>	turbina
<i>w</i>	agua
<i>EGR</i>	gas de escape recirculado ( <i>Exhaust Gas Recirculation</i> )
<i>LP</i>	baja presión ( <i>Low Pressure</i> )
<i>HP</i>	alta presión ( <i>High Pressure</i> )

**Símbolos y operadores matemáticos**

$\Delta$	variación
-	valor medio
$\sigma$	desviación típica

**Siglas**

CAD	diseño asistido por ordenador ( <i>Computer Assisted Design</i> )
CAI	autoencendido controlado ( <i>Controlled Auto Ignition</i> )

---

CFD	modelado fluidodinámico ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> )
DMMT	Departamento de Máquinas y Motores Térmicos
DPF	filtro de partículas ( <i>Diesel Particulate Filter</i> )
ECU	unidad de control electrónico ( <i>Electronic Control Unit</i> )
EGR	recirculación de gases de escape ( <i>Exhaust Gas Recirculation</i> )
HCCI	mezcla homogénea encendida por compresión ( <i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i> )
PWM	modulación por ancho de impulso ( <i>Pulse Width Modulation</i> )
MCIA	motor de combustión interna alternativo
MEC	motor de encendido por compresión
MEP	motor de encendido provocado
MPC	control predictivo basado en modelos ( <i>Model-Based Predictive Control</i> )
MVEM	modelo de valores medios ( <i>Mean Value Engine Model</i> )
NEDC	ciclo europeo de homologación de vehículos ( <i>New European Driving Cycle</i> )
OBD	sistema de diagnóstico a bordo en vehículos ( <i>On Board Diagnostics</i> )
PID	control proporcional-integral-derivada
PM	peso molecular
PMI	punto muerto inferior
SCR	catalizador de reducción selectiva ( <i>Selective Catalytic Reduction</i> )
TGV	turbina de geometría variable
WAM	modelo de acción de ondas ( <i>Wave Action Model</i> )
WCAC	intercambiador de calor de admisión refrigerado por agua ( <i>Water Cooled Air Cooler</i> )



# Capítulo 1

## Planteamiento de la tesis

### Contenido

---

1.1. Marco de la investigación y motivación del estudio	1
1.2. Objetivos . . . . .	7
1.3. Metodología . . . . .	8
Bibliografía . . . . .	12

---

### 1.1. Marco de la investigación y motivación del estudio

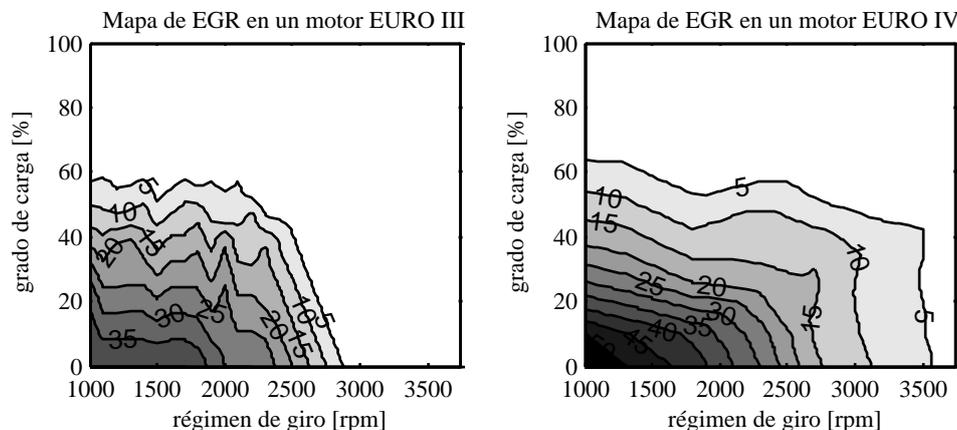
Aún cuando el agotamiento del petróleo parece cada vez más cercano [1] y su precio aumenta progresivamente, a pesar de que nuevas tecnologías prometen nuevos propulsores más ecológicos y baratos [2, 3], lo cierto es que el motor de combustión interna alternativo permanece inamovible de forma monopolista en el sector de la automoción. No obstante, es cierto que para mantener su supremacía la máquina que fuera diseñada por Nicolaus A. Otto, en su versión de encendido provocado, y por Rudolf Diesel, en el caso de encendido por compresión, ha tenido que evolucionar de forma sorprendente, especialmente durante las últimas décadas. En este sentido, cabe destacar que el progreso en el campo de los motores de encendido por compresión ha sido especialmente notable. No en vano durante los últimos veinte años los pesados y ruidosos motores Diesel han pasado a ser modernos sistemas de propulsión con similares prestaciones a los motores de encendido provocado. El salto que ha dado la potencia específica de estos motores ha hecho que la

elevada eficiencia del motor Diesel de inyección directa, le permita mantener una posición ventajosa en el mercado europeo de vehículos ligeros [4]. Además de su reducido coste de operación, la creciente toma de conciencia en cuanto al problema del calentamiento global hace de sus menores emisiones de dióxido de carbono una ventaja adicional de los motores Diesel de inyección directa. No obstante, a medida que aumenta la preocupación social por los temas medioambientales, los límites establecidos a las emisiones de los motores de combustión interna alternativos se hacen cada vez más restrictivos. En este sentido, la reducción en las emisiones contaminantes es posiblemente, junto con el incremento de la eficiencia energética, el mayor reto al que se enfrenta la comunidad científica en el campo de los motores de combustión interna alternativos.

En el ámbito de los motores de encendido por compresión, la dificultad más notable es el control de las emisiones de partículas y óxidos de nitrógeno. Si tradicionalmente la optimización de las estrategias de inyección junto con el control del dosado eran suficientes para limitar las partículas contenidas en el gas de escape, en los últimos años el uso de trampas de partículas se ha generalizado para alcanzar los niveles establecidos por la normativa. Sin embargo, a pesar de que se está realizando un importante esfuerzo para desarrollar sistemas de post-tratamiento que reduzcan los óxidos de nitrógeno de forma eficiente y económica, actualmente esta tecnología no está lo suficientemente madura como para estar disponible en el mercado, al menos en el de vehículos de pasajeros. En cualquier caso, es de esperar que la tecnología SCR<sup>1</sup> terminará por llegar al sector de los vehículos Diesel de pasajeros, pero aun en ese caso, la reducción de las emisiones de NO<sub>x</sub> desde la fuente aligerará los requerimientos de aditivo (urea) y las emisiones de amoníaco, que son uno de los principales problemas de los sistemas SCR [5]. Por tanto, la técnica clásica de recirculación de los gases de escape o EGR utilizada para disminuir las emisiones de óxidos de nitrógeno continúa siendo esencial para llegar a los niveles requeridos por la normativa. Asimismo, la progresiva reducción en los niveles de contaminantes exigidos para cumplir futuras normativas supone un incremento continuo de la importancia del EGR. La tendencia seguida durante los últimos años así lo confirma tal y como se desprende de la figura 1.1. En dicha figura se muestra la tasa de EGR en función del régimen de giro y grado de carga para dos motores similares de un mismo fabricante homologados para la normativa EURO III y la actual EURO IV es posible notar que mientras en el caso del motor EURO III los niveles no superan el 40 %, el motor actual, presenta tasas de EGR superiores al 50 %. Del mismo modo, es posible contemplar

---

<sup>1</sup>del inglés Selective Catalitic Reduction.



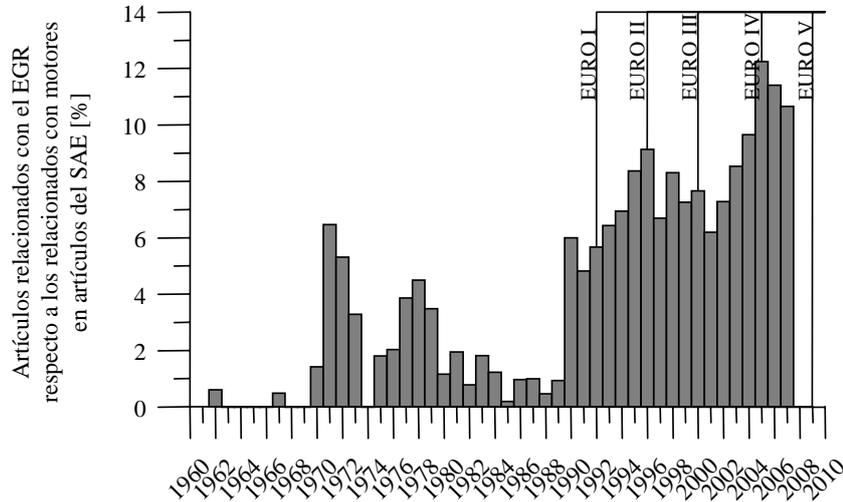
**Figura 1.1.** Tasa de EGR en función del régimen de giro y el grado de carga para dos motores Diesel comerciales destinados a la propulsión de vehículos ligeros. Izquierda: Motor EURO III. Derecha: Motor EURO IV.

como el área de funcionamiento del motor afectada por la recirculación de los gases de escape se ha extendido hacia mayores regímenes y grados de carga.

De otro lado, durante los últimos años se han desarrollado nuevos conceptos de combustión tales como el CAI (Controlled Auto Ignition) o el HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) con el fin de reducir de forma drástica las emisiones contaminantes. Cabe decir que dichos conceptos de combustión tienen en la recirculación de los gases de escape una técnica clave para el control del proceso de combustión [6–8].

Por los motivos expresados anteriormente, es de esperar que en los motores del futuro la importancia del EGR sea superior si cabe. La figura 1.2 presenta el porcentaje de artículos recogidos por la *SAE-Society of Automotive Engineers* con contenido relacionado con la recirculación de los gases de escape, poniendo de manifiesto que el interés de la comunidad científica en la recirculación de los gases de escape no ha hecho sino crecer durante las últimas décadas.

En cuanto a los motores actuales, el sistema de recirculación de gases de escape utilizado en la práctica totalidad de los mismos es el llamado sistema de EGR externo de alta presión [9]. Este sistema se denomina externo porque el gas se extrae del escape para introducirlo en la admisión, en contraposición al EGR interno que consiste en evitar que parte del gas quemado salga de los cilindros y quede atrapado para el siguiente proceso de combustión [10]. El sistema de EGR externo se ha impuesto al de EGR interno a consecuencia de su mayor capacidad de regulación sobre el caudal y la temperatura del



**Figura 1.2.** Evolución histórica en el porcentaje de artículos del SAE relacionados con la recirculación de gases de escape respecto de los artículos relacionados con motores .

gas de recirculación [11]. El término “alta presión” hace referencia a que el gas se extrae del colector de escape (aguas arriba de la turbina) y se guía hacia el colector de admisión pasando por una válvula y comúnmente por un intercambiador de calor refrigerado por el propio fluido refrigerante del motor. De este modo, el caudal dependerá tanto de la posición de la válvula de EGR como de las condiciones en los colectores de admisión y escape.

Puesto que el funcionamiento del turbocompresor también depende en gran medida de las condiciones de escape y admisión aparece un fuerte acoplamiento entre los sistemas de EGR y sobrealimentación. Este acoplamiento es objeto de numerosos estudios y es considerado uno de los principales problemas de los sistemas de EGR externo de alta presión [12]. Asimismo, cabe mencionar que el salto de presiones entre colector de escape y colector de admisión limita la capacidad de recirculación del gas de escape [11]. Si bien históricamente esto no era un problema en los motores de pequeña cilindrada debido a los relativamente bajos rendimientos del turbogrupo, en los motores actuales empieza a ser problemático a consecuencia de que los niveles de EGR requeridos son cada vez más elevados.

Por otro lado, existen otras dificultades importantes asociadas a este sistema que a pesar de no haber suscitado tanto interés en la comunidad científica, comienzan a estar de actualidad. Uno de esos inconvenientes radica en que introducir los gases quemados en el colector de admisión a poca distancia de las pipas compromete el reparto equitativo del gas entre cilindros. La elevada velocidad del flujo en el interior del colector de admisión y las cortas distancias disponibles para mezclar el aire y el gas de escape hacen que los procesos de difusión de los gases no se puedan completar. De este modo la geometría del sistema de admisión será un factor fundamental que determinará la distribución del gas de recirculación. Asimismo, por tratarse de un proceso pulsante, la composición del gas en el colector de admisión estará sometida a importantes variaciones tanto espaciales como temporales, lo que además de contribuir a cambios notables en la composición del gas admitido por cada cilindro dificulta la determinación de la medida de la tasa de EGR real. Cabe mencionar que el problema del reparto no homogéneo del gas recirculado cobra vital importancia cuando se realizan tasas de EGR tan elevadas como las mostradas en la figura 1.1. La diferente composición que pueda tener el gas de cada uno de los cilindros tiene repercusiones considerables sobre el funcionamiento global del motor. Por un lado, el dosado relativo de cada cilindro es diferente, por lo que las prestaciones y el consumo específico pueden verse deteriorados. Por otro lado, las emisiones del motor pueden resentirse de este desequilibrio entre el funcionamiento de los diferentes cilindros.

Finalmente, otro problema notable asociado a la recirculación de gases de escape es la reducción del aire admitido y el incremento en la temperatura de admisión, teniendo ambos efectos repercusiones negativas sobre las prestaciones y las emisiones contaminantes.

La técnica de recirculación de gases de escape de baja presión está de actualidad porque puede paliar las deficiencias del EGR de alta presión a costa de incrementar la complejidad del sistema. El método de recirculación de gases de escape de baja presión consiste en extraer parte del caudal de escape aguas abajo del sistema de post-tratamiento para introducirlo en la entrada del compresor. En estas condiciones, el gas de escape está exento de partículas sólidas y su temperatura es sensiblemente inferior a la temperatura del gas a la entrada de la turbina.

La primera consecuencia de la recirculación de los gases de escape de baja presión es que el acoplamiento entre el sistema de EGR y el de sobrealimentación se reduce. En efecto, puesto que todo el caudal de escape atraviesa la turbina, el EGR no disminuye, en principio, la energía disponible en la misma. Además, la capacidad de recircular gas de escape no depende de las condicio-

nes de sobrealimentación. No obstante, a pesar de que el compresor produce depresión en su entrada, el salto de presiones entre la salida del filtro de partículas y la entrada al compresor es reducido. Por este motivo, si se desea conseguir altas tasas de recirculación, se hace necesaria la instalación de una válvula aguas abajo de la extracción del gas recirculado con el objetivo de incrementar el salto de presiones entre la toma y la descarga de dicho gas. Otra posibilidad es instalar una válvula en la admisión para estrangular la entrada al compresor aguas arriba de la unión con el EGR, de este modo se reduce la presión de descarga del EGR y puede aumentar su caudal. En cualquiera de los dos casos, el sistema de recirculación de gases de escape de baja presión permite incrementar la tasa de EGR de forma teóricamente ilimitada actuando sobre la válvula de contrapresión o estrangulamiento según sea el caso. En la práctica, la tasa de EGR que se produce en cada caso estará limitada por la caída del rendimiento en la combustión y por el incremento en las emisiones de humos.

Desde otro punto de vista, el hecho de introducir el gas de combustión en la entrada al compresor contribuye a que en el momento de entrar en los cilindros se encuentre perfectamente mezclado con el aire. De este modo, el sistema de EGR de baja presión asegura que la composición del gas admitido por los diferentes cilindros sea lo más homogénea posible.

Finalmente, el sistema de baja presión facilita una mayor refrigeración del gas recirculado, reduciendo notablemente la temperatura de admisión, lo que tiene consecuencias positivas sobre las emisiones y motor.

Sin embargo, el hecho de que el gas recirculado atraviese todo el sistema de admisión introduce ciertas dificultades. La primera de ellas es que se hace imperativo el uso de un filtro de partículas para evitar que las partículas sólidas del escape dañen el compresor. Si bien este inconveniente fue importante en otra época, el filtro de partículas es un sistema ampliamente utilizado en los motores actuales, luego este no debe ser un inconveniente insalvable. Otra dificultad de este sistema radica en que el gas de escape contiene una importante cantidad de vapor de agua que es susceptible de condensar al disminuir su temperatura en alguno de los intercambiadores de calor del circuito. El impacto de dichos condensados sobre los componentes del motor y el desarrollo de un sistema para eliminarlos son dos problemas importantes que deberán ser abordados si se pretende utilizar esta tecnología. Efectivamente si el gas recirculado llega a condensar, el constante golpeteo de gotas de agua en las palas del compresor puede fatigar los álabes del mismo llegando a destruirlos. Asimismo, algunos componentes de los condensados con naturaleza ácida pueden afectar a los intercambiadores y otros elementos constructivos del mo-

tor [13]. Aún mas, aunque no se produzca corrosión, la materia contenida en el gas de recirculación es susceptible quedar adherida a las paredes de los intercambiadores reduciendo su eficiencia térmica e incrementando su pérdida de carga [14].

A modo de resumen cabe notar que el EGR es un tema de actualidad en el ámbito científico de los motores de combustión interna alternativos, y más concretamente en el de los motores Diesel sobrealimentados. En este sentido el sistema de EGR de alta presión que ha sido el foco de numerosos estudios durante los últimos años es una técnica madura, válida y eficaz en la reducción de emisiones contaminantes, particularmente óxidos de nitrógeno. En contraposición, la técnica de recirculación de gases de escape de baja presión tiene asociado un gran potencial para la reducción de emisiones contaminantes pero necesita un estudio exhaustivo que confirme de forma clara sus posibilidades. En efecto, puesto que se trata de un sistema con gran peso dentro de los procesos del motor, especialmente en el de renovación de la carga y el de combustión, su introducción tendrá importantes implicaciones en el funcionamiento del mismo. Luego queda patente la necesidad de efectuar un estudio exhaustivo de los efectos que el sistema de EGR de baja presión produce en los procesos llevados a cabo en un motor Diesel sobrealimentado.

## 1.2. **Objetivos**

El objetivo principal del presente trabajo es el análisis del proceso de recirculación de los gases de escape mediante sistemas de baja presión en motores Diesel sobrealimentados. Gran parte del trabajo se desarrollará mediante el análisis comparativo de la respuesta del motor ante el proceso de recirculación de gases de escape llevado a cabo con sistemas de alta y baja presión. Por tanto, se pretende que este trabajo abarque, en la medida de lo posible, todos los procesos afectados por la recirculación de gases de escape. Puesto que se trata de un objetivo amplio, es necesario desglosar el objetivo principal en objetivos secundarios. En este sentido, el estudio tiene como objetivo contribuir a la comprensión de los principales problemas de la recirculación de los gases de escape, esto es:

1. Los efectos de la recirculación de gases de escape en la distribución del gas de admisión entre cilindros.
2. Los efectos de la recirculación de los gases de escape sobre la renovación de la carga. Así, se prestará especial atención a los siguientes aspectos:

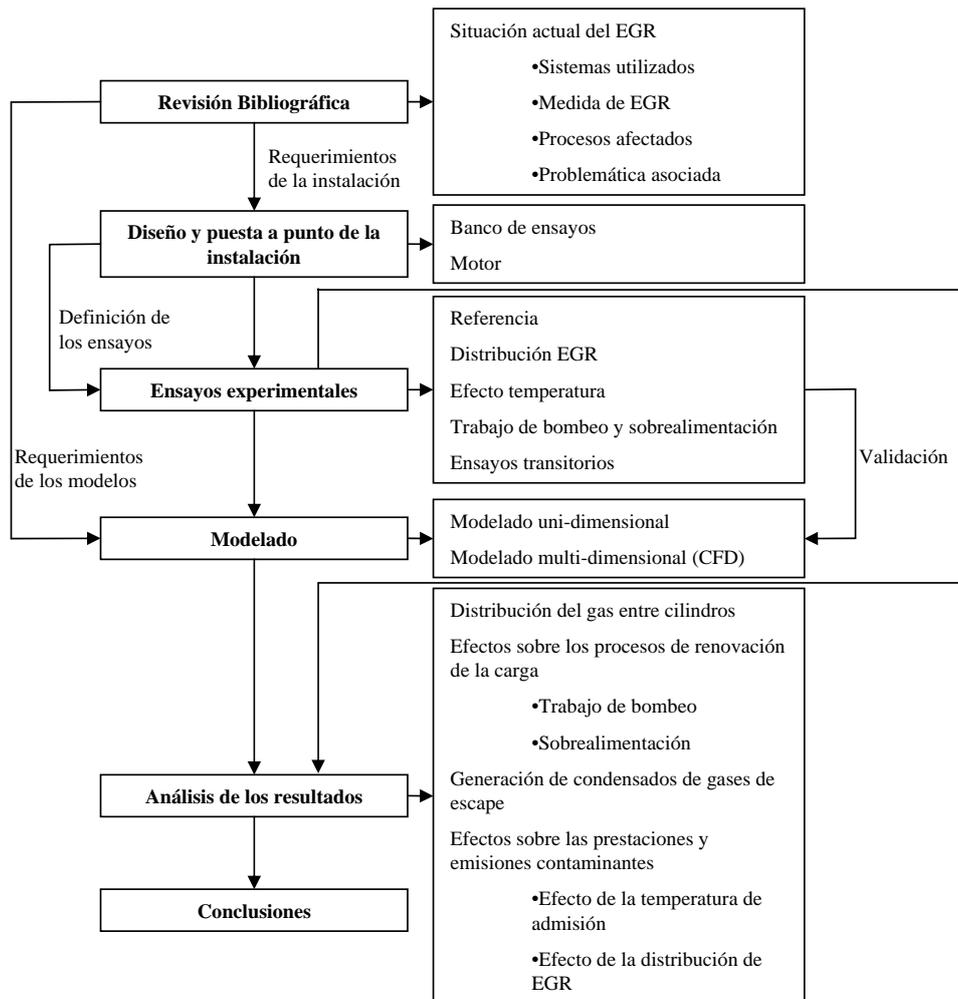
- a) Efecto de la recirculación de gases de escape en el trabajo de bombeo del motor.
  - b) Efecto de la recirculación de gases de escape en la sobrealimentación. En este sentido, se considerará tanto los efectos directos de la recirculación de los gases de escape en la sobrealimentación como las implicaciones del sistema de recirculación en el control del proceso de renovación de la carga del motor.
3. Efecto de la temperatura a lo largo de la línea de admisión en la generación de condensados de gas de escape.
  4. Impacto de la arquitectura del sistema de EGR en las prestaciones del motor y sus emisiones contaminantes. Por ser dos aspectos íntimamente ligados a la arquitectura del sistema de EGR, a este respecto se profundizará en:
    - a) Efecto de la temperatura del gas de admisión sobre las emisiones contaminantes.
    - b) Efecto de la distribución del gas de admisión entre cilindros sobre las emisiones contaminantes.

Adicionalmente, para poder alcanzar los objetivos establecidos se han desarrollado diversas herramientas. En este sentido, un objetivo secundario del presente trabajo es la puesta a punto de una herramienta para determinar de forma precisa la distribución del gas de admisión entre cilindros.

### 1.3. Metodología

El correcto planteamiento y definición de una metodología adecuada son condiciones indispensables para alcanzar los objetivos de un estudio como el que se presenta en este documento. La metodología seguida para la realización de este trabajo aparece de forma esquemática en la figura 1.3.

Como todo trabajo de investigación, una vez decidido el tema a tratar y los objetivos del estudio, el primer paso es realizar una revisión bibliográfica lo más exhaustiva posible con el fin de evaluar el estado del arte. En el caso del presente trabajo, la revisión bibliográfica se encuentra situada en el ámbito de la recirculación de los gases de escape. Los temas que comprende dicha revisión bibliográfica son:



*Figura 1.3. Metodología del estudio.*

- Soluciones actuales para la recirculación de los gases de escape. En este sentido el sistema de recirculación externa de gases de escape de alta presión monopoliza los sistemas de EGR de los motores Diesel sobrealimentados actuales.
- Medida de la tasa de EGR. Es indispensable analizar cuales son las técnicas que permiten medir la tasa de EGR con el fin de determinar los requerimientos de la instalación experimental así como estimar las limitaciones de la medida y sus incertidumbres.
- Procesos fluido-dinámicos de los motores Diesel sobrealimentados afectados por la recirculación de los gases de escape. Existe una vasta cantidad de estudios que recogen los efectos de la recirculación de los gases de escape sobre los procesos de los motores Diesel sobrealimentados. La consulta de dicha bibliografía es necesaria para determinar de forma clara y precisa cual es la problemática asociada a los sistemas actuales de recirculación de los gases de escape.

Los aspectos concernientes a la revisión bibliográfica aparecen en el Capítulo 2.

Una instalación experimental versátil y moderna, capaz de controlar de forma precisa todas las variables que afectan al funcionamiento del motor, así como medir los parámetros de interés, es una herramienta fundamental para un estudio como el que se pretende realizar. A partir de la literatura consultada y teniendo en cuenta los objetivos del trabajo es posible determinar los requerimientos que debe satisfacer la instalación experimental. En cuanto al banco de ensayos los objetivos del estudio hacen necesario contar con una serie de sistemas de medida específicamente diseñados para el presente estudio tales como el sistema de extracción de condensados o el sistema de medida de dispersión de EGR. Por otro lado, respecto al motor del estudio, el diseño del sistema de EGR de baja presión así como el sistema de refrigeración son tareas indispensables que deben llevarse a cabo de forma conveniente. La primera parte del Capítulo 3 recoge la información concerniente a la instalación experimental.

Los ensayos experimentales son, junto con el modelado, las herramientas más útiles y las mayores fuentes de información del presente estudio. En cuanto a los ensayos experimentales cabe decir que se requiere una definición apropiada de los mismos para obtener unos resultados útiles. Los principales ensayos experimentales que contiene este trabajo son:

- Ensayos de referencia dedicados a establecer un punto de partida en el estudio. Los resultados de dichos ensayos serán utilizados para obtener

la información necesaria para el modelo, así como comprobar periódicamente que la instalación funciona correctamente.

- Ensayos para determinar la distribución del gas recirculado entre cilindros. Mediante un procedimiento riguroso, estos ensayos permiten determinar en primera aproximación (teniendo en cuenta las limitaciones de la medida) la distribución de EGR entre cilindros tanto para el sistema de alta presión como para el de baja presión.
- Ensayos para determinar el efecto de la temperatura de admisión y del gas recirculado. Los estudios paramétricos son una herramienta muy útil en el ámbito de los trabajos científicos. En este sentido la instalación permite realizar ensayos manteniendo constantes todas las variables operativas del motor a excepción de la temperatura de admisión, de modo que se hace posible cuantificar los efectos de dicha temperatura sobre el funcionamiento del motor.
- Ensayos para evaluar el efecto del sistema de EGR sobre el trabajo de bombeo y la sobrealimentación. En este experimento, para cada modo de funcionamiento se realiza un barrido de aire admitido y presión de admisión. Además de estudiar los efectos sobre trabajo de bombeo y sobrealimentación, estos ensayos permiten determinar la capacidad de recirculación de cada sistema, así como analizar los efectos de cada arquitectura de EGR sobre las prestaciones y emisiones del motor.
- Ensayos transitorios para determinar los efectos del sistema de EGR en la respuesta dinámica del motor y el turbocompresor.

En la segunda parte del Capítulo 3 se tratan los aspectos relacionados con los ensayos experimentales.

A pesar de contar con una instalación experimental de alto nivel, existen parámetros que no es posible medir, de este modo se pone de manifiesto la necesidad de utilizar modelos matemáticos eficaces que permitan tener acceso a esta importante información. En este sentido, el uso de un modelo matemático uni-dimensional que permite el análisis del comportamiento del motor de forma global parece un instrumento idóneo para llevar a cabo algunos de los estudios del presente trabajo. Así, gran parte del estudio del efecto de la recirculación de gases de escape sobre la sobrealimentación es un trabajo eminentemente teórico realizado a partir del modelo. Desafortunadamente, las particularidades de algunos procesos, como el reparto del gas recirculado entre los diferentes cilindros y la singular geometría del colector de admisión, hacen que los modelos unidimensionales sean insuficientes en algunos casos.

Por este motivo, el uso de un modelo multi-dimensional CFD se hace necesario para un estudio tan particular como la distribución del gas recirculado entre cilindros. Cabe decir que los resultados obtenidos mediante el modelado deben ser debidamente validados mediante los ensayos experimentales. Los aspectos relacionados con el modelado llevado a cabo en el presente trabajo aparecen en el Capítulo 4.

El análisis de los resultados obtenidos en el banco de ensayos y los modelos expuestos anteriormente permite alcanzar los objetivos planteados en la Sección 5.1. El Capítulo 5 está destinado a dicho análisis.

Para concluir la tesis, el Capítulo 6 contiene una síntesis de las conclusiones obtenidas así como de las aportaciones más relevantes del presente trabajo.

## Bibliografía

- [1] Bentley RW. “Global Oil and Gas depletion: an overview”. *Energy Policy*, Vol. 30, pp. 189–205, 2002.
- [2] Chan CC. “The State of the Art of Electric and Hybrid Vehicles”. *Proceedings of the IEEE transactions on vehicular technology*, Vol. 90, pp. 247–275, 2002.
- [3] Emadi A, Rajashekara K, Williamson SS y Lukic SM. “Topological Overview of Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicular Power System Architectures and Configurations”. *Proceedings of the IEEE transactions on vehicular technology*, Vol. 54, pp. 763–770, 2005.
- [4] Schindler KP. “Why Do We Need the Diesel?”. *SAE paper 972684*, 1997.
- [5] Shost M, Noetzel M, Wu MC, Sugiarto T, Bordewyk T, Fulks G y Fisher GB. “Monitoring, Feedback and Control of Urea SCR Dosing Systems for NOx Reduction: Utilizing an Embedded Model and Ammonia Sensing”. *SAE paper 2008-01-1325*, 2008.
- [6] Kimura S, Aoki O, Kitahara Y y Aiyoshizawa E. “Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards”. *SAE paper 2001-01-0200*, 2001.
- [7] Olsson JA, Tunestal P, Ulfvik J y Johansson B. “The Effect of Cooled EGR on Emissions and Performance of a Turbocharged HCCI Engine”. *SAE paper 2003-01-0743*, 2003.
- [8] Lu XC, Chen W y Huang Z. “A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 2. Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion”. *Fuel*, Vol. 84, pp. 1084–1092, 2005.
- [9] Zheng M, Reader GT y Hawley JG. “Diesel engine exhaust gas recirculation - a review on advanced and novel concepts”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 45, pp. 883–900, 2004.
- [10] Luján JM. “Recirculación interna de gases de combustión en motores Diesel sobrealimentados”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1998.
- [11] Vera F. “Efecto de la recirculación del gas de escape en el proceso de la renovación de la carga en motores turbosobrealimentados”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004.

- 
- [12] Kolmanovsky I, Moraal P, van Nieuwstadt MJ y Stefanopoulou AG. “Issues in Modelling and Control of Intake Flow in Variable Geometry Turbocharged Engines”. *Proceedings of the 18th IFIP Conference on System Modeling and Optimization, Detroit*, pp. 436–445, 1997.
- [13] Kass MD, Thomas JF, Wilson D, Lewis SA y Sarles A. “Assessment of Corrosivity Associated With Exhaust Gas Recirculation in a Heavy-Duty Diesel Engine”. *SAE paper 2005-01-0657*, 2005.
- [14] Bravo Y, Lázaro JL y García-Bernad JL. “Study of Fouling Phenomena on EGR Coolers due to Soot Deposits. Development of a Representative Test Method”. *SAE paper 2005-01-1143*, 2005.



# Capítulo 2

## Estado del arte en la recirculación de gases de escape en motores Diesel Sobrealimentados

### Contenido

---

<b>2.1. Introducción. Los motores HSDI en el marco medioambiental . . . . .</b>	<b>16</b>
<b>2.2. EGR. Definición y clasificaciones . . . . .</b>	<b>21</b>
<b>2.3. Procesos de MEC afectados por el EGR . . . . .</b>	<b>27</b>
2.3.1. Efecto de la recirculación de gases de escape sobre el proceso de renovación de la carga en motores Diesel sobrealimentados . . . . .	28
2.3.1.1. Influencia de la recirculación de los gases de escape sobre la masa admitida . . . . .	28
2.3.1.2. Influencia del circuito de EGR sobre el trabajo de bombeo . . . . .	32
2.3.1.3. Interacciones entre elementos del sistema de renovación de la carga . . . . .	33
2.3.2. Efecto de la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en motores Diesel sobrealimentados . . . . .	38
<b>2.4. Efecto del EGR sobre las emisiones contaminantes de MEC . . . . .</b>	<b>41</b>
2.4.1. Efecto de la recirculación de la recirculación de los gases de escape en las emisiones de $\text{NO}_x$ . . . . .	41
2.4.2. Efecto de la recirculación de los gases de escape en las emisiones de partículas . . . . .	41

---

Bibliografía . . . . .	44
------------------------	----

---

## 2.1. Introducción. Los motores HSDI en el marco medioambiental

La preocupación social por el efecto de las emisiones de los vehículos automóviles sobre el medio ambiente surge con el comienzo de la segunda mitad del siglo 20, tras la 2ª Guerra Mundial. El estado de California de los EEUU es el pionero en cuanto a la reglamentación de las emisiones contaminantes de los vehículos automóviles. No en vano en 1947, en la ciudad de Los Ángeles la preocupación por la polución ambiental llevó a sus mandatarios a establecer los llamados *Distritos de Control de Polución Ambiental* (APCD) para atacar el problema de forma local. No obstante, los reglamentos de la época no tenían en cuenta las emisiones de  $\text{NO}_x$  a pesar de que Zeldovich ya había sentado las bases del mecanismo térmico de formación del NO en 1946 [1]. Sus estudios pusieron de manifiesto la dependencia de las emisiones de  $\text{NO}_x$  con la temperatura de combustión y la relación oxígeno-combustible. El exceso de aire con que trabajan los motores Diesel es especialmente favorable para las emisiones de  $\text{NO}_x$ . En 1952 el interés sobre los  $\text{NO}_x$  crece cuando el papel de dicho compuesto en el *smog* fotoquímico queda patente [2]. Los estudios sobre las emisiones de  $\text{NO}_x$  se incrementan en esta época y en 1957 se presenta el llamado mecanismo de Zeldovich extendido para la formación de NO, todavía vigente en la actualidad [3]. Del mismo modo se mejoran los sistemas de detección y medida de  $\text{NO}_x$  hasta llegar a los sistemas de detección por quimioluminiscencia que alcanzan el mercado a finales de los años 60 [4]. En 1970 con la aparición de la *Agencia para la Protección del Medioambiente* EPA en EEUU llegan las primeras normativas que regulan las emisiones de  $\text{NO}_x$ .

Paralelamente, el tratado de Roma de 1957 había despertado la preocupación de los gobiernos Europeos al evidenciar que más de un cuarto de las materias tóxicas contenidas en el aire atmosférico se debían a las emisiones de los automóviles. También en 1970, la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (ECE) y la Comunidad Económica Europea (EEC) establecen la primera legislación Europea en lo concerniente a emisiones de vehículos a motor [5]. Esta primera reglamentación establecía unos límites comunes para los HC y CO emitidos por vehículos ligeros MEC y MEP durante un ciclo conocido como ECE15 que simulaba la conducción en un ámbito urbano. La normativa 70/220/EEC [5] pese a ser muy elemental, sienta las bases para posteriores modificaciones hasta llegar a la situación actual. Así en 1977

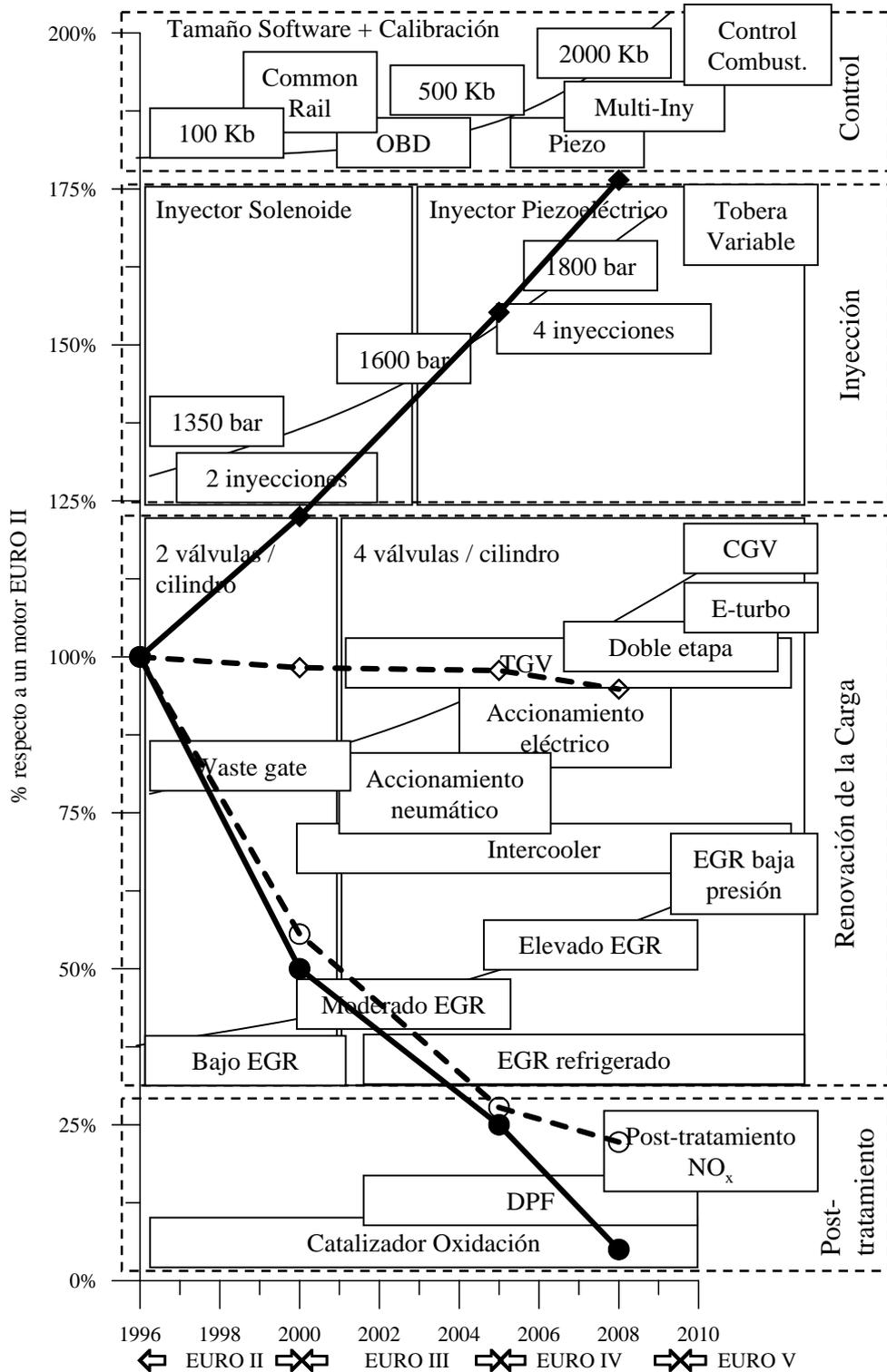
se introduce la regulación de los  $\text{NO}_x$  conjuntamente con los HC. Ya en 1988 comienza la regulación de las partículas emitidas por los motores Diesel. La llegada de la UE supone un salto cualitativo en la regulación de las emisiones contaminantes de vehículos, y con la entrada en vigor de la normativa EURO I el ciclo de homologación se amplía para valorar el funcionamiento del vehículo fuera del entorno urbano dando lugar al conocido *New European Driving Cycle* (NEDC). Además se separan los límites de emisiones para los motores MEC y MEP. Posteriores modificaciones de la normativa europea anticontaminación suponen niveles de emisiones cada vez más restrictivos hasta llegar a la regulación vigente [6] y futura [7].

Además de la reglamentación de los contaminantes emitidos por los motores, las emisiones de  $\text{CO}_2$  están cobrando cada vez mayor importancia. Por un lado, una reducción en los gramos de  $\text{CO}_2$  emitidos por kilómetro tiene como repercusión directa una reducción en los litros de combustible consumido. De este modo, las emisiones de  $\text{CO}_2$  han estado tradicionalmente reguladas por el propio mercado puesto que el coste de operación del motor está íntimamente relacionado con las emisiones de  $\text{CO}_2$  del mismo, y es claro que los consumidores reclaman motores cada vez más eficientes. Asimismo, la reducción en el consumo de combustible adquiere mayor importancia en la medida en que el petróleo parece ser un bien cada vez más escaso. Finalmente, el importante incremento en el consumo de fuentes fósiles de energía, consecuencia del desarrollo económico exponencial, ha dado lugar a que las emisiones de  $\text{CO}_2$  provenientes de la actividad humana alcancen niveles influyentes en el calentamiento global del planeta. De acuerdo con esta coyuntura, la mayoría de países industrializados se comprometieron, a finales de 1997 en la ciudad de Kioto, a tomar las medidas oportunas para que las emisiones globales de  $\text{CO}_2$  a finales de 2012 sean un 5 % menores a las obtenidas durante 1990. Si se tiene en cuenta que un 11 % de las emisiones de  $\text{CO}_2$  de origen antropogénico son producidas por los vehículos a motor, queda patente el peso que la eficiencia en los sistemas de transporte tiene sobre el cumplimiento del protocolo de Kioto y por ende sobre el problema del calentamiento global.

El conjunto de las restrictivas normativas y las exigentes demandas de los consumidores han dado lugar a una evolución espectacular de los motores Diesel durante la última década tal y como se desprende de la figura 2.1. Los motores HSDI<sup>1</sup> actuales tienen una potencia específica del orden de un 75 % superior a la de un motor de hace 12 años. Del mismo modo, las emisiones de partículas y  $\text{NO}_x$  se han reducido de forma espectacular. Cabe decir que, tal y como se observa en la figura 2.1, la elevada eficiencia de los MEC ha

---

<sup>1</sup>del inglés “*High Speed Direct Injection*”.



**Figura 2.1.** Evolución de las principales prestaciones de los motores HSDI respecto a valores de 1996. ◆: presión media efectiva. ◇: consumo específico. ○: emisiones de NO<sub>x</sub>. ●: emisiones de partículas.

provocado que los mayores esfuerzos del sector se hayan dirigido a mejorar los que tradicionalmente han sido los puntos débiles de este tipo de motores, las emisiones contaminantes y prestaciones, mermando así los avances en cuanto al rendimiento de los motores HSDI. No obstante es de notar que se han conseguido mejoras en el consumo específico de entorno al 10 %, y se espera que en el futuro próximo se prime la mejora en la eficiencia.

Es del todo incuestionable que la extraordinaria evolución en las prestaciones de los motores HSDI debe estar íntimamente ligada al progreso científico y tecnológico. En la figura 2.1 aparecen algunos de los avances que han tenido un peso específico importante en el progreso de los motores Diesel durante los últimos años. En su parte superior aparecen los avances técnicos relacionados con el control de los motores Diesel. Desde que comenzaron a emerger los sistemas electrónicos, los motores Diesel han alcanzado mayor complejidad y sofisticación. El gran número de modernos actuadores electrónicos que sustituyen a los más primitivos sistemas de regulación mecánica no ha hecho más que crecer [8] contribuyendo a que los motores Diesel sean equipos eficientes y respetuosos con el medio ambiente. Resulta sorprendente observar cómo se ha incrementado el tamaño del software y la calibración pasando de sistemas de control de escasamente 64 kBytes en 1996 a 2048 kBytes en la actualidad [9, 10]. Sin embargo, el aumento del número de sensores y actuadores con que cuentan los motores actuales justifica el notable crecimiento de los sistemas de control en términos de complejidad y capacidad.

Otro de los sistemas del motor que ha sufrido importantes modificaciones es el sistema de inyección. Desde que en 1991 apareciera el primer motor Diesel de inyección directa sobrealimentado de pequeña cilindrada [9] las presiones de inyección se han incrementado de forma progresiva. Elevar la presión de inyección contribuye a la penetración del chorro en la cámara de combustión y la mezcla del combustible con el aire [11]. De este modo, el incremento de la presión de inyección mejora la combustión reduciendo los humos y aumentando las prestaciones. Además del incremento en la presión, la capacidad de regulación del proceso de inyección ha dado un salto significativo, especialmente a partir de 1997 con la llegada de los sistemas common-rail [12]. Estos sistemas permiten una libertad casi total a la hora de seleccionar los parámetros de inyección. Así pues, es posible escoger el número de inyecciones junto al punto, tiempo y presión de inyección simultáneamente. De cara a la reducción de  $\text{NO}_x$ , la tendencia seguida durante los últimos años es el retraso de la inyección. Forzando que la combustión principal comience durante la carrera de expansión se reduce de forma importante la temperatura de combustión y por tanto la formación de  $\text{NO}_x$ . Desafortunadamente, esta medida tiene repercusiones negativas sobre el consumo específico y la emisión de partículas [11–13].

El aumento del número de inyecciones por ciclo es otro de los parámetros que muestran la importante evolución tecnológica de los sistemas de inyección durante la última década. La inyección de una pequeña cantidad de combustible previa a la inyección principal contribuye a disminuir el tiempo de retraso de la combustión principal, reduciendo la cantidad de combustible que se quema en combustión premezclada. De este modo, la inyección piloto permite un mayor control sobre la combustión principal a la vez que disminuye el gradiente de presión en cámara durante la combustión reduciendo el ruido producido. Adicionalmente, puesto que la inyección piloto modifica la ley de liberación de calor es inevitable que produzca efectos sobre el rendimiento y las emisiones del motor. Por otro lado, la post-inyección permite aumentar la temperatura durante la última fase de la carrera de expansión afectando así a las emisiones contaminantes e incrementando la energía disponible en la turbina. Durante los últimos años, la proliferación de sistemas de post-tratamiento tales como el filtro de partículas ha incrementado la importancia de la post-inyección puesto que el aumento de temperatura de los gases de escape permite de un lado incrementar la eficiencia del catalizador de oxidación y de otro regenerar el filtro de partículas.

En lo que respecta al sistema de renovación de la carga la evolución ha resultado igualmente sorprendente. En 1996 Opel<sup>2</sup> fue el primer fabricante en producir un vehículo ligero que combina la tecnología de 4 válvulas por cilindro con la inyección directa y la sobrealimentación en un motor Diesel [14], años después esta tecnología está generalizada. El aumento en el número de válvulas supone un incremento en el rendimiento volumétrico del motor. Además, un óptimo diseño de este sistema permite incrementar la turbulencia en el cilindro favoreciendo procesos de combustión rápidos y homogéneos que limiten la producción de humos. Respecto a la sobrealimentación, la turbina de geometría variable (TGV) ha desplazado casi totalmente a la anterior configuración de turbina de geometría fija y “*waste-gate*”. El mejor aprovechamiento de la energía de los gases de escape contribuye al incremento de las prestaciones y la reducción consumo específico [15]. Del mismo modo, la capacidad de regulación que aportan las turbinas de geometría variable permiten controlar de forma más precisa parámetros del proceso de renovación de la carga tales como las presiones de admisión y escape, o el gasto másico de admisión, afectando a las prestaciones y emisiones del motor [16]. Un paso más en la tecnología de la sobrealimentación es el uso de turbocompresores de doble etapa para incrementar la presión de admisión hasta niveles superiores a los 4 bar. Otras tendencias actuales son el uso de compresores de geometría

---

<sup>2</sup>filial del grupo *General Motors*.

variable (CGV) con el fin de variar el rango de funcionamiento del compresor, o la asistencia eléctrica para reducir el tiempo de respuesta [17–19].

Respecto a la recirculación de los gases de escape los primeros motores Diesel de inyección directa sobrealimentados de pequeña cilindrada ya contaban con este sistema, puesto que su origen se remonta a los años 60. Las primeras aplicaciones de esta técnica tenían como objetivo reducir la detonación en MEP [20]. Poco después de los estudios de A.J. Haagen-Smit [2] en 1957 poniendo de manifiesto el efecto de las emisiones de  $\text{NO}_x$  sobre el smog fotoquímico, se comienza a proponer el EGR como medida para la disminución de este contaminante. Durante la década de los sesenta aparecen numerosos estudios sobre el EGR y su efecto sobre los  $\text{NO}_x$  [21], pero no es hasta la década de los 90 que esta técnica comienza a usarse masivamente en los motores Diesel. Cabe mencionar que a pesar de no tratarse de una técnica moderna, la tecnología asociada a ella ha sufrido importantes cambios. Dado el peso específico que esta técnica tiene en el presente trabajo, la recirculación de gases de escape se tratará de forma específica en el siguiente apartado.

Finalmente, el post-tratamiento es uno de los campos en los que mayor esfuerzo se está realizando durante los últimos años. De este modo, la tecnología para el desarrollo de filtros de partículas está lo suficientemente madura y en los últimos años se ha generalizado su uso en los motores Diesel de inyección directa sobrealimentados. Sin embargo, la tecnología para el post-tratamiento de los  $\text{NO}_x$  no ha llegado a los mismos niveles de madurez y su uso todavía no está extendido en motores Diesel de pequeña cilindrada, lo que deja al EGR como principal sistema para la reducción de emisiones de  $\text{NO}_x$  en este tipo de motores. No obstante en el futuro a corto plazo, todo indica que el EGR deberá convivir con el post-tratamiento de  $\text{NO}_x$ , especialmente con los sistemas SCR que están comenzando a implantarse [22].

## **2.2. Recirculación de los gases de escape. Definición y clasificaciones**

La recirculación de los gases de escape puede definirse como una técnica de reducción de emisiones de  $\text{NO}_x$  en motores de combustión interna alternativos mediante la cual se introducen en el cilindro parte de los gases procedentes de combustiones anteriores. Puesto que el gas quemado contiene un elevado porcentaje de  $\text{CO}_2$  y de agua, esta técnica contribuye a incrementar la proporción de gases inertes en el cilindro. Los gases inertes provenientes del EGR no participan en la combustión, pero permiten reducir la temperatura local en el

cilindro. Puesto que el calor específico del gas recirculado es superior al del aire, la recirculación de gases de escape contribuye a reducir la temperatura de la llama. Por otro lado, la introducción de un gas inerte en el cilindro disminuye a su vez la concentración de oxígeno en el interior del mismo. Bajo estas condiciones, la combustión se realiza de una forma más lenta, disminuyendo el pico de presión y temperatura de la combustión, y reduciendo así las emisiones de  $\text{NO}_x$ .

Se denomina tasa de EGR a la relación entre la masa total admitida por el motor y la cantidad de gas recirculado de acuerdo a la ecuación 2.1

$$EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{EGR}} \quad (2.1)$$

donde  $\dot{m}_{EGR}$  representa el gasto másico de EGR y  $\dot{m}_{aire}$  hace referencia al gasto másico de aire fresco. A la hora de determinar la tasa de EGR de forma experimental cabe decir que, mientras la medida del gasto de aire fresco que atraviesa el motor es factible mediante sensores de hilo caliente, la cantidad de gas recirculado no es en absoluto sencilla de medir. Las elevadas temperaturas del gas recirculado y su contenido en partículas hacen que el uso de sensores de hilo caliente sea inviable. Si bien durante los últimos años han surgido algunos nuevos métodos para determinar la tasa de EGR [23, 24], el procedimiento habitual, al menos a escala de laboratorio, para determinarla es utilizar la medida en escape y admisión de la concentración de alguna especie gaseosa afectada por la combustión<sup>3</sup>. Realizando un balance de masas en el colector de admisión es posible determinar la concentración de un gas  $X$  a partir de las concentraciones de dicho compuesto en la atmósfera y el escape, y los gastos másicos de aire y gas recirculado según la ecuación 2.2

$$[X]_{adm} = \frac{[X]_{EGR} \frac{\dot{m}_{EGR}}{PM_{EGR}} + [X]_{aire} \frac{\dot{m}_{aire}}{PM_{aire}}}{\frac{\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{EGR}}{PM_{adm}}} \quad (2.2)$$

Si se considera que los pesos moleculares de gas de escape, aire y gas de admisión son iguales, la expresión 2.2 se simplifica dando lugar a

$$[X]_{adm} = \frac{[X]_{EGR} \dot{m}_{EGR} + [X]_{aire} \dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{EGR}} \quad (2.3)$$

De acuerdo con los rangos de operación característicos de un MEC el error cometido al considerar el peso molecular constante para las diferentes especies

<sup>3</sup>generalmente se utiliza la medida de  $\text{CO}_2$  en escape y admisión, sin embargo es posible utilizar cualquier compuesto que sea generado o destruido mediante el proceso de combustión, véase  $\text{O}_2$  o el  $\text{NO}$ .

que entran en el balance no supera el 0.3% [11]. Combinando las ecuaciones 2.1 y 2.3 se puede calcular la tasa de EGR como

$$EGR = \frac{[X]_{adm} - [X]_{aire}}{[X]_{EGR} - [X]_{aire}} \quad (2.4)$$

A partir de la tasa de EGR y el gasto másico de aire fresco es posible determinar la cantidad de gas de escape recirculado. Existen diversos métodos para reintroducir dicho gas en la admisión. Según la naturaleza del mismo se puede establecer diversas clasificaciones del sistema de recirculación. Las más importantes se detallan a continuación.

1. Atendiendo al lugar de extracción de los gases a recircular los sistemas de EGR se clasifican en sistemas de EGR interno y sistemas de EGR externo.
  - **EGR interno:** Esta técnica se basa en el aprovechamiento de los reflujos en las válvulas para atrapar una cierta cantidad de gases residuales en el cilindro. En este sentido el EGR interno tiene la ventaja de su teórica simplicidad constructiva y que no necesita un gradiente de presiones positivo entre escape y admisión para llevar a cabo su cometido. El EGR interno se produce a partir de un diseño particular de la distribución. Generalmente, un perfil peculiar de las levas de escape permite que estas se reabran durante la carrera de admisión en un punto en que la presión de escape es superior a la del cilindro. De esta forma parte del gas de escape es devuelto al cilindro. Pese a que se han llevado a cabo diversos estudios que muestran resultados interesantes en cuanto a la reducción de  $NO_x$  con un sistema relativamente simple y económico [25], los importantes inconvenientes de este tipo de tecnología han hecho que su uso no haya proliferado. En efecto, la altas temperaturas del gas recirculado son un inconveniente fundamental, pues reducen de forma notable la masa admitida haciendo necesarias mayores presiones de sobrealimentación. Sin embargo, la mayor dificultad que presentan los sistemas de EGR interno es la reducida o nula capacidad de regulación. No obstante, los nuevos sistemas de distribución variable pueden solventar este problema y el EGR interno vuelve a estar de actualidad [26–28].
  - **EGR externo:** En este caso el gas recirculado procede de algún punto del escape del motor. El gas fluye por diferencia de presión a través de un conducto que conecta algún punto de la línea de escape con un punto del sistema de admisión. Esto hace que la

elección de los lugares de toma y descarga del gas tenga una importancia fundamental puesto que el salto de presión entre dichos puntos determinará en gran medida el gasto máximo recirculado. Adicionalmente, este sistema requiere una válvula para limitar la cantidad de gas que se dirige hacia la admisión.

2. En el caso de los sistemas de EGR externo se puede realizar otra clasificación atendiendo a los puntos de donde se extrae y se suministra el gas a recircular. Así, existen sistemas de EGR de alta presión (o ruta corta) y sistemas de EGR de baja presión (o ruta larga).

- **EGR de alta presión o ruta corta:** Se trata del sistema más usual en motores sobrealimentados. Este método de recirculación consiste en extraer el gas aguas arriba de la turbina y guiarlo hasta después del compresor (o después del *intercooler* en su caso), de forma que todo el conjunto se encuentra a una presión superior a la atmosférica. La diferencia de presiones entre los colectores de admisión y escape, junto con la posición de la válvula de recirculación determinará el gasto de gas recirculado. Debido a las elevadas tasas de EGR requeridas, es posible que en algunos puntos de funcionamiento el salto de presiones entre colectores de admisión y escape no sea suficiente para alcanzar el nivel de EGR solicitado. En el límite, de acuerdo con la primera ecuación básica de la sobrealimentación [15] es posible que bajo determinadas circunstancias<sup>4</sup> la presión media en el colector de admisión sea superior a la del colector de escape invirtiendo el sentido del flujo y enviando aire fresco directamente al escape. Afortunadamente este hecho no suele ocurrir en los motores de pequeña cilindrada puesto que el reducido tamaño del turbogruppo hace que los rendimientos de compresor y turbina sean moderados, además en estos motores el EGR se realiza en una zona de funcionamiento de baja carga y por tanto con dosados reducidos y bajas temperaturas de escape. No obstante, para evitar reflujos y permitir mayores tasas de EGR se pueden adoptar soluciones tales como el estrangulamiento de la admisión [29] o el uso de sistemas auxiliares como el venturi [30–32], la válvula rotativa [33] o las láminas elásticas [34].
- **EGR de baja presión o ruta larga:** En este sistema el gas de escape que se pretende reintroducir en el motor se extrae aguas abajo

---

<sup>4</sup>generalmente a bajo régimen y alta carga, cuando la temperatura de entrada la turbina es elevada y la de entrada al compresor reducida, el turbo-grupo trabaja en un punto de rendimiento elevado y el dosado del motor es alto.

de la turbina para llevarlo hasta la entrada del compresor aprovechando la depresión generada por el mismo. Para evitar daños en el compresor y el intercooler el gas de escape se toma de la salida del filtro de partículas. En este tipo de sistemas no puede aparecer inversión de flujo, pues la presión de escape siempre es mayor o igual a la presión de entrada al compresor. Sin embargo, la diferencia de presiones entre la extracción y la descarga es generalmente insuficiente para alcanzar los niveles de EGR deseados<sup>5</sup>, luego son necesarios sistemas auxiliares como una válvula de contrapresión en el escape o una válvula de estrangulamiento en la admisión.

Cabe decir que algunos autores han propuesto soluciones intermedias tales como extraer el gas de la entrada a la turbina e introducirlo a la entrada del compresor. Estas soluciones intermedias han proliferado con los sistemas de sobrealimentación de doble etapa, así es posible encontrar trabajos que proponen introducir el gas recirculado entre la primera y segunda etapa de compresión [17].

3. Atendiendo a la temperatura del gas, los sistemas de recirculación de gases de escape se pueden clasificar en sistemas de EGR caliente y sistemas de EGR frío.
  - **EGR caliente:** Se entiende por EGR caliente al que se produce sin ningún tipo de enfriamiento del gas recirculado. En este caso, el EGR tiene un efecto importante sobre la temperatura de admisión puesto que estos gases están mucho más calientes que el aire admitido. El incremento de la temperatura de admisión es un efecto en general no deseado de la recirculación de gases de escape puesto que contribuye a aumentar las emisiones de  $\text{NO}_x$ . No obstante, en determinadas circunstancias, como el arranque en frío, el incremento en la temperatura de admisión favorece el inicio de la combustión y reduce la dispersión cíclica del motor [35]. Obviamente, los sistemas de EGR interno son también de EGR caliente puesto que no permiten el enfriamiento del gas.
  - **EGR frío:** En este sistema el gas recirculado se enfría en un intercambiador de calor para no afectar en la medida de lo posible a la temperatura de admisión. Si bien la disminución de la temperatura de admisión representa una ventaja para las prestaciones del motor, la complejidad del circuito se ve incrementada. Además es

---

<sup>5</sup>especialmente en condiciones de bajo régimen donde el gasto de escape es reducido y por tanto la pérdida de carga en la línea de escape pequeña.

necesario tener en cuenta que un enfriamiento excesivo de los gases de escape puede llevar a la condensación del vapor de agua y otras sustancias contenidas en el mismo.

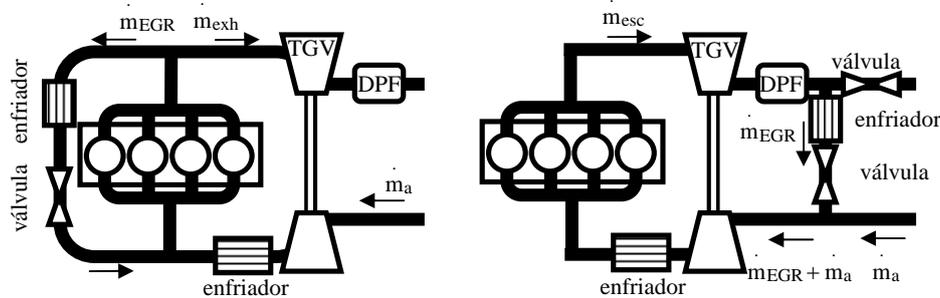
4. Finalmente, pese a que no se trata de una característica del sistema de EGR en sí, sino más bien del modo de gestionarlo, según algunos autores [36], de acuerdo con la masa total admitida por el motor existen dos tipos de sistemas de recirculación de gases de escape, sistemas de adición y sistemas de sustitución.

- **EGR de adición:** En este caso la masa de aire fresco admitida por el motor permanece constante al introducir el EGR. De esta forma los gases recirculados constituyen una masa adicional. El EGR de adición se lleva a cabo en los MEP puesto que los requisitos de post-tratamiento exigen que el motor funcione con dosado estequiométrico. De esta forma, para una determinada cantidad de combustible, la masa de aire que debe admitir un MEP está fijada independientemente de la tasa de EGR que se realice.
- **EGR de sustitución:** La masa total admitida por el motor se mantiene constante, de modo que el EGR admitido desplaza una cierta cantidad de aire fresco que ocuparía parte de la cámara de combustión en caso de que el motor operara sin EGR. Este método de recirculación de gas de escape es el que se lleva a cabo en los MEC, puesto que al contrario de lo que ocurre en los MEP, los motores Diesel no disponen en general de una válvula de estrangulamiento que regule la cantidad de aire admitido, en este sentido para una presión de admisión dada siempre admiten la misma masa. Por tanto, si no se varía la presión de soplado el EGR desplazará parte del aire fresco manteniendo constante<sup>6</sup> la masa admitida por el motor.

La figura 2.2 izquierda muestra un sistema de EGR externo frío de alta presión que es la configuración adoptada por la práctica totalidad de fabricantes de motores HSDI. En contraposición, en la figura 2.2 derecha aparece un sistema de EGR externo frío de baja presión. En el presente trabajo se estudiarán los efectos que tienen ambos sistemas sobre el funcionamiento del motor.

---

<sup>6</sup>en la práctica, puesto que los gases recirculados se encuentran a temperatura elevada la masa total admitida disminuye.



**Figura 2.2.** *Diversos sistemas de recirculación de gases de escape. Izquierda: externo frío de alta presión. Derecha: externo frío de baja presión.*

### 2.3. Procesos de motores Diesel sobrealimentados afectados por la recirculación externa de los gases de escape

Puesto que los objetivos de la tesis son amplios, y abarcan los principales procesos fluidodinámicos que tienen lugar en los motores de combustión interna alternativos, una revisión bibliográfica del estado del arte en cuanto a los conocimientos actuales de los efectos de la recirculación de los gases de escape está justificada. Por este motivo, en el presente apartado se va a llevar a cabo una revisión bibliográfica de los efectos que tiene la recirculación de los gases de escape sobre dos de los principales procesos fluidodinámicos que tienen lugar en los motores Diesel sobrealimentados: la renovación de la carga y la combustión. Si bien la producción científica relacionada con la recirculación de los gases de escape es vasta tal y como se mostró en la figura 1.2, desgraciadamente la mayor parte de los trabajos tratan al motor como una caja negra centrándose en las prestaciones sin atender a los procesos que permiten alcanzarlas. En cuanto a los efectos de la recirculación de los gases de escape sobre la renovación de la carga cabe destacar los estudios de Luján [25] y Vera [37], verdaderos antecedentes del presente trabajo. Respecto a las consecuencias que tiene la recirculación de los gases de escape sobre la combustión la bibliografía es más amplia, pero cabe destacar las aportaciones de los investigadores de la Universidad de Brunel [36, 38–48].

### 2.3.1. Efecto de la recirculación de gases de escape sobre el proceso de renovación de la carga en motores Diesel sobrealimentados

La renovación de la carga es el proceso por el cual se lleva a cabo la evacuación de los gases quemados del cilindro tras la combustión y el posterior llenado del mismo con mezcla fresca. La relevancia de este proceso queda justificada por el hecho de que las propiedades del gas atrapado en el cilindro tendrán importantes repercusiones sobre el proceso de combustión y a la postre sobre las prestaciones obtenidas del motor. Puesto que el circuito de EGR es uno de los sistemas que toman parte en el proceso de renovación de la carga, sus efectos sobre el mismo serán notables. Con el fin de realizar un análisis pormenorizado, los efectos de la recirculación de gases de escape sobre la renovación de la carga han sido clasificados en tres grupos principales:

1. **Influencia sobre la masa admitida:** Puesto que la recirculación de los gases de escape afecta a las propiedades físicas y químicas del gas admitido por el cilindro, su influencia sobre el proceso de renovación de la carga queda justificada.
2. **Influencia sobre el trabajo de bombeo:** El efecto que tiene el proceso de renovación de la carga sobre el trabajo neto del ciclo se cuantifica mediante el trabajo de bombeo. Debido a que la recirculación de los gases de escape está integrada en el proceso de renovación de la carga, el coste energético para llevarla a cabo quedará recogido en el trabajo de bombeo.
3. **Interacciones entre elementos del sistema de renovación de la carga:** Durante el funcionamiento habitual del motor aparecerán interacciones entre los diversos dispositivos que toman parte en el proceso de renovación de la carga como turbocompresor, circuito de EGR intercambiadores, colectores, válvulas de admisión y escape, entre otros.

#### 2.3.1.1. Influencia de la recirculación de los gases de escape sobre la masa admitida

Los efectos de la recirculación de los gases de escape sobre la masa admitida son consecuencia de reemplazar cierta porción de aire frío, que sería admitido en caso de no llevar a cabo la recirculación de gases de escape, por gases procedentes de la combustión a elevada temperatura. En este sentido las consecuencias son claras. No obstante, conviene separar y establecer de forma

precisa los efectos de la recirculación de los gases de escape sobre la masa admitida para sentar unas bases sólidas que faciliten la comprensión de efectos más complejos.

**Incremento de la temperatura de admisión:** Tras la combustión, los gases quemados que salen del cilindro se encuentran a elevada temperatura, a medida que dichos gases se alejan del cilindro su temperatura disminuye progresivamente a consecuencia de la transmisión de calor por convección hacia las paredes de los conductos que forman el escape. Las condiciones de funcionamiento y el punto donde se produce la extracción del gas a recircular tendrán una gran influencia sobre la temperatura del gas recirculado y por tanto en la temperatura de admisión. Mediante un balance de entalpía puede cuantificarse el efecto de la recirculación de los gases de escape en la temperatura de admisión, tal y como se muestra en la expresión 2.5.

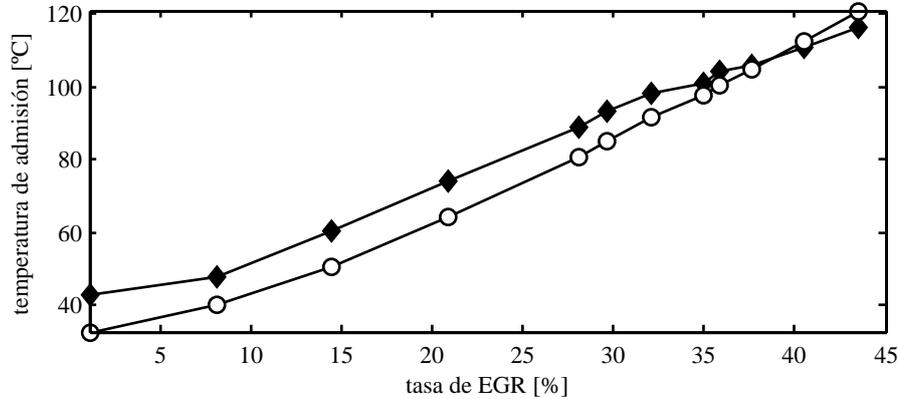
$$\dot{m}_{aire}c_{p,aire}T_{aire} + \dot{m}_{EGR}c_{p,EGR}T_{EGR} = \dot{m}_{adm}c_{p,adm}T_{adm} + H_{perdidas} \quad (2.5)$$

La asunción de que los calores específicos del aire, gas de escape y gas de admisión son iguales supone un error despreciable mientras que simplifica de forma importante la ecuación [11]. Si además se considera que el colector es adiabático y por tanto no hay pérdidas de calor ( $H_{perdidas} = 0$ ), lo que representa una hipótesis más difícilmente aceptable, la temperatura de admisión se puede calcular a partir de la ecuación 2.5 como:

$$T_{adm} = T_{aire} + EGR(T_{EGR} - T_{aire}) \quad (2.6)$$

Luego queda patente el efecto que tiene la temperatura del gas recirculado sobre la temperatura de admisión, así un sistema de EGR frío afectará menos a la temperatura de admisión que un sistema de EGR caliente. A pesar de que los motores modernos cuentan con sistemas de refrigeración de EGR, el hecho de que habitualmente se emplee el propio refrigerante del motor con temperaturas entorno a los 90°, hace que la temperatura de admisión tras la mezcla del aire con el gas recirculado se incremente con la recirculación de gases de escape. Un ejemplo de este comportamiento se muestra en la figura 2.3, donde se observa que para un determinado motor, en las condiciones consideradas, la temperatura de admisión crece con la tasa de EGR.

Finalmente, cabe decir que la temperatura de admisión afectará significativamente a la temperatura en el cilindro al final de la carrera de compresión, lo que tendrá efectos sobre la combustión.

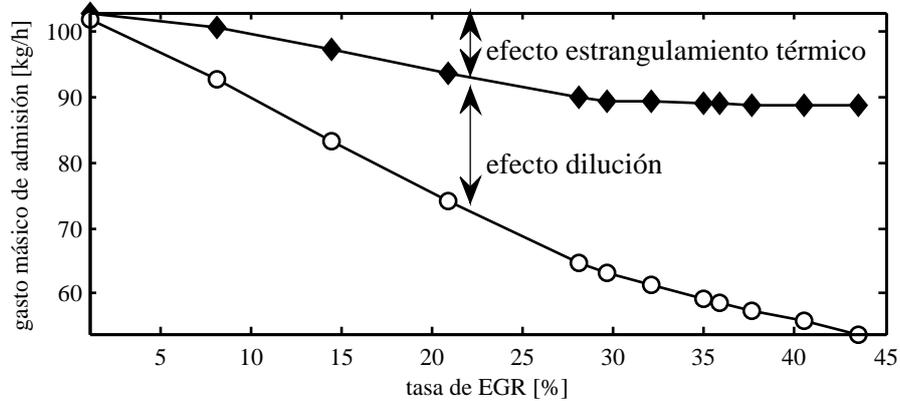


**Figura 2.3.** Evolución de la temperatura de admisión medida en un motor Diesel de pequeña cilindrada en función de la tasa de EGR para unas condiciones de funcionamiento de 1582 rpm y 42 Nm correspondientes al modo de operación de 70 km/h del NEDC. ♦: experimental. ○: teórico según la ecuación 2.6.

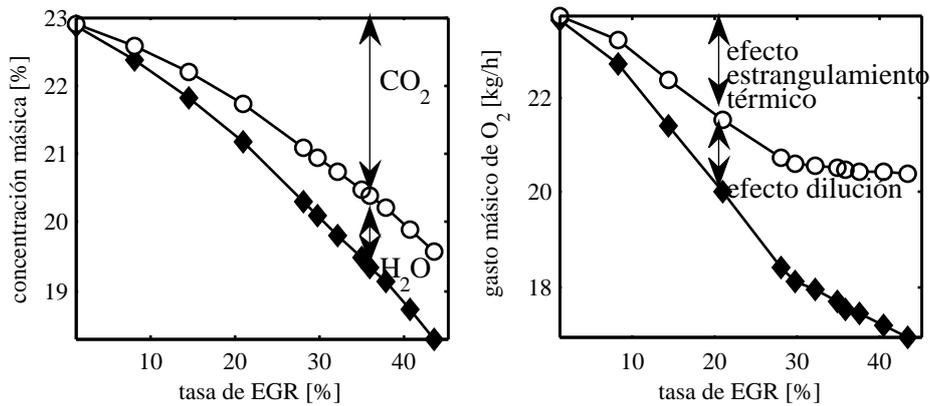
**Reducción en la masa admitida:** Un efecto directo que tiene el incremento en la temperatura de admisión es la reducción en la densidad del gas admitido<sup>7</sup> y por lo tanto la disminución de la masa admitida. Este efecto es conocido como “estrangulamiento térmico” [42], ya que en este sentido el EGR actúa como una válvula situada en la admisión del motor. En la figura 2.4 se comprueba que para un modo de funcionamiento dado con presión de admisión constante, a medida que el gasto de aire fresco es reemplazado por gas recirculado se reduce también la masa total admitida.

**Reducción en la concentración de oxígeno:** La reducción en la concentración de oxígeno en la admisión es consecuencia de la sustitución de aire fresco por gas quemado con reducido contenido de oxígeno, efecto que la literatura recoge como “efecto de dilución” [38]. La figura 2.5 izquierda contempla dicho fenómeno. En ella se muestra el efecto conjunto de los productos de la combustión ( $\text{CO}_2$  y agua) contenidos en el EGR sobre la concentración de oxígeno en la admisión. Junto al comentado “efecto de dilución” es necesario considerar que el EGR también produce un “estrangulamiento térmico” sobre la masa admitida. Ambos efectos quedan patentes en la figura 2.5 derecha, donde para las condiciones señaladas en la gráfica, el EGR produce una reducción en el oxígeno admitido superior al 15 % .

<sup>7</sup>para condiciones de presión de admisión constante.



**Figura 2.4.** Gasto másico admitido por un motor Diesel de pequeña cilindrada en función de la tasa de EGR para unas condiciones de funcionamiento de 1582 rpm y 42 Nm correspondientes al modo de operación de 70 km/h del NEDC. ♦: masa total. ○: aire fresco.



**Figura 2.5.** Efecto del EGR sobre la composición del gas admitido por un motor Diesel de pequeña cilindrada en unas condiciones de funcionamiento de 1582 rpm y 42 Nm correspondientes al modo de operación de 70 km/h del NEDC. Izquierda: concentración másica de oxígeno en la admisión en función de la tasa de EGR. ♦: concentración de O<sub>2</sub>. ○: efecto del CO<sub>2</sub> contenido en el EGR sobre la concentración de O<sub>2</sub> en la admisión. Derecha: gasto de oxígeno admitido en función de la tasa de EGR. ○: gasto teórico de O<sub>2</sub> si la composición del gas admitido fuese la del aire atmosférico (efecto del "estrangulamiento térmico"). ♦: gasto másico de O<sub>2</sub> admitido por el motor (efecto conjunto del "estrangulamiento térmico" y la "dilución").

**Incremento del calor específico de la mezcla:** La concentración de  $\text{CO}_2$  y vapor de agua (principales productos de la combustión) en la admisión crece con el EGR. Además de la reducción en la concentración de oxígeno, estos elementos tienen su propio efecto sobre las propiedades de la masa admitida. Puesto que tanto el dióxido de carbono como el agua tienen calores específicos a presión constante superiores al oxígeno y el nitrógeno, el calor específico de la mezcla se incrementa con el EGR. Por el contrario, a medida que aumenta la tasa de EGR el exponente adiabático de la mezcla disminuye [46, 49]. Los cambios en el exponente adiabático y el calor específico tendrán consecuencias en la evolución de las propiedades termodinámicas del fluido durante compresión y la combustión respectivamente. No obstante, según varios autores, su influencia en el proceso de combustión será moderada [11, 46].

### 2.3.1.2. Influencia del circuito de EGR sobre el trabajo de bombeo

El trabajo de bombeo es el realizado para admitir la mezcla fresca y evacuar los gases quemados. La morfología del sistema de EGR (alta o baja presión, pérdida de carga de elementos, etcétera) tendrá repercusiones importantes sobre el trabajo de bombeo y por tanto sobre la eficiencia global del motor. Es habitual que la presión de escape sea superior a la de admisión y por tanto el trabajo lo realice el motor hacia el fluido<sup>8</sup>. De esta forma el trabajo de bombeo es generalmente negativo y perjudica el rendimiento del motor. Se puede determinar el trabajo de bombeo mediante la expresión 2.7:

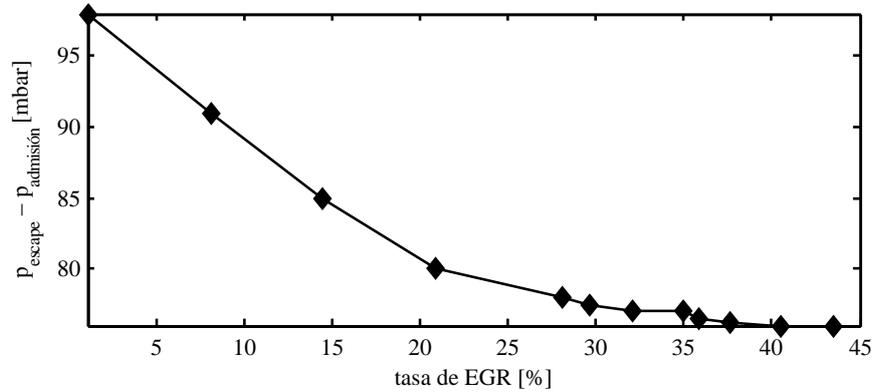
$$W_b = \int_{PMI_{ie}}^{PMI_{fa}} p(\alpha) dV(\alpha) \quad (2.7)$$

donde  $dV(\alpha)$  es el diferencial de volumen en el cilindro en función del ángulo de cigüeñal.

El trabajo de bombeo se incrementará a medida que disminuya la presión de admisión y aumente la de escape, de este modo, la pérdida de carga en los elementos que compongan el sistema de renovación de la carga tendrá repercusiones negativas sobre este parámetro. El efecto de la recirculación de los gases de escape sobre el trabajo de bombeo es en cierto modo contradictorio. Si bien la comunicación del escape y la admisión del motor contribuye a que se igualen las presiones y disminuya el trabajo de bombeo tal y como se puede observar en la figura 2.6<sup>9</sup>, cierto salto de presiones es necesario para

<sup>8</sup>En motores sobrealimentados puede darse una presión de admisión superior a la de escape consiguiendo que el trabajo de bombeo lo realice el fluido sobre el pistón.

<sup>9</sup>estos resultados se han obtenido manteniendo la presión de admisión constante, que no el gasto de aire constante.



**Figura 2.6.** Efecto de la recirculación del EGR sobre el salto de presiones entre admisión y escape en un motor Diesel de pequeña cilindrada en unas condiciones de funcionamiento de 1582 rpm y 42 Nm correspondientes al modo de operación de 70 km/h del NEDC .

que el caudal requerido sea readmitido. Los efectos de la recirculación de los gases de escape sobre el trabajo de bombeo han sido estudiados por diferentes autores [37, 50, 51], poniendo de manifiesto que para sistemas de EGR de alta presión la recirculación de gases de escape afecta de forma positiva al proceso de renovación de la carga cuando el trabajo de bombeo es negativo debido a la equiparación de las presiones de admisión y escape. En cuanto a los sistemas de baja presión, cabe esperar que los efectos sobre el trabajo de bombeo sean reducidos al menos en los casos en que no se utilicen válvulas de estrangulación en la admisión o de contrapresión en el escape [52].

### 2.3.1.3. Interacciones entre elementos del sistema de renovación de la carga

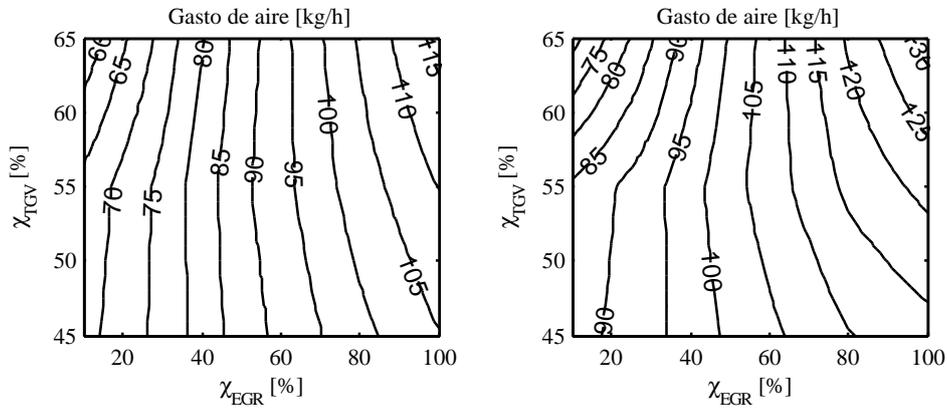
**Recirculación de gases de escape y reparto de la masa admitida entre cilindros:** Un reto importante a la hora de diseñar el sistema de admisión de un motor es lograr un correcto reparto de la masa admitida entre los diferentes cilindros con el fin de no crear desequilibrios en el funcionamiento del motor. Cuando se produce recirculación de gases de escape este reparto es especialmente importante puesto que afecta de forma sustancial al dosado con que trabaja cada cilindro. El diseño conjunto del sistema de admisión y el circuito de EGR determinará la homogeneidad de la mezcla admitida [53–57].

**Recirculación de gases de escape y sobrealimentación:** Puesto que tanto el EGR como la sobrealimentación afectan a las condiciones de admisión y escape, un estrecho acoplamiento aparece entre ambos sistemas. Este acoplamiento es especialmente intenso cuando se utiliza un circuito de recirculación de los gases de escape de alta presión. El cierre de los álabes de la turbina produce una restricción a la salida de los gases del cilindro y consecuentemente un incremento en la contrapresión de escape. En el caso de que la válvula de EGR permanezca cerrada, todo el gas de escape debe atravesar la turbina, y el cierre de sus álabes da lugar a un aumento de su régimen de giro. El incremento en la potencia disponible para el compresor revierte en el aumento del gasto de aire trasegado. El balance entre el gasto trasegado por el compresor y la masa admitida por los cilindros produce un incremento en la presión de admisión tras cierto tiempo de retraso. Este hecho queda reflejado en las figuras 2.7 y 2.8, donde aparecen para dos puntos de funcionamiento diferentes los mapas de iso-gasto de aire e iso-presión de admisión en función de los porcentajes de cierre de la válvula de EGR y TGV. Así, es posible observar como cuando la válvula de EGR permanece completamente cerrada ( $\chi_{EGR} = 100\%$ ) el gasto de aire y la presión de admisión crecen con el cierre de la turbina ( $\chi_{TGV}$ ). No obstante, a medida que la válvula de EGR se va abriendo, la contrapresión producida por la turbina causa un incremento en el gasto recirculado y por tanto una reducción en el gasto de aire que trasega el compresor. Este fenómeno puede verse en la figura 2.7 derecha, donde el cierre de la turbina desde el 45% hasta el 65% con la válvula de EGR completamente abierta ( $\chi_{EGR} = 10\%$ )<sup>10</sup> produce un descenso en el gasto de aire de 87 a 70 kg/h. De esta forma, la ganancia de la relación entre el gasto de aire y la posición de la TGV puede ser positiva o negativa dependiendo de las condiciones de funcionamiento. Por este motivo, la TGV no debe utilizarse para controlar el gasto de aire en motores equipados con sistemas de EGR de alta presión, al menos cuando la válvula de EGR permanece abierta.

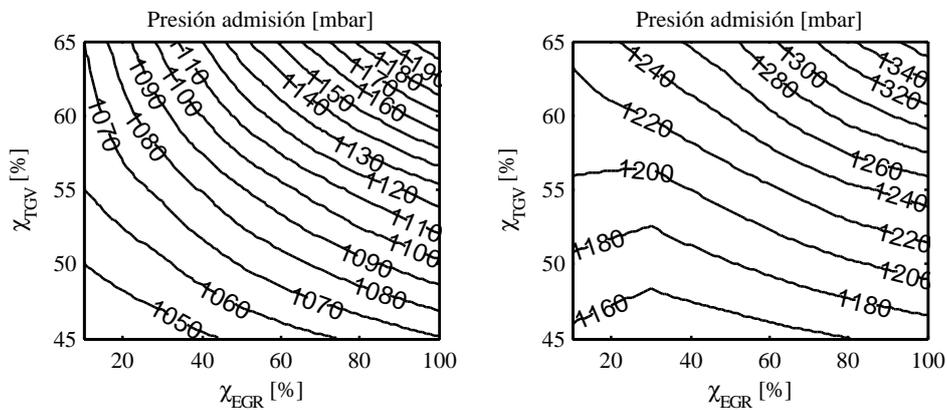
La apertura de la válvula de EGR reduce la energía disponible en la turbina y por tanto contribuye a la disminución de la presión de admisión. Sin embargo, puesto que el EGR comunica los colectores de admisión y escape, en cierto modo contribuye a que sus presiones se igualen y por tanto se incremente la presión de admisión. Dependiendo del punto de funcionamiento prevalece uno u otro de los efectos anteriores, dando lugar a que el signo de la ganancia entre presión de admisión y apertura de EGR dependa de las condiciones de operación tal y como se desprende de la figura 2.8. Así, no es recomendable controlar la presión de admisión con la válvula de EGR.

---

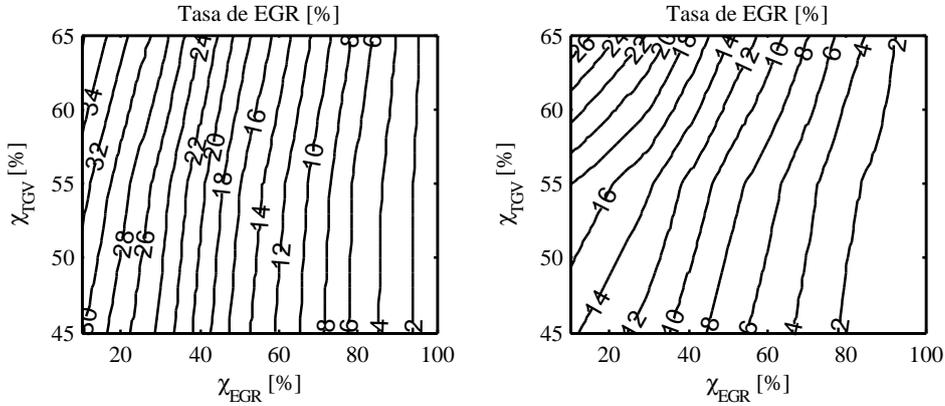
<sup>10</sup>para el motor en cuestión una señal de posición del 10% corresponde a una válvula de EGR completamente abierta.



**Figura 2.7.** Efecto conjunto de la sobrealimentación y el EGR de alta presión sobre el gasto de aire admitido por un motor Diesel de pequeña cilindrada en dos modos de funcionamiento diferentes. Izquierda:  $n=2000\text{rpm}$  y  $m_f=1.3\text{kg/h}$ . Derecha:  $n=2000\text{rpm}$  y  $m_f=3.3\text{kg/h}$ .



**Figura 2.8.** Efecto conjunto de la sobrealimentación y el EGR de alta presión sobre la presión de admisión en un motor Diesel de pequeña cilindrada en dos modos de funcionamiento diferentes. Izquierda:  $n=2000\text{rpm}$  y  $m_f=1.3\text{kg/h}$ . Derecha:  $n=2000\text{rpm}$  y  $m_f=3.3\text{kg/h}$ .



**Figura 2.9.** Efecto conjunto de la sobrealimentación y el EGR de alta presión sobre la tasa de EGR por un motor Diesel de pequeña cilindrada en dos modos de funcionamiento diferentes. Izquierda:  $n=2000\text{rpm}$  y  $m_f=1.3\text{kg/h}$ . Derecha:  $n=2000\text{rpm}$  y  $m_f=3.3\text{kg/h}$ .

Finalmente, en la figura 2.9 se muestra cómo tanto la posición de la TGV como la de la válvula de EGR afectan a la tasa de EGR. No obstante, de la pendiente de las líneas de tasa de EGR constante se deduce que este parámetro es más sensible a la válvula de EGR que a la posición de la TGV.

La mayor parte de la literatura relacionada con la recirculación de los gases de escape y la renovación de la carga aborda la relación entre el EGR y la sobrealimentación. Más concretamente, los efectos descritos en el párrafo anterior son el centro de numerosos trabajos. El objetivo de muchos de estos estudios es establecer modelos orientados al control de motores. Por su reducido coste computacional, los *modelos de valores medios*<sup>11</sup> son los más ampliamente utilizados para el control de la TGV y el EGR en los motores actuales [59–64]. Para profundizar más en la interacción entre los sistemas de EGR y sobrealimentación los modelos uni-dimensionales son una herramienta válida, por su mayor precisión a la hora de representar los procesos fluidodinámicos que gobiernan la renovación de la carga [65, 66].

Desde el punto de vista experimental, los trabajos realizados en la *Universidad de Bath* también han puesto de manifiesto la interacción entre turbina

<sup>11</sup>los modelos de motor de valores medios o MVEM (del inglés *mean value engine model*) tienen su origen en la *Universidad de Dinamarca* [58] a principios de los años 90, y básicamente son modelos de llenado y vaciado completados con cierta información experimental, como por ejemplo valores de rendimiento volumétrico en función del régimen de giro y la carga del motor.

y EGR tanto en estacionario [67] como en transitorio [68], proponiendo incluso nuevas estrategias para el control de estos sistemas [69]. En lo que respecta a sistemas de EGR de baja presión los estudios son mucho más escasos [65], principalmente debido a que, hasta que el uso de trampas de partículas no se ha generalizado, los sistemas de EGR de baja presión no han sido considerados como una alternativa real a los sistemas de alta presión.

#### **Recirculación de gases de escape y refrigeración del gas admitido:**

Con la proliferación de la sobrealimentación se ha extendido el uso de intercambiadores de calor para reducir la temperatura del gas tras la compresión. Del mismo modo, con el aumento en la utilización de sistemas de recirculación de gases de escape se ha incrementado el uso de intercambiadores para disminuir la temperatura del gas recirculado [70]. Todos estos esfuerzos van encaminados a mantener bajas temperaturas de admisión. No obstante, es necesario tener en cuenta que el gas procedente de la combustión tiene un elevado contenido en vapor de agua. Si el enfriamiento se lleva a cabo hasta que se alcanza una temperatura del gas inferior al punto de rocío dará lugar a la condensación del vapor de agua. De este modo, pueden formarse depósitos en los intercambiadores que contribuyan a reducir la eficiencia de los mismos. Más aun, junto con el vapor de agua pueden condensar ácidos como el sulfúrico, procedentes de compuestos contenidos en el combustible, aceite lubricante y otros elementos del motor, que pueden ser fuertemente corrosivos [71, 72]. Algunas de las medidas habituales para evitar los problemas de corrosión son:

- Eliminar la refrigeración del EGR mientras el motor trabaja con bajas temperaturas de refrigerante, por ejemplo durante el arranque. Esta técnica no es común puesto que no es habitual que los motores dispongan de circuitos de EGR alternativos que permitan disminuir o eliminar la refrigeración del gas.
- Incrementar la relación aire-combustible durante los periodos en que la temperatura de refrigeración sea baja, con el fin de disminuir la cantidad de vapor de agua contenida en el EGR e incrementar así la temperatura de rocío. Esta técnica es ampliamente utilizada por los fabricantes de motores de automóvil puesto que su implementación es sencilla y además tiene repercusiones positivas en las emisiones de hidrocarburos y humos del motor [73].
- Utilización de combustibles con bajo contenido en azufre.
- Utilización de materiales resistentes a la corrosión.

### 2.3.2. Efecto de la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión en motores Diesel sobrealimentados

Los motores de combustión interna alternativos, ya sean MEP o MEC, requieren de un proceso de combustión perfectamente controlado con el fin de producir la potencia requerida manteniendo las emisiones contaminantes bajo los límites impuestos por la normativa. Por tanto la combustión resulta el corazón del funcionamiento del motor, y cualquier anomalía en los diversos factores que intervienen en el proceso implican un funcionamiento fuera de diseño. Esto puede resultar en una disminución de la eficiencia del motor y, por supuesto, un aumento de las emisiones. El estudio del proceso de combustión conlleva un arduo trabajo que excede con mucho los propósitos de esta tesis y, si bien la breve revisión bibliográfica que se presenta proporciona ciertas bases para el entendimiento de la misma, para el lector interesado en este tema se recomiendan los trabajos de *Dec et al.* en los laboratorios *Sandia* [74–78].

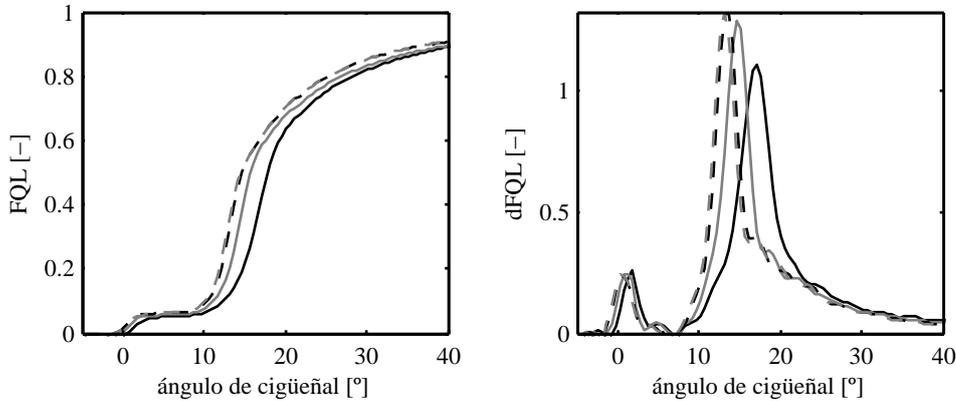
La recirculación de los gases de escape tiene importantes repercusiones en el proceso de combustión. Uno de los parámetros principales que caracteriza el proceso de combustión es el dosado o relación combustible-aire. Puesto que la recirculación de los gases de escape afecta a la masa admitida, sus consecuencias sobre la combustión quedan patentadas. No obstante la variedad en los efectos de la recirculación de los gases de escape sobre las condiciones del gas admitido expuestas en el apartado 2.3.1.1 y la propia complejidad del proceso de combustión hacen del estudio del impacto de la recirculación de gases de escape en la combustión una labor especialmente difícil. Así, pese a que la bibliografía que trata el fenómeno de la recirculación de los gases de escape e identifica sus efectos sobre las prestaciones del motor es particularmente extensa [18, 79–84], los artículos que ahondan en el proceso de combustión y suministran justificaciones para los efectos sobre las prestaciones no son tan abundantes [47, 48, 85–91]. Un lugar privilegiado en el último grupo está reservado a los trabajos de *Ladommatos et al.* en la universidad de *Brunel* [36, 38–46]. En ellos, mediante una serie de experimentos en los que se varían las condiciones del gas admitido por el motor, los autores consiguen aislar los diferentes efectos que tiene la recirculación de los gases de escape sobre el proceso de combustión. En este sentido, cabe mencionar que gran parte del presente apartado está basado en dichos trabajos.

Cuando el combustible se inyecta en la cámara de combustión, el chorro atraviesa la atmósfera creada en el interior del cilindro atomizándose. Factores tales como la densidad y naturaleza del gas admitido, el movimiento del fluido en la cámara de combustión, parámetros de inyección y características

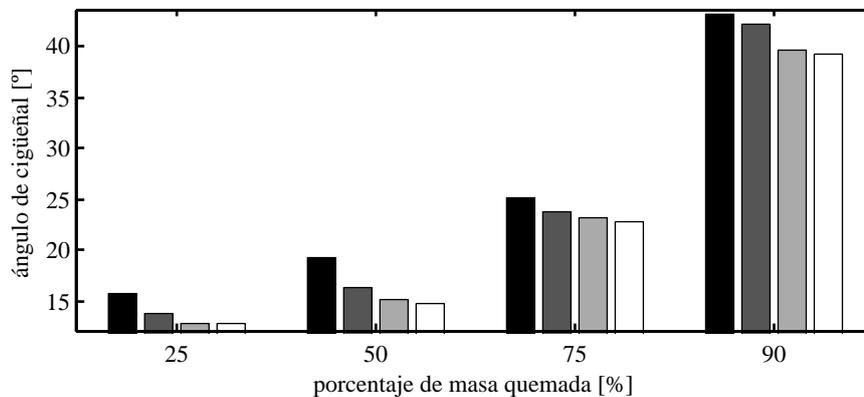
físico-químicas del combustible tienen efectos sustanciales sobre el proceso de formación de la mezcla, determinando el tiempo necesario hasta alcanzar las condiciones requeridas para la combustión. La recirculación de gases de escape en cualquiera de sus versiones, comporta variaciones tanto en la composición como en las condiciones físicas de la mezcla. Estas variaciones tendrán por tanto influencia a la hora de determinar en que instante comienza la combustión.

Dadas unas condiciones de admisión, la reducción de la presión y la temperatura al final de la compresión con la tasa de EGR, fruto del menor  $\gamma$ , contribuye al incremento del tiempo de retraso [92]. No obstante, la mayoría de autores señalan al efecto de dilución como el principal factor responsable del aumento del tiempo de retraso con la recirculación de los gases de escape. La reducción en la concentración de oxígeno en la admisión dificulta el proceso de mezcla entre el chorro de combustible y el oxígeno. De hecho, Ladommatos muestra en [46] cómo el efecto de dilución es el que mayor influencia tiene en el retraso de la combustión, seguido del denominado "efecto químico" que tiene en cuenta la disociación del  $\text{CO}_2$  y el vapor de agua en otros productos que participan en la combustión. Curiosamente Ladommatos atribuye a la diferencia de  $\gamma$  un efecto marginal. En la figura 2.10 se puede observar cómo la recirculación del gas de escape incrementa el tiempo de retraso a la vez que modifica la forma de la combustión.

A pesar de que el incremento en el tiempo de retraso contribuye al aumento de la cantidad de combustible que se quema en combustión premezclada, en la figura 2.10 es posible notar cómo con el incremento de la tasa de EGR el pico de combustión premezclada no se ve incrementado, sino más bien lo contrario. En efecto, la reducción en la cantidad de oxígeno disponible compensa el incremento en el tiempo de retraso, de forma que la velocidad de la combustión disminuye. En este sentido, la primera de las aplicaciones de la recirculación de gases de escape fue la reducción de la detonación en MEP. Adicionalmente, con el aumento de la tasa de EGR la combustión se desplaza hacia la carrera de expansión donde la presión y la temperatura son menores, reduciendo de esta forma la velocidad de la combustión y disminuyendo la tasa de liberación de calor. La figura 2.11 muestra el ángulo al que se alcanzan diferentes grados de combustión en función de la tasa de EGR, poniendo de manifiesto cómo la menor disposición de oxígeno se traduce en una mayor duración de la combustión. En este sentido, las menores presiones y temperaturas alcanzadas en la combustión comportan notables pérdidas en el rendimiento indicado del motor, no obstante se traducen en mejoras en términos de emisiones de  $\text{NO}_x$ .



**Figura 2.10.** Efecto de la recirculación de gases de escape en el proceso de combustión. —: EGR=40 %. — —: EGR=24 %. - - -:EGR=10 %. - . - .:EGR=0 %. Izquierda: evolución de la ley de liberación de calor (FQL). Derecha: evolución de la tasa de liberación de calor (dFQL). Resultados obtenidos mediante el empleo de un modelo de diagnóstico de la combustión para un motor Diesel de pequeña cilindrada en condiciones de funcionamiento de 1582 rpm y 42 Nm correspondientes al modo de operación de 70 km/h del NEDC .



**Figura 2.11.** Efecto del EGR sobre la duración de la combustión. ■: EGR=40 %. ■: EGR=24 %. ■: EGR=10 %. □: EGR=0 %. Resultados obtenidos mediante el empleo de un modelo de diagnóstico de la combustión para un motor Diesel de pequeña cilindrada en condiciones de funcionamiento de 1582 rpm y 42 Nm correspondientes al modo de operación de 70 km/h del NEDC.

## 2.4. Efecto de la recirculación de gases de escape sobre las emisiones contaminantes

Los efectos producidos por la recirculación de los gases de escape sobre la combustión afectan de forma importante a los productos de la misma. De este modo las emisiones contaminantes se ven afectadas por la recirculación de los gases de escape. Si bien las emisiones gaseosas reguladas en los motores Diesel son los  $\text{NO}_x$ , CO y HC [6], en el presente apartado únicamente se tendrán en cuenta los efectos del EGR sobre los  $\text{NO}_x$  por ser, conjuntamente con las partículas, las emisiones más importantes tradicionalmente<sup>12</sup> en estas plantas motrices.

### 2.4.1. Efecto de la recirculación de la recirculación de los gases de escape en las emisiones de $\text{NO}_x$

Si bien existen diversos mecanismos que regulan la formación y reducción de los  $\text{NO}_x$ , el mecanismo de formación de NO térmico propuesto por Zeldovich, es claramente el dominante en el caso de la combustión con elevadas temperaturas de los motores Diesel [93]<sup>13</sup>. De acuerdo con las expresiones del mecanismo de formación de NO propuesto por Zeldovich [1], la reducción en las emisiones de  $\text{NO}_x$  con el aumento de la tasa de EGR se justifican por la reducción en la temperatura de llama así como por la disminución la concentración de oxígeno. No obstante, el primero de los factores es el principal responsable de la disminución de las emisiones de  $\text{NO}_x$ , mientras que la menor concentración de oxígeno afecta a los  $\text{NO}_x$  en tanto en cuanto reduce la temperatura de llama [11].

### 2.4.2. Efecto de la recirculación de los gases de escape en las emisiones de partículas

La recirculación de los gases de escape es un método efectivo para la reducción de emisiones de  $\text{NO}_x$  de los motores Diesel ampliamente utilizado durante los últimos años y con vistas a continuar siendo utilizado para cumplir futuras

---

<sup>12</sup>en los modernos modos de combustión a baja temperatura (HCCI, MK, PCCI,...) las emisiones de CO y HC cobran mayor importancia.

<sup>13</sup>una vez más, esto no es cierto cuando se emplea la combustión a baja temperatura, pues es conocido que el mecanismo de Zeldovich sólo tiene en cuenta la formación de  $\text{NO}_x$  a temperaturas relativamente elevadas. Para bajas temperaturas de combustión además de las reacciones propuestas por Zeldovich es necesario tener en cuenta otros mecanismos como el *prompt*, la formación de  $\text{NO}_x$  a partir de  $\text{N}_2\text{O}$ , o  $\text{NO}_x$  *re-burning* [93].

normativas anticontaminantes. No obstante, el uso del EGR se ve limitado por el clásico balance (“*trade-off*”) entre  $\text{NO}_x$  y partículas. La recirculación de gases de escape reduce la temperatura de combustión, lo que reduce la formación de  $\text{NO}_x$ , sin embargo, la disminución de la temperatura de combustión y de la concentración de oxígeno también puede dar lugar a una oxidación incompleta del hollín formado y por tanto un incremento de las emisiones de partículas.

Se han llevado a cabo numerosos estudios para analizar sistemáticamente los efectos del EGR en las emisiones de partículas, y concretamente en los procesos de formación y oxidación del hollín. Los ya mencionados trabajos de Ladommatos *et al.* [36] tratan los efectos del EGR en las emisiones de partículas variando la concentración de oxígeno en la admisión desde condiciones atmosféricas hasta el 15 %. En estos estudios, los autores evalúan los efectos de dos concepciones de EGR diferentes. La primera de ellas, el EGR de sustitución en la que el gas recirculado reemplaza parte del aire admitido, reduciendo de esta forma el ratio oxígeno-combustible y produciendo mayores emisiones de partículas. La segunda opción, el EGR de adición, permite incrementar el EGR sin disminuir la concentración de oxígeno. Los resultados presentados por Ladommatos *et al.* muestran que esta segunda opción permiten una reducción sustancial de los  $\text{NO}_x$  con una pequeña penalización en las partículas emitidas.

Estudios mas recientes van mas allá, mostrando reducciones simultaneas de  $\text{NO}_x$  y partículas con elevadas tasas de EGR sin un deterioro significativo de las prestaciones [81, 94–96]. Los resultados de Akihama *et al.* en [94] muestran cómo inicialmente la reducción de la concentración de oxígeno producida por el EGR repercute en el aumento de la opacidad de los gases emitidos por el motor. Sin embargo, tras alcanzar un máximo para una concentración de oxígeno entorno al 13 %, la opacidad comienza a decrecer con el aumento en la tasa de EGR. Cabe decir que la concentración de oxígeno en la que se alcanzan la opacidad máxima es del todo variable, pues depende tanto del combustible como del punto de operación. En este sentido, se muestra en el mismo trabajo de Akihama *et al.* que a medida que la temperatura de admisión disminuye, la concentración de oxígeno para las máxima opacidad crece. Del mismo modo, la opacidad decrece con la temperatura de admisión. Desafortunadamente, es necesario tener en cuenta que si bien la reducción simultanea de  $\text{NO}_x$  y humos es posible, estas técnicas conllevan penalizaciones en el consumo específico del motor. A pesar de que las pérdidas en la eficiencia pueden ser en un primer momento paliadas por el adelanto de la inyección, cuando la concentración de oxígeno se reduce fuertemente ni siquiera el adelanto de la inyección permite obtener una combustión estable y eficiente.

Estos resultados que muestran un comportamiento del motor Diesel con EGR contrarios al tradicional balance entre  $\text{NO}_x$  y partículas requieren del estudio de los procesos de formación y oxidación del hollín. En este sentido, los laboratorios Sandia son pioneros en el estudio de la combustión desarrollando modelos apoyándose en el uso de técnicas ópticas [74, 77, 78]. Siebers *et al.* [97] e Idicheria *et al.* [98, 99], también miembros de los citados laboratorios, han investigado los efectos del EGR en la producción de hollín (“*soot*”) simulando la recirculación de gases de escape variando la concentración de oxígeno. Sus medidas de la quimioluminiscencia de radicales OH producidos durante la combustión muestran que la localización del *lift-off*<sup>14</sup> se aleja del inyector a medida que se reduce la concentración de oxígeno. El menor englobamiento de oxígeno en el chorro hace que para llegar a un ratio similar entre oxígeno y combustible al alcanzado en el *lift-off* con concentración de oxígeno ambiente, el combustible tenga que recorrer una distancia mayor. Por otro lado, las imágenes PLII<sup>15</sup> obtenidas muestran que la concentración volumétrica de hollín en la llama disminuye a medida que aumenta el EGR, pero a su vez crece el área visible y por tanto el área que contiene hollín. En cuanto a la sección del chorro gaseoso afectada por el hollín, las imágenes PLII muestran que inicialmente dicha sección crece con el EGR hasta llegar a un máximo tras el cual comienza a disminuir hasta desaparecer. Este comportamiento es el que justifica la inversión del clásico balance entre  $\text{NO}_x$  y partículas obtenido por autores como Akihama. La combinación de imágenes PLII y quimioluminiscencia de radicales OH permite estimar la distancia desde el *lift-off* al comienzo de la zona en que aparece el hollín. Puesto que esta distancia se incrementa con el EGR los autores sugieren que la recirculación de gases de escape contribuye al incremento del tiempo de residencia de los precursores, luego favorece la acumulación del hollín. Sin embargo, las menores temperaturas de combustión alcanzadas reducen la formación del mismo. Por este motivo el efecto del EGR sobre los humos depende del equilibrio entre su efecto en la tasa de formación y su efecto en el tiempo de residencia. Finalmente, estos estudios también ponen de manifiesto el efecto nocivo que tiene el incremento en la temperatura de admisión cuando se emplea el EGR sobre las emisiones de humos, revelando la necesidad de utilizar una adecuada refrigeración de los gases recirculados.

---

<sup>14</sup>El *lift-off* es el punto del chorro de inyección donde se estabiliza la llama de difusión. Experimentalmente se determina mediante técnicas ópticas como el punto más cercano al inyector con una intensidad luminosa por encima de un cierto umbral. Se ha demostrado que la longitud del *lift-off* afecta de forma importante a la producción de hollín.

<sup>15</sup>del inglés *planar laser-induced incandescence*.

## Bibliografía

- [1] Zeldovich YB. “The oxidation of nitrogen in combustion explosions”. *Acta Psychochimica USSR*, Vol. 21, pp. 577–628, 1946.
- [2] Haagen-Smit AJ. “Chemistry and physiology of Los Angeles smog”. *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 44, pp. 1342, 1952.
- [3] Fenimore CP y Jones GW. “Nitric oxide decomposition at 2200-2400K”. *The Journal of Physical Chemistry*, Vol. 61, pp. 654, 1957.
- [4] Clyne MAA, Thrush BA y Wayne RP. “Kinetics of the chemiluminescent reaction between nitric oxide and ozone.”. *Transactions of the Faraday Society*, Vol. 44, pp. 1342, 1964.
- [5] “Council Directive 70/220/EEC of March 20,1970 on the Approximation of the Laws of the Member States relating to Measures to be taken against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles”. *Official Journal of the European Communities*, 1970.
- [6] “Directive 98/69/EC of the European Parliament and of the Council of 13 October 1998 relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles and amending Council Directive 70/220/EEC. L 350/1”. *Official Journal of the European Communities*, 1998.
- [7] “Reglamento CE No 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo de 20 de junio de 2007 sobre la homologación de tipo de los vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6) y sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos”. *Diario Oficial de la Unión Europea*, 2007.
- [8] Grondin O, Stobart R, Chafouk H y Maquet J. “Modelling the Compression Ignition Engine for Control: Review and Future Trends”. *SAE paper 2004-01-0423*, 2004.
- [9] Georgi B, Hunkert S, Liang J y Willmann M. “Realizing Future Trends in Diesel Engine Development”. *SAE paper 972686*, 1997.
- [10] Dauron A. “Model-Based Powertrain Control: Many Uses, No Abuse”. *Oil & Gas Science and Technology*, Vol. 62, pp. 427–435, 2007.
- [11] Molina SA. “Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada”. *Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia*, 2003.
- [12] Flaig U, Polach W y Ziegler G. “Common Rail System (CR-System) for Passenger Car DI Diesel Engines; Experiences with Applications for Series Production Projects”. *SAE paper 1999-01-0191*, 1999.
- [13] Heywood JB. “Internal combustion engine fundamentals”. *McGraw-Hill, Inc.*, 1988.
- [14] Challen B y Baranescu R. “Diesel engine reference book”. *Butterworth Heinemann, Inc.*, 1999.
- [15] Muñoz M y Payri F. “Motores de combustión interna alternativos”. *Sección de publicaciones de la ETSII - Fundación General UPM*, 1989.
- [16] Hawley JG, Wallace FJ, Cox A, Horrocks RW y Bird GL. “Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 213, pp. 145–159, 1999.

- [17] Steve A. “Turbocharging Technologies to Meet Critical Performance Demands of Ultra-Low Emissions Diesel Engines”. *SAE paper 2004-01-1359*, 2004.
- [18] Buchwald R, Lautrich G, Maiwald O y Sommer A. “Boost and EGR System for the Highly Premixed Diesel Combustion”. *SAE paper 2006-01-0204*, 2006.
- [19] Kolmanovsky I, Stefanopoulou AG y Powell BK. “Improving Turbocharged Diesel Engine Operation with Turbo Power Assist System”. *IEEE International Conference on Control Applications*, pp. 454–459, 1999.
- [20] Miller, AE Sullis S. “Recycling Exhaust Gas for Suppressing of Knock in I.C.E.”. *Proceedings of the American Petroleum Institution*, 1953.
- [21] Newhall HK. “Control of Nitrogen Oxides By Exhaust Recirculation, a Preliminary Theoretical Study”. *SAE paper 670495*, 1967.
- [22] Bremm S, Pfeifer M, Leyrer J, Mueller W, Kurze S, Paule M, Keppeler B y Vent G. “Bluetec Emission Control System for the US Tier 2 Bin 5 Legislation”. *SAE paper 2008-01-1184*, 2008.
- [23] Moos R, Reetmeyer B, Hürland A y Plog C. “Sensor for directly determining the exhaust gas recirculation rate - EGR sensor”. *Sensors and Actuators*, Vol. 119, pp. 57–63, 2006.
- [24] Hall MJ y Zuzek P. “Fiber Optic Sensor for Time-Resolved Measurements of Exhaust Gas Recirculation in Engines”. *SAE paper 2000-01-2865*, 2000.
- [25] Luján JM. “Recirculación interna de gases de combustión en motores Diesel sobrealimentados”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1998.
- [26] Babajimopoulos A, Lavoie GA y Assanis DN. “Modeling HCCI Combustion with High Levels of Residual Gas Fraction - A Comparison of Two VVA Strategies”. *SAE paper 2003-01-3220*, 2003.
- [27] Shi L, Cui Y, Deng K, Peng H y Chen Y. “Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR)”. *Energy*, Vol. 31, pp. 2665–2676, 2006.
- [28] Shaver GM, Roelle MJ y Gerdes JC. “Modeling cycle-to-cycle dynamics and mode transition in HCCI engines with variable valve actuation”. *Control Engineering Practice*, Vol. 14, pp. 213–222, 2006.
- [29] van Nieuwstadt M. “Coordinated Control of EGR Valve and Intake Throttle for Better Fuel Economy in Diesel Engines”. *SAE paper 2003-01-0362*, 2003.
- [30] Graf G, Hrauda G y Bartsch P. “Layout of a High Load EGR System for LD, MD and HD Truck Engines by Means of Simulation”. *SAE paper 2000-01-225*, 2000.
- [31] Lundqvist U, Gudmund S y Stalhammar P. “A Comparison Between Different EGR Systems for HD Diesel Engines and Their Effect on Performance, Fuel Consumption and Emissions”. *SAE paper 2000-01-226*, 2000.
- [32] Luján JM, Payri F, Guardiola C y Vera F. “Modeling, Effect and Behaviour of the EGR Venturi in a Heavy-Duty Diesel Engine”. *SAE paper 2001-01-3227*, 2001.
- [33] Guardiola C. “Diseño mediante modelado y ensayos experimentales de un sistema de recirculación de gas de combustión basado en ondas de presión en un motor Diesel turboalimentado”. *Proyecto final de carrera. ETS. Ing. Ind. Universidad Politécnica de Valencia*, 2000.
- [34] Kangyao D, Ohtani M y Shimomizuki N. “EGR simulation of a turbocharged diesel engine - EGR control using CCS and intake and exhaust manifold pulsations”. *JSAE technical paper 9540390*, 1995.

- [35] Peng H, Cui Y, Shi L y Deng K. "Improve Combustion During Cold Start of DI Diesel Engine by EGR Under Normal Ambient Temperature". *SAE paper 2008-01-1084*, 2008.
- [36] Ladommatos N, Abdelhalim SM y Zhao H. "The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions". *International Journal of Engine Research*, Vol. 1, pp. 107–126, 1999.
- [37] Vera F. "Efecto de la recirculación del gas de escape en el proceso de la renovación de la carga en motores turbosobrealimentados". *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004.
- [38] Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z. "The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 1: Effects of Reducing Inlet Charge Oxygen". *SAE paper 961165*, 1996.
- [39] Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z. "The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 2: Effects of Carbon Dioxide". *SAE paper 961167*, 1996.
- [40] Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z. "The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 3: Effects of Water Vapour". *SAE paper 971659*, 1997.
- [41] Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z. "The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 4: Effects of Carbon Dioxide and Water Vapour". *SAE paper 971660*, 1997.
- [42] Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z. "The Effects on Diesel Combustion and Emissions of Reducing the Inlet Charge Mass due to Thermal Throttling with Hot EGR". *SAE paper 980185*, 1998.
- [43] Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z. "Effects of EGR on Heat Release in Diesel Combustion". *SAE paper 980184*, 1998.
- [44] Ladommatos N, Abdelhalim SM y Zhao H. "Control of oxides of nitrogen from diesel engines using diluents while minimising the impact on particulate pollutants". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 18, pp. 963–980, 1998.
- [45] Ladommatos N, Abdelhalim SM y Zhao H. "Effects of exhaust gas recirculation temperature on diesel engine combustion and emissions". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 212, pp. 479–500, 1998.
- [46] Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu H. "The effects of carbon dioxide in exhaust gas recirculation on diesel engine emissions". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 212, pp. 25–42, 1998.
- [47] Zhao H, Lowry G y Ladommatos N. "Time-Resolved Measurements and Analysis of In-Cylinder Gases and Particulates in Compression-Ignition Engines". *SAE paper 961168*, 1996.
- [48] Zhao H, Hu J y Ladommatos N. "In-cylinder studies of the effects of CO<sub>2</sub> in exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 214, pp. 405–419, 2000.
- [49] Armas O, Rodríguez J, Payri F, Martín J y Agudelo JR. "Effect of the trapped mass and its composition on the heat transfer in the compression cycle of a reciprocating engine". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 2842–2853, 2005.

- [50] Jacobs T, Assanis D y Filipi Z. “The Impact of Exhaust Gas Recirculation on Performance and Emissions of a Heavy-Duty Diesel Engine”. *SAE paper 2003-01-1068*, 2003.
- [51] Wahlström J. “Control of EGR and VGT for emission control and pumping work minimization in diesel engines”. *Tesis doctoral. Linköpings universitet*, 2006.
- [52] Hribernik A. “The potential of high- and low-pressure exhaust gas recirculation”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science. C602/024/2002*, pp. 375–384, 2002.
- [53] Green RM. “Measuring the Cylinder-to-Cylinder EGR Distribution in the Intake of a Diesel Engine During Transient Operation”. *SAE paper 2000-01-2866*, 2001.
- [54] Patridge WP, Lewis SA, Ruth MJ, Muntean GG, Smith RC y Stang JH. “Resolving EGR Distribution and Mixing”. *SAE paper 2001-01-2882*, 2002.
- [55] Siewert RM, Krieger RB, Huebler MS, Baruah PC, Khalighi B y Wesslau M. “Modifying an Intake Manifold to Improve Cylinder-to-Cylinder EGR Distribution in a DI Diesel Engine Using Combined CFD and Engine Experiments”. *SAE paper 2001-01-3685*, 2001.
- [56] Lee J, Nam D y Chun KM. “Measurements and Improvements of Cylinder-to-Cylinder Variations of EGR Distribution in a DI Diesel Engine”. *Proceedings of the THIESEL Congress*, pp. 561–567, 2002.
- [57] William J, Dupont A, Bazile R y Marchal M. “Study of Geometrical Parameter Influence on Air/EGR Mixing”. *SAE paper 2003-01-1796*, 2003.
- [58] Hendricks E. “The analysis of mean value engine models”. *SAE paper 890563*, 1989.
- [59] Kolmanovsky I, Moraal P, van Nieuwstadt MJ y Stefanopoulou AG. “Issues in Modeling and Control of Intake Flow in Variable Geometry Turbocharged Engines”. *Proceedings of the 18th IFIP Conference on System Modeling and Optimization, Detroit*, pp. 436–445, 1997.
- [60] Stefanopoulou AG, Kolmanovsky I y Freudenberg JS. “Control of Variable Geometry Turbocharged Diesel Engines for Reduced Emissions”. *IEEE Transactions On Control Systems Technology*, Vol. 8, pp. 733–745, 1999.
- [61] Guzzella L y Amstutz A. “Control of Diesel engines”. *IEEE Control System Magazine*, Vol. 8, pp. 55–71, 1998.
- [62] Sun J, Kolmanovsky I, Cook JA y Buckland JA. “Modeling and Control of Automotive Powertrain Systems: A Tutorial”. *American Control Conference*, pp. 3271–3283, 2005.
- [63] Ammann M, Fekete NP, Guzzella C y Glattfelder AH. “Model-based control of the VGT and EGR in a turbocharged common-rail Diesel engine: Theory and passenger car implementation”. *SAE paper 2003-01-0357*, 2003.
- [64] García-Ortiz JV. “Aportación a la mejora del control de la gestión de aire en motores Diesel turboalimentados mediante distintos algoritmos de control”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004.
- [65] Hochegger W, Hrauda G, Prenninger P y Steiz HF. “Effects of various EGR systems on HDT-turbocharging”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science. C602/040/2002*, pp. 267–281, 2002.
- [66] He Y. “Development and Validation of a 1D Model of a Turbocharged V6 Diesel Engine Operating Under Steady-State and Transient Conditions”. *SAE paper 2005-01-3857*, 2005.

- [67] Hawley JG, Wallace FJ, Cox A, Horrocks RW y Bird GL. "Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 213, pp. 145–159, 1999.
- [68] Wijetunge RS, Brace CJ, Hawley JG, Vaughan ND, Horrocks RW y Bird GL. "Dynamic Behaviour of a High Speed Direct Injection Diesel Engine". *SAE paper 1999-01-0829*, 1999.
- [69] Wijetunge RS, Hawley JG y Vaughan ND. "An exhaust pressure control strategy for a diesel engine". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 218, pp. 449–464, 2004.
- [70] Zelenka P, Aufinger H, Renzek W y Wolfgan C. "Cooled EGR - a key technology for future efficient HD Diesel". *SAE paper 980190*, 1998.
- [71] Kass MD, Thomas JF, Wilson D, Lewis SA y Sarles A. "Assessment of Corrosivity Associated With Exhaust Gas Recirculation in a Heavy-Duty Diesel Engine". *SAE paper 2005-01-0657*, 2005.
- [72] Chalgren RD, Parker GG, Arici O y Johnson JH. "A Controlled EGR Cooling System for Heavy Duty Diesel Applications Using the Vehicle Engine Cooling System Simulation". *SAE paper 2002-01-0076*, 2002.
- [73] Broatch A, Luján JM, Serrano JR y Pla B. "A procedure to reduce pollutant gases from Diesel combustion during European MVEG-A cycle by using electrical intake air-heaters". *Fuel*, Vol. 87, pp. 2760–2778, 2008.
- [74] Dec JE, zur Loye AO y Siebers DL. "Soot distribution in a diesel engine using 2-D laser-induced incandescence imaging". *SAE paper 910224*, 1991.
- [75] Espey C y Dec JE. "Diesel engine combustion studies in a newly designed optical-access engine using high speed visualization and 2-D laser imaging". *SAE Transactions*, Vol. 102, pp. 703–723, 1993.
- [76] Espey C y Dec JE. "The effect of TDC temperature and density on the liquid-phase fuel penetration in a D.I. diesel engine". *SAE Transactions*, Vol. 104, pp. 1400–14, 1995.
- [77] Dec JE y Espey C. "Ignition and early soot formation in a DI diesel engine using multiple 2-D imaging diagnostics". *SAE paper 950456*, 1995.
- [78] Dec JE. "A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging". *SAE paper 970873*, 1997.
- [79] Pierpont DA, Montgomery DT y Reitz RD. "Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in a D.I. Diesel". *SAE paper 950217*, 1995.
- [80] Kouremenos DA, Hountalas DT y Binder KB. "Using Advanced Injection Timing and EGR to Improve DI Diesel Engine Efficiency at Acceptable NO and Soot Levels". *SAE paper 2001-01-0199*, 2001.
- [81] Wagner RM, Green Jr. JB, Dam TQ, Edwards KD y Storey JM. "Simultaneous Low Engine-Out NOx and Particulate Matter with Highly Diluted Diesel Combustion". *SAE paper 2003-01-0262*, 2003.
- [82] Çınar C, Topgül T, Civiniz M y Hasimoglu C. "Effects of injection pressure and intake CO2 concentration on performance and emission parameters of an IDI turbocharged diesel engine". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 1854–1862, 2005.
- [83] Verbeek R, van Aken M y Verkiel M. "DAF Euro-4 heavy duty diesel engine with TNO EGR systema and CRT particulates filter". *SAE paper 2001-01-1947*, 2001.

- [84] Baert RSG, Beckman DE y Veen A. “Efficient EGR Technology for Future HD Diesel Engine Emission Targets”. *SAE paper 1999-01-0837*, 1999.
- [85] Lapuerta M, Salavert JM y Doménech C. “Modelling and Experimental Study About the Effect of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Combustion and Emissions”. *SAE paper 950216*, 1995.
- [86] Satoh K, Zhang L, Hatanaka H, Takatsuki T y Yokota K. “Relationship between NO<sub>x</sub> and SM emissions from DI diesel engine with EGR”. *JSAE Review*, Vol. 18, pp. 369–375, 1997.
- [87] Lapuerta M, Hernández JJ y Gimenez F. “Evaluation of exhaust gas recirculation as a technique for reducing diesel engine NO<sub>x</sub> emissions”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 214, pp. 85–93, 2000.
- [88] Hountalas DT, Benajes J, Pariotis EG y Gonzalez CA. “Combination of high injection pressure and EGR to control nitric oxide and soot in DI diesel engines”. *Proceedings of the THIESEL Congress*, 2004.
- [89] Nikolic D e Iida N. “Effects of intake CO<sub>2</sub> concentrations on fuel spray flame temperatures and soot formations”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 221, pp. 1567–1573, 2007.
- [90] Hountalas DT, Mavropoulos GC y Binder KB. “Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions”. *Energy*, pág. doi:10.1016/j.energy.2007.07.002, 2007.
- [91] Maiboom A, Tauzia X y Hétet JF. “Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine”. *Energy*, Vol. 33, pp. 22–34, 2008.
- [92] Narusawa K, Odaka M, Koike N y Tsukamoto Y. “Study on Combustion Control by Changing the Intake Charge Composition of Diesel Engines”. *JSAE Review*, Vol. 13, pp. 24–29, 1992.
- [93] Amnés P, Mauss F, Kraft M, Vressner A y Johansson B. “NO<sub>x</sub> and N<sub>2</sub>O Formation in HCCI Engines”. *SAE paper 2005-01-0126*, 2005.
- [94] Akihama K, Takatori Y, Inigaki K, Sasaki S y Dean AM. “Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature”. *SAE paper 2001-01-0655*, 2001.
- [95] Kimura S, Aoki O, Ogawa H, Murakana S y Enomoto Y. “New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines”. *SAE paper 1999-01-3681*, 1999.
- [96] Kimura S, Aoki O, Kitahara Y y Aiyoshizawa E. “Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards”. *SAE paper 2001-01-0200*, 2001.
- [97] Siebers D, Higgings B y Pickett L. “Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects”. *SAE paper 2002-01-0890*, 2002.
- [98] Idicheria CA y Pickett LM. “Effect of EGR on diesel premixed-burn equivalence ratio”. *Proceedings of the Combustion Institute*, pág. doi:10.1016/j.proci.2006.08.022, 2006.
- [99] Idicheria ChA y Pickett LM. “Soot Formation in Diesel Combustion under High-EGR Conditions”. *SAE paper 2005-01-3834*, 2005.



# Capítulo 3

## Trabajo experimental

### Contenido

---

<b>3.1. Justificación . . . . .</b>	<b>52</b>
<b>3.2. Descripción de la instalación experimental . . . . .</b>	<b>52</b>
3.2.1. Descripción del motor sujeto a estudio . . . . .	52
3.2.1.1. Control de los sistemas de renovación de la carga . . . . .	54
3.2.1.2. Sistema de refrigeración . . . . .	58
3.2.2. Descripción de la sala de ensayos . . . . .	59
<b>3.3. Definición de los ensayos . . . . .</b>	<b>62</b>
3.3.1. Definición de condiciones de ensayo . . . . .	62
3.3.2. Ensayos de referencia . . . . .	64
3.3.3. Ensayos para determinar la dispersión entre cilindros	65
3.3.4. Ensayos para determinar los efectos de la tempera- tura de admisión y del EGR sobre el funcionamiento del motor . . . . .	66
3.3.5. Ensayos para determinar los efectos del sistema de EGR sobre el trabajo de bombeo y la sobrealimentación	68
3.3.6. Ensayos transitorios para determinar los efectos del sistema de EGR en la respuesta dinámica del motor y el turbocompresor . . . . .	69
<b>Bibliografía . . . . .</b>	<b>70</b>

---

### 3.1. Justificación

Teniendo en cuenta las pretensiones de este estudio, esto es, evaluar los efectos de un sistema de recirculación de gases de escape sobre el funcionamiento de un motor Diesel sobrealimentado, es indispensable disponer de una instalación experimental adecuada.

El presente capítulo se dedica a la descripción de las herramientas y equipos utilizados así como de los ensayos que se han llevado a cabo durante el desarrollo del trabajo experimental. Así, en la sección 3.2 se ofrece una exposición de las características del motor sujeto a estudio, haciendo hincapié en los principales sistemas que tienen repercusión en el proceso de renovación de la carga. Del mismo modo, la segunda parte de la sección 3.2 está destinada a la descripción de la sala de ensayos, especialmente de los elementos particulares de la misma que se han instalado para llevar a cabo el presente trabajo. Finalmente, en el apartado 3.3 se introducen los diferentes ensayos realizados durante el transcurso de la tesis así como la metodología seguida para llevarlos a cabo.

### 3.2. Descripción de la instalación experimental

#### 3.2.1. Descripción del motor sujeto a estudio

El motor sujeto a estudio ha sido fabricado por la empresa francesa PSA-Peugeot-Citroën, bajo la denominación DW10BTED4. Se trata de un motor Diesel, de inyección directa y sobrealimentado con un turbocompresor de turbina con geometría variable. Para hacer frente a la normativa europea EURO IV el motor cuenta con catalizador de oxidación, filtro de partículas y sistema de EGR de alta presión. La centralita del motor, ECU, permite su calibración externa mediante un PC a través de un puerto ETK, variando parámetros como el número de inyecciones, posiciones de turbina y válvula de EGR, etc. De igual modo, los sensores propios del motor tales como los de presión de admisión, gasto de aire o presión de inyección, entre otros, son accesibles a través del mismo sistema. Las principales características del propulsor están recogidas en la tabla 3.1.

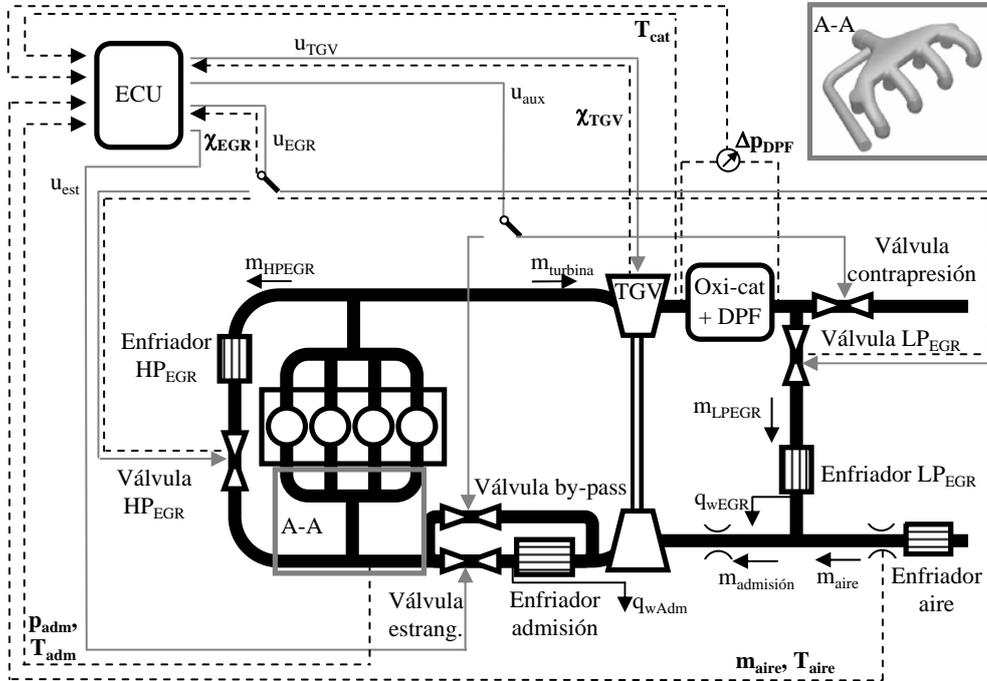
En cuanto al sistema de recirculación de gases de escape, el motor cuenta con un circuito de EGR de alta presión. No obstante, se ha añadido un sistema de baja presión, tal y como se definió en la sección 2.2 del capítulo anterior, dando lugar a la configuración mostrada en la figura 3.1.

**Cuadro 3.1.** Características del motor sujeto a estudio.

Arquitectura	4 cilindros en línea
Cilindrada	1998 cm <sup>3</sup>
Diámetro x Carrera	85 x 88 mm
Número de válvulas	4 por cilindro
Relación de compresión	18:1
Orden de encendido	1-3-4-2
Sistema inyección	Common rail SIEMENS 1980 C0 clase 5
Turbocompresor	Garret VNT GT 1749V
EGR	Alta presión refrigerado
Post-tratamiento	Catalizador de oxidación Filtro de partículas
Potencia máxima	100 kW a 4000 rpm
Par máximo	320 Nm a 1750 rpm

El circuito de EGR de alta presión extrae el gas a recircular del colector de escape, gas que antes de pasar por la válvula de regulación atraviesa un intercambiador de calor de carcasa y tubos refrigerado con el propio refrigerante del motor. Después, un tubo guía el gas hasta el colector de admisión. Tal y como se muestra en el detalle de la figura 3.1, el colector de admisión presenta una asimetría importante, y puesto que el gas recirculado se introduce cerca de las pipas de admisión, es de esperar una importante heterogeneidad en la composición del gas admitido por cada cilindro. El aire fresco procedente del “*intercooler*” entra por el conducto central. El gas procedente del escape a través del tubo de EGR incide perpendicularmente en la corriente de aire fresco desde la izquierda (según la imagen). Estos dos gases, con condiciones de presión y temperatura desigual, entran en la parte central del colector, es en esa zona donde se espera que se produzca la mayor parte de la mezcla entre los dos gases. Para contribuir a ello, el colector posee una sección más grande en su parte central. Desde aquí, se distribuye a los diferentes cilindros a través de los cuatro conductos que salen de éste. Cada uno de los conductos que van a los cilindros, se divide a su vez en otros dos para dirigirse a las válvulas de cada uno de los cuatro cilindros.

Desde un punto de vista constructivo, la instalación de un sistema de EGR de baja presión no comporta demasiadas dificultades. Por este motivo, algunos autores han propuesto el EGR de baja presión como una alternativa para actualizar motores existentes de un modo sencillo [1]. El factor crítico en este tipo de sistemas es la pérdida de carga. En efecto, puesto que el salto de



**Figura 3.1.** Esquema del motor sujeto a estudio. —: Actuadores del motor. - - -: Sensores del motor.

presiones entre el escape y la entrada al compresor no es demasiado elevado, especialmente en las condiciones de baja carga en las que el EGR tiene lugar, la permeabilidad de los sistemas que componen el circuito de EGR deberá ser máxima, con el fin de que las tasas de EGR óptimas puedan ser alcanzadas con la mínima contrapresión posible. Por este motivo, en el presente estudio se ha utilizado un intercambiador de placas y aletas de última generación, que permite una elevada transmisión de calor con una reducida pérdida de carga [2]. Además, una válvula situada aguas abajo de la toma del EGR permite incrementar el salto de presiones y por tanto la cantidad de gas recirculado.

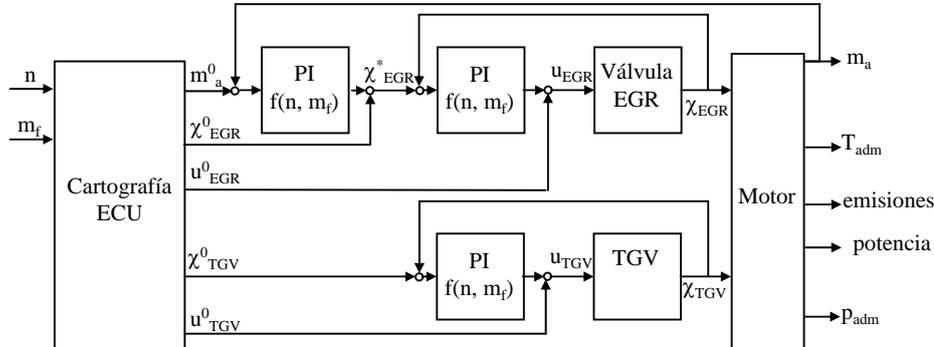
### 3.2.1.1. Control de los sistemas de renovación de la carga

La introducción de un nuevo sistema de EGR en el motor complica el control del proceso de renovación de la carga. Con el fin de mantener la arquitectura de control del motor, se ha conservado la funcionalidad de ambos sistemas de EGR. Sin embargo, no es posible utilizar los dos circuitos simultáneamente pues la

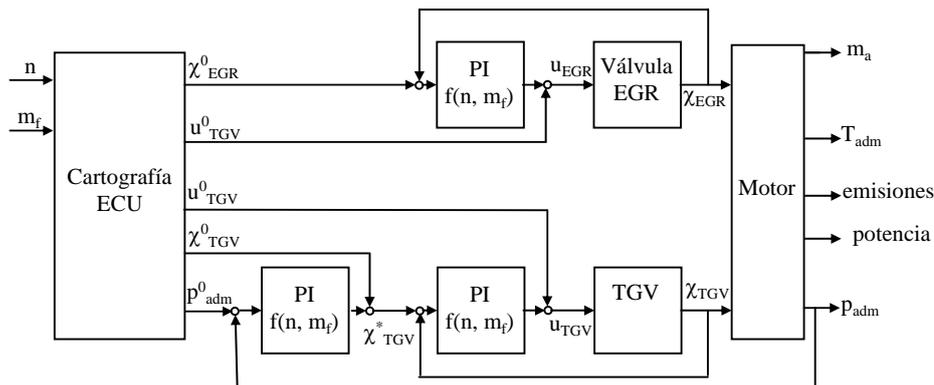
ECU está preparada para controlar una única válvula de EGR. De modo que, de acuerdo con lo que se desprende de la figura 3.1, se utiliza un interruptor para conectar el sistema de EGR requerido en cada caso. Del mismo modo, cuando se utiliza el sistema de EGR de baja presión, la válvula de contrapresión se controla a partir de la señal de activación de la válvula de “*by-pass*”, que queda por lo tanto cerrada.

La elevada cantidad de elementos de regulación en el sistema de renovación de la carga (turbina de geometría variable y válvulas de EGR, “*by-pass*”, estrangulamiento y contrapresión) suponen un número importante de grados de libertad a la hora de controlar el funcionamiento del motor, haciendo del control de estos sistemas una tarea costosa, pero a su vez, con un elevado peso en las prestaciones finales del motor. El objetivo final que gobierna el movimiento de estos sistemas de regulación es reducir en la medida de lo posible el consumo específico del motor manteniendo las emisiones contaminantes por debajo de los límites establecidos por la normativa. No obstante, debido a la carencia de sensores que permitan medir este tipo de variables eficientemente, desde el punto de vista del control, la búsqueda del mínimo consumo específico sin que las emisiones superen los límites legales se transforma en un problema de seguimiento de unos valores de gasto de aire y presión de admisión de referencia. Estos valores de referencia están almacenados en la ECU y se derivan de una serie de ensayos experimentales de optimización en estacionario. El seguimiento de las referencias se lleva a cabo mediante técnicas de control clásico basado en controladores Proporcional-Integral (PI) independientes, de forma que la válvula de EGR se usa para seguir la consigna de aire, mientras que actuando sobre la TGV se busca alcanzar la presión de admisión de referencia.

Los modos de control del sistema de renovación de la carga aparecen en las figuras 3.2 a 3.4 [3, 4]. El esquema representado en la figura 3.2 es el característico del control en la zona de bajo régimen y carga. Es en esta zona, donde tiene lugar la recirculación de gases de escape, donde el gasto de aire se controla en bucle cerrado modificando la posición de la válvula de EGR. Se puede observar cómo no sólo los valores de referencia están recogidos en la ECU sino que los valores de las constantes proporcionales e integrales están también almacenados en tablas en función del régimen y el combustible inyectado, estrategia conocida como planificación de la ganancia. Además, se trata de un control en cascada, pues la válvula de EGR lleva incorporado un sensor de posición que retroalimenta el sistema de control. En estas condiciones, la presión de admisión no se controla de forma directa, más bien se impone una posición de la turbina.



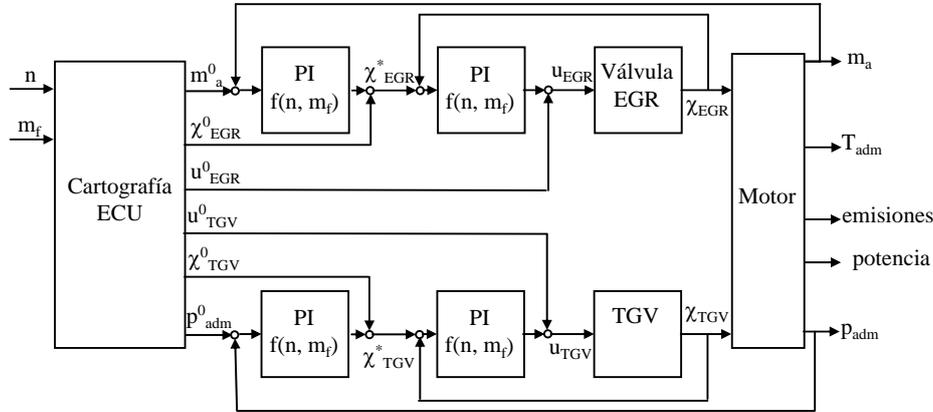
**Figura 3.2.** Estructura de control en cascada de la válvula de EGR con control en bucle cerrado del gasto de aire y control de la presión de admisión en bucle abierto mediante la posición de la turbina de geometría variable.



**Figura 3.3.** Estructura de control en cascada de la turbina de geometría variable con control en bucle cerrado de la presión de admisión y control del gasto de aire en bucle abierto mediante la posición de la válvula de EGR.

En la figura 3.3 aparece el esquema de control del motor en condiciones de alto régimen y carga. En esta zona de funcionamiento donde se buscan altas prestaciones, no hay recirculación de gases de escape y por lo tanto no es necesario ningún tipo de retroalimentación más allá de asegurar que la válvula de EGR permanezca efectivamente cerrada. En cuanto a la presión de admisión, en este caso se controla en bucle cerrado a partir de la posición de la turbina.

Finalmente, en la figura 3.4 aparece una configuración en la que tanto la presión de admisión como el gasto se controlan en bucle cerrado. Si bien en el funcionamiento habitual del motor esta configuración no se utiliza porque



**Figura 3.4.** Estructura de control en cascada de la válvula de EGR y la turbina de geometría variable con control en bucle cerrado del gasto de aire y presión de admisión.

los acoplamientos entre los sistemas de EGR y TGV pueden desestabilizar el control, este modo de control es muy útil para los ensayos en laboratorio en condiciones estacionarias, puesto que permite llevar a cabo ensayos con varias configuraciones del sistema de EGR manteniendo las condiciones de admisión en términos de presión de admisión y gasto.

De este modo, mediante los algoritmos de control descritos anteriormente el motor regula la posición de la válvula de EGR a partir de la medida del gasto de aire independientemente del circuito de EGR utilizado. En el caso del sistema de baja presión la válvula de contrapresión se emplea únicamente cuando la consigna de aire no es alcanzable mediante la apertura total de la válvula de EGR. En ese caso, la válvula de contrapresión se cierra progresivamente hasta que se alcanza la consigna de aire con la válvula de EGR completamente abierta. De esta forma se consigue seguir la consigna de aire con la mínima contrapresión de escape posible. Para mover la válvula de contrapresión cuando se emplea el sistema de EGR de baja presión se utiliza la señal de actuación que proporciona la ECU para controlar la válvula de estrangulamiento cuando se emplea el sistema de EGR de alta presión. Esta señal se controla a partir de la diferencia entre el aire de consigna y el aire medido en bucle abierto, por este motivo el control de la válvula de contrapresión no está integrado en los esquemas 3.2 a 3.4.

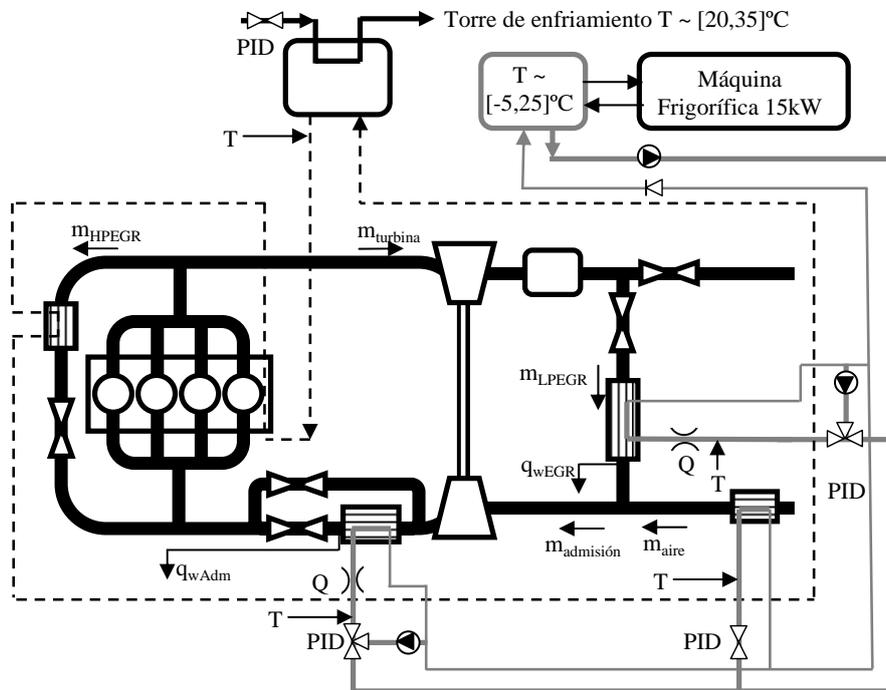
### 3.2.1.2. Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración del motor de serie se ha modificado para cumplir con los requerimientos del nuevo sistema de EGR tal y como aparece en la figura 3.5. El intercambiador de calor encargado de refrigerar los gases recirculados por el circuito de alta presión utiliza el propio fluido refrigerante del motor. La mezcla de agua y glicol al 5 % se enfría mediante un intercambiador de calor en el que el fluido frío es agua procedente de una torre de enfriamiento. Mediante una válvula con control PID se controla la temperatura del refrigerante del motor variando el caudal de agua refrigerante. Este sistema permite trabajar en un intervalo de temperaturas de refrigerante entre 80 y 100°C<sup>1</sup>. Adicionalmente, una máquina frigorífica de 15 kW de potencia térmica se utiliza para enfriar un depósito de 200 litros de mezcla de agua y glicol al 30 %. La máquina frigorífica es capaz de enfriar el depósito desde temperatura ambiente hasta temperaturas inferiores a 0°C con el fin de abastecer de refrigerante a los enfriadores del aire ambiente, EGR de baja presión y mezcla admitida. Puesto que en determinados ensayos se deseará refrigerar a temperaturas diferentes los distintos intercambiadores, se han diseñado sistemas de control de caudal y temperaturas independientes para los intercambiador de EGR de baja presión y de gas de admisión. Así, parte del caudal saliente de cada intercambiador puede recircularse hacia la entrada del mismo con el fin de que el propio gas ceda calor al fluido refrigerante hasta llegar a la temperatura de trabajo deseada. En ningún caso la temperatura del fluido refrigerante podrá superar la del gas a enfriar. De este modo, el rango de temperaturas en que pueden trabajar los intercambiadores de calor se ve limitado por la temperatura de los gases que los atraviesan y por tanto por las condiciones de funcionamiento del motor. No obstante, se trata de un sistema muy útil puesto que mediante el uso de válvulas con control PID permite regular de forma independiente el caudal y la temperatura del refrigerante en cada intercambiador.

El intercambiador para enfriar la mezcla de admisión, denominado WCAC<sup>2</sup> es un intercambiador de alta eficiencia de placas y aletas de aluminio, fabricado por VALEO [5]. La salida del intercambiador está especialmente diseñada para recoger el posible líquido condensado al enfriar la mezcla por debajo de su punto de rocío. Para ello, el área de paso del gas se ensancha con el fin de disminuir su velocidad y forzar la precipitación del líquido, además una rejilla de aluminio se inserta en dicha sección para retener las posibles gotas que se generen. Debajo de dicha malla hay instalada una botella transparente

<sup>1</sup>Para temperaturas de agua inferiores a 80°C el termostato del motor se cierra eliminando cualquier posibilidad de refrigeración

<sup>2</sup>del inglés *Water Cooled Air Cooler*.



**Figura 3.5.** Esquema del sistema de refrigeración del motor sujeto a estudio. - - -: Sistema de refrigeración del motor de serie. —: Sistema de refrigeración externo.

donde se recoge el condensado. Midiendo el tiempo en que se recoge un cierto volumen de líquido es posible medir la condensación para unas condiciones de enfriamiento dadas. El intercambiador de calor utilizado para enfriar el EGR de baja presión es del mismo tipo que el WCAC y tiene también instalado un sistema para medir el volumen condensado.

### 3.2.2. Descripción de la sala de ensayos

El motor ha sido instalado en una sala de ensayos del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia equipada con un freno dinamométrico asíncrono SHENCK PEGASUS LI250 capaz de disipar una potencia de 250kW. Asimismo, la sala de ensayos permite llevar a cabo ensayos transitorios en los que se puede variar el régimen de giro, el grado de carga, o ambos a la vez de forma totalmente controlada. El freno está conectado a un PC dotado del programa informático STARS que permite programar en el freno diferentes comportamientos de conductor, modelos de

vehículo y ciclos de funcionamiento tales como el NEDC. Del mismo modo, el programa STARS permite controlar diversos elementos, tales como los analizadores de gases o los PID de regulación de la sala, así como registrar las variables deseadas para su posterior análisis.

Las variables de interés que han sido registradas en los ensayos experimentales son: par, régimen de giro del motor y turbogrupo, consumo de combustible, gasto de aire, temperaturas y presiones de los fluidos del sistema, condiciones ambientales, emisiones gaseosas y de humos. En el presente apartado no se pretende realizar una descripción exhaustiva de la instalación experimental empleada, para ello se remite al lector a [6, 7]. No obstante, en la figura 3.6 aparece, una vez más, el esquema de la instalación experimental, esta vez con la localización de los sensores más importantes empleados en este estudio. En la tabla 3.2 puede encontrarse la lista de sensores presentes en cada una de las localizaciones indicada en la figura 3.6.

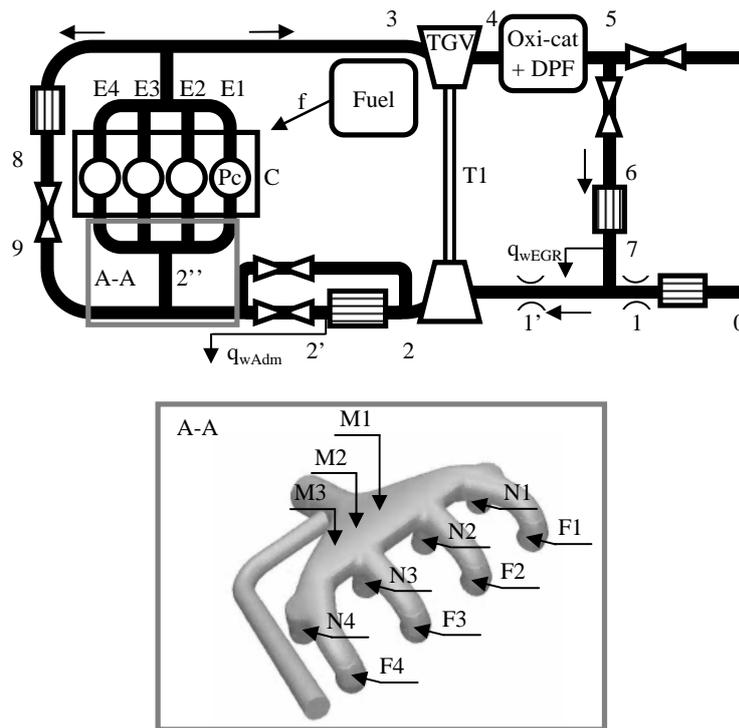


Figura 3.6. Esquema del motor sujeto a estudio.

*Cuadro 3.2. Sensores empleados en la instalación experimental.*

	$p$	$T$	$H$	$\dot{m}$	$\dot{q}$	CO <sub>2</sub>	Gases	Opacidad	$n$	$M$
0	•	•	•							
1	•	•		•						
1'	•	•		•						
2	•	•								
2'	•	•			•					
2''	•	•			•					
M (x3)	•	•				•				
F (x4)	•	•				•				
N (x4)	•	•				•				
E (x4)	•	•				•	•			
3	•	•								
4	•	•						•		
5	•	•				•	•			
6	•	•								
7	•	•			•					
8	•	•								
9	•	•								
f	•	•		•						
Pc	•									
C									•	•

Con el fin de medir la dispersión en el reparto del EGR entre cilindros se ha diseñado un sistema de medida del EGR que se describe a continuación por su particularidad. Puesto que la medida de CO<sub>2</sub> es el método más usual de determinar la tasa de EGR, en este estudio la sala de ensayos se ha equipado con un sistema que permite extraer muestras de gas en diferentes localizaciones del colector de admisión y de escape. De hecho, el colector de admisión ha sido instrumentado con once puntos de extracción de gas en los que adicionalmente se mide la temperatura tal y como se muestra en la figura 3.6. Cada una de las ocho pipas de admisión esta equipada con su sonda de CO<sub>2</sub> y su correspondiente termopar. Los cilindros están numerados correlativamente desde el número 1 (el más alejado de la entrada de EGR) hasta el 4, y para cada cilindro las marcas F y N designan las pipas más alejada y más cercana a la entrada de aire respectivamente <sup>3</sup>. Asimismo en el centro del repartidor existen tres sondas adicionales para completar la distribución espacial del EGR

<sup>3</sup>Las denominaciones F y N se corresponden a los términos del inglés *far* y *near*.

en el colector de admisión. De una forma similar, cada una de las pipas de escape ha sido instrumentada con un termopar y una sonda para analizar los gases de escape. Una quinta sonda de emisiones gaseosas ha sido ubicada a la salida del filtro de partículas para obtener las emisiones globales del motor. De esta manera, la persona encargada de realizar los ensayos puede variar el punto del que se extrae la muestra gaseosa a analizar actuando sobre un sistema de válvulas. Desafortunadamente las especificaciones de los sistemas de medida de opacidad no permiten medir a la salida de los cilindros por ser zonas con elevada presión y con flujo altamente pulsante. Por este motivo únicamente se tomarán muestras a la salida de la turbina y no se podrá medir la contribución de cada cilindro a la opacidad del gas de escape.

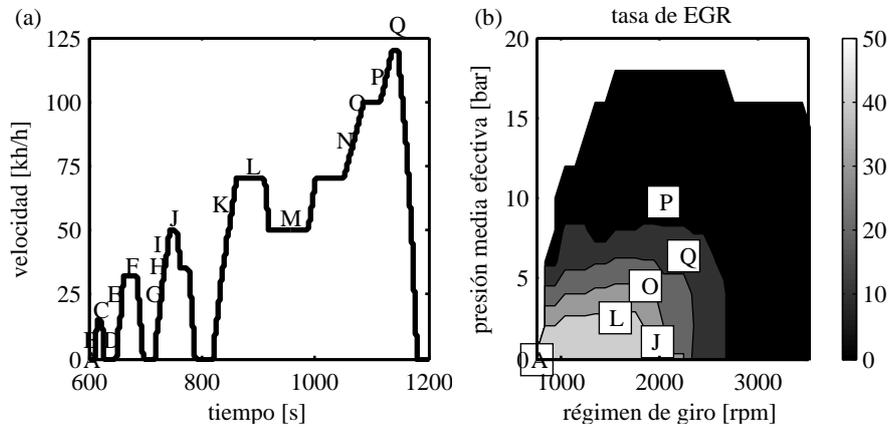
### 3.3. Definición de los ensayos

En esta sección se hará una breve descripción de la metodología seguida en cada uno de los ensayos del presente estudio. Asimismo, se justificará la elección de las condiciones de funcionamiento para los ensayos.

#### 3.3.1. Definición de condiciones de ensayo

Tras la correspondiente revisión bibliográfica, el primer paso para comenzar el estudio es la selección y definición de las condiciones de funcionamiento a ensayar. Si bien se pueden realizar numerosos tipos de pruebas en una sala de ensayos, y a su vez es posible clasificarlas según diferentes criterios, una primera clasificación podría distinguir entre ensayos en condiciones estacionarias y ensayos en transitorio de acuerdo con la variación temporal de los parámetros medibles. Este trabajo comprende ensayos estacionarios y transitorios.

En cuanto a las condiciones para los ensayos estacionarios los puntos seleccionados deben ser representativos de la operación habitual del motor para que la información obtenida sea relevante. Del mismo modo, los puntos a ensayar deben tener unas condiciones tales que el equipo de medida tenga la precisión adecuada. Con el fin de realizar un estudio lo más realista posible, se ha seleccionado un conjunto de 17 puntos representativos del ciclo europeo de homologación de vehículos ligeros NEDC. La figura 3.7 a) muestra la parte final del NEDC y los puntos seleccionados del mismo, etiquetados con las letras A-Q. Es importante notar que las aceleraciones del ciclo están representadas por medio de un único punto de funcionamiento estacionario. En la figura 3.7 b) aparece el mapa de EGR del motor en el que se puede observar como las condiciones de funcionamiento alcanzadas durante el ciclo de homologación están



**Figura 3.7.** Condiciones de funcionamiento extraídas del ciclo Europeo de Homologación de vehículos ligeros para realizar los ensayos estacionarios.

contenidas en la zona de operación en que se recirculan los gases de escape. De este modo se pone de manifiesto la importancia que tiene la recirculación de los gases de escape en la homologación, así como se justifica la elección de los puntos del presente estudio por ser una muestra representativa de los modos de operación en que se utiliza el EGR. Dicho esto, se debe reconocer que por razones de brevedad no se han utilizado los 17 puntos en la realización de todos los estudios. Así, para algunos estudios particulares se ha seleccionado un subconjunto de condiciones de funcionamiento representativas del fenómeno a estudiar.

Puesto que los ensayos propuestos se han llevado a cabo en diferentes ocasiones y con diferentes sistemas de EGR, para poder hacer un estudio comparativo es necesario definir perfectamente las condiciones de los ensayos con el fin de que se cumplan las dos principales consignas del diseño de experimentos. Esto es:

1. Que la variable independiente elegida sea el único parámetro que varía sistemáticamente en el experimento.
2. Que las variables dependientes puedan medirse de forma precisa y que sean representativas del fenómeno a estudiar.

Para satisfacer la primera de las condiciones, los criterios tomados para fijar un punto de funcionamiento en los ensayos estacionarios han sido los siguientes:

- Mismo régimen de giro.
- Salvo que se especifique explícitamente, los ensayos de un mismo punto se realizan con idénticas condiciones de inyección de combustible, que estarán definidas por la presión de inyección, puntos (ángulos) de inyección y duración.
- Mismo gasto de aire y presión de admisión. Tal y como se subrayó en el apartado 3.2.1.1, la ECU ha sido reprogramada para controlar tanto el gasto de aire como la presión de admisión en bucle cerrado actuando sobre la válvula de EGR y la turbina.
- Igual temperatura de gas a la salida del intercooler, temperatura de agua refrigerante de motor y temperatura de combustible. Para ello se hacen servir los circuitos refrigerantes ya comentados en el punto 3.2.1.2.

En cuanto a la segunda premisa del diseño de experimentos, a continuación se detallarán los ensayos particulares que se han realizado, para cada uno de los fenómenos que se pretende estudiar.

### 3.3.2. Ensayos de referencia

Tras el montaje del motor, el rodaje, y los ensayos de caracterización que sirven para comprobar que el motor funciona adecuadamente, el siguiente paso es realizar un ensayo de referencia. Como su nombre indica son ensayos dedicados a establecer un punto de partida en el estudio. Además proporcionan unos valores de referencia que sirven para comprobar, mediante la repetición periódica de los ensayos, si se ha producido alguna deriva en el funcionamiento del motor o el equipo de medida con el paso del tiempo. Finalmente, proporcionan una primera comparación entre el funcionamiento del motor con el sistema de EGR de alta presión y su respuesta con el sistema de baja presión.

Esta serie de ensayos se ha realizado únicamente para 6 de las 17 condiciones expuestas en la sección 3.3.1. El criterio utilizado para la selección de estas 6 condiciones ha sido que abarquen un amplio rango de régimen y carga, así como que se trate de puntos con un elevado peso en las emisiones finales de  $\text{NO}_x$  en el ciclo de homologación NEDC. Las condiciones de funcionamiento escogidas aparecen en la tabla 3.3.

**Cuadro 3.3.** Condiciones de funcionamiento seleccionadas para el ensayo de referencia.

CÓDIGO	RÉGIMEN (rpm)	PME (bar)	EGR (%)	PESO EN NO <sub>x</sub> (%)
A	750	0	48	7.2
J	1970	1.1	37	6
L	1550	2.6	37	9.8
O	1870	4.6	24	8.1
P	2050	9.8	2	15.3
Q	2250	6.4	11	10.5

### 3.3.3. Ensayos para determinar la dispersión entre cilindros

En primer lugar, los ensayos de dispersión tienen como objetivo principal la determinación de la concentración media de CO<sub>2</sub> en diferentes puntos del colector de admisión. Cabe remarcar que las medidas de concentración de CO<sub>2</sub> a la entrada de los cilindros son valores medios, pues la frecuencia de medida del analizador no permite medir la evolución de la concentración de CO<sub>2</sub> durante el ciclo termodinámico y por tanto no es posible evaluar la cantidad de CO<sub>2</sub> admitido por cada cilindro. De este modo, mediante los ensayos experimentales se puede tener una primera estimación de la distribución del EGR en el colector de admisión para cada uno de los 17 modos de funcionamiento ensayados. Adicionalmente estos ensayos permiten la obtención de las variables necesarias para ajustar el modelo unidimensional del motor.

Los ensayos para caracterizar la dispersión son muy delicados y requieren de un procedimiento que hay que seguir rigurosamente si se desea obtener unos resultados adecuados. El procedimiento de ensayo consiste en estabilizar el motor en cada uno de los 17 puntos de funcionamiento seleccionados y registrar las concentraciones de CO<sub>2</sub> en admisión junto con el resto de variables de interés según la siguiente rutina:

1. Estabilizar el motor según las consignas de régimen, parámetros de inyección, gasto de aire y presión de admisión. Todos los puntos se ensayan a unas condiciones de temperatura ambiente de 22°C, una temperatura de agua refrigerante de 90°C y una temperatura del gas a la salida del "intercooler" de 30°C con el fin de simular las condiciones alcanzadas en la última fase del ciclo de homologación NEDC.
2. Seleccionar la sonda de admisión F que pertenece a la pipa del cilindro 1, la más alejada de la entrada de aire al colector según la figura 3.6.

Seleccionar la sonda de análisis de emisiones gaseosas en el escape del cilindro 1 y medir todas las variables del motor durante 100 segundos tras la estabilización.

3. Seleccionar la sonda de admisión N que pertenece a la pipa de admisión del cilindro 1 más cercana a la entrada de aire al colector (ver figura 3.6). Seleccionar la sonda de análisis de emisiones gaseosas en el escape del cilindro 1 y medir todas las variables del motor durante 100 segundos tras la estabilización.
4. Repetir los pasos previos para el resto de cilindros.
5. Repetir el paso anterior para las sondas de admisión M1, M2 y M3.

#### **3.3.4. Ensayos para determinar los efectos de la temperatura de admisión y del EGR sobre el funcionamiento del motor**

El propósito de esta batería de ensayos es estudiar la influencia de la temperatura en diferentes partes del circuito de admisión en el funcionamiento del motor. Lo que se pretende estudiar es principalmente el efecto de las temperaturas en la carga admitida, es decir, la cantidad de aire y EGR admitidos, y sus repercusiones en el comportamiento del motor. Para ello, se variará la temperatura en los diferentes intercambiadores de calor disponibles, esto es, en el intercambiador de EGR de baja presión (35-90°C) y en el enfriador de la carga de admisión o WCAC (35-50°C). En lo concerniente al enfriador de EGR de alta presión la instalación no permite variar su temperatura.

Los puntos de funcionamiento ensayados son los mismos que en el caso de los ensayos de referencia. No obstante, para el sistema de baja presión también se han llevado a cabo ensayos con una mayor tasa de EGR con el fin de evaluar el efecto de las temperaturas de admisión y de EGR en un espectro más grande de condiciones. Para cada combinación de punto de ensayo y temperatura en los intercambiadores, la válvula de EGR se abre progresivamente hasta alcanzar una de las siguientes condiciones:

- El par efectivo desciende por debajo del 85 % del par nominal.
- La opacidad del gas a la entrada del filtro de partículas asciende hasta niveles superiores al 40 %.

Con el fin de recuperar las pérdidas de par producidas con el incremento de la tasa de EGR en estos ensayos, el punto de inyección se ha ido adelantando progresivamente, si bien la cantidad inyectada se ha mantenido constante.

Dentro de esta categoría de ensayos, se han realizado unas pruebas particulares para determinar las condiciones en que se produce condensación en los intercambiadores. Los objetivos principales de este tipo de ensayos son:

- Identificar las condiciones de funcionamiento y las temperaturas de enfriamiento de los gases bajo las cuales se produce condensación.
- Medir la tasa de condensación bajo las diferentes condiciones de funcionamiento.
- La recolección de muestras de los líquidos condensados permite su posterior análisis químico para determinar parámetros interesantes desde el punto de vista de la durabilidad del sistema tales como la acidez o la concentración de especies corrosivas tales como el ácido nítrico o el sulfúrico. Si bien el análisis químico de los condensados excede con mucho los objetivos de esta tesis, para el lector interesado se recomiendan los estudios expuestos en [8, 9].

Si la temperatura en cualquier parte del circuito de admisión en la que exista una determinada concentración de gas quemado desciende por debajo del punto de rocío de la mezcla, se producirá la condensación de algunas de las especies contenidas en los gases de escape. Asumiendo la hipótesis de un comportamiento del gas admitido por el motor similar al del aire húmedo, la temperatura requerida para alcanzar la condensación depende fundamentalmente de la presión y la humedad relativa. La humedad relativa del gas dependerá en gran medida de parámetros de funcionamiento del motor<sup>4</sup>. Así, para este estudio se han escogido puntos de funcionamiento con elevada tasa de EGR y elevado dosado relativo (alto valor de  $EGR \cdot F_r$ ) con el fin elegir las condiciones de funcionamiento en las que mayor cantidad de gas quemado atraviesa los intercambiadores. De acuerdo con la tabla 3.4, se han elegido los puntos J, L y O para este estudio.

En este caso, las temperaturas en los intercambiadores se han variado en un rango más elevado con el fin de reproducir las condiciones más severas posibles en cuanto a condensación. Así se ha llegado a temperaturas de 5°C en ambos intercambiadores, simulando el funcionamiento del motor en frío en zonas del norte de Europa como los países escandinavos.

---

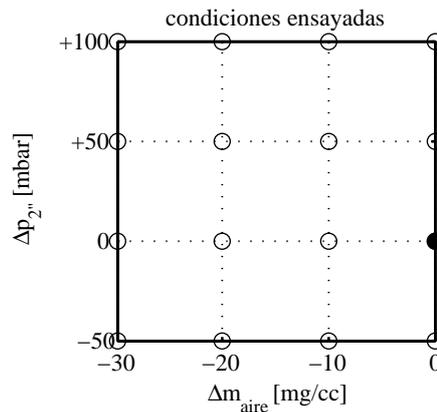
<sup>4</sup>principalmente la composición del combustible, el dosado, la tasa de EGR y la humedad ambiental.

**Cuadro 3.4.** Condiciones de funcionamiento seleccionadas para el ensayo de condensación.

CÓDIGO	EGR (%)	$F_r$	EGR· $F_r$
A	57	0.3	17
J	52	0.4	21
L	47	0.6	28
O	36	0.7	25
P	8	0.8	6
Q	21	0.7	15

### 3.3.5. Ensayos para determinar los efectos del sistema de EGR sobre el trabajo de bombeo y la sobrealimentación

El objetivo de estos ensayos es proporcionar datos que permitan evaluar el efecto del sistema de EGR sobre el trabajo de bombeo y la sobrealimentación. Con esta intención se ha llevado a cabo un estudio paramétrico para cada una de las condiciones del ensayo de referencia en el que se ha variado simultáneamente la presión de admisión y la masa de aire fresco admitido. Las condiciones que se han ensayado para cada punto aparecen en la figura 3.8. Cabe resaltar que para una presión de admisión dada, la masa de aire fresco admitida se reduce incrementando la tasa de EGR.



**Figura 3.8.** Variaciones de masa de aire admitida por cada cilindro durante un ciclo termodinámico y variaciones de presión de admisión ensayadas.  $\circ$ : condiciones ensayadas.  $\bullet$ : punto inicial.

De esta forma, en este ensayo se modifican los parámetros más importantes del proceso de renovación de la carga y la sobrealimentación, permitiendo realizar un estudio comparativo entre los sistemas de EGR de alta y baja presión. En algunos casos no se han llegado a ensayar todas las condiciones expuestas en la figura 3.8 por limitaciones constructivas<sup>5</sup> o bien por alcanzar condiciones de funcionamiento extremas. Al igual que en la sección 3.3.4 las condiciones límite para los ensayos han sido una pérdida de par efectivo superior al 15 % y una opacidad en el gas de escape superior al 40 %.

### 3.3.6. Ensayos transitorios para determinar los efectos del sistema de EGR en la respuesta dinámica del motor y el turbocompresor

A pesar de que la mayor parte de este y otros estudios se centra en estudiar el comportamiento del motor bajo condiciones estacionarias, lo cierto es que los motores de automoción raramente operan en estacionario. El transitorio de carga (incremento instantáneo de la carga manteniendo el régimen) simula las condiciones de funcionamiento del motor durante los instantes iniciales de una aceleración brusca, en la que el par aumenta mucho más rápido que el régimen de giro del motor. El transitorio de carga es una de las condiciones transitorias más severas a las que se puede someter un motor y especialmente su sistema de renovación de la carga. No en vano a la hora de evaluar la respuesta dinámica de un motor Diesel sobrealimentado el retraso del turbocompresor es el parámetro determinante. Efectivamente, ante un incremento instantáneo de la demanda de par, a pesar de que con el aumento del combustible inyectado crece la energía disponible en la turbina, una gran parte de dicha energía se invierte en acelerar el turbogrupo, y únicamente una pequeña proporción contribuye al incremento en el gasto de aire trasegado. Si el combustible inyectado crece más rápido que el aire admitido, la relación oxígeno-combustible cae hasta valores inaceptables, dañando de esta forma la eficiencia del motor y las emisiones de humos. Este fenómeno, denominado retraso del turbogrupo es el mayor responsable en el retraso en la respuesta de par en los motores actuales. Además, cabe resaltar que cuando hay EGR la respuesta dinámica del turbocompresor empeora puesto que la transferencia de energía entre el escape y la admisión se ve afectada.

Para estudiar los efectos descritos en el apartado anterior se ha llevado a cabo un transitorio de carga con cada uno de los sistemas de EGR que se pretende estudiar. En dichos ensayos se ha variado el gasto másico de com-

---

<sup>5</sup>a pesar de cerrar totalmente la TGV no se alcanza la presión de admisión deseada.

bustible desde 6kg/h hasta 9.6kg/h en 0.2 segundos manteniendo un régimen de giro constante de 2250rpm. Además, durante los ensayos se ha permitido al motor alcanzar condiciones estacionarias de temperatura antes y después del escalón en el gasto de combustible inyectado. Las condiciones iniciales del ensayo se han escogido para representar el modo de funcionamiento Q (120 km/h), mientras que el combustible inyectado final ha sido escogido para reproducir condiciones de alta carga donde la válvula de EGR permanece cerrada. Por último, las prestaciones de cada uno de los sistemas de EGR han sido evaluadas mediante un ciclo de homologación NEDC llevado a cabo según la metodología expuesta en [10–12].

## Bibliografía

- [1] Hohl Y, Amstutz A, Onder C, Guzzella L y Mayer A. “Retrofit Kit to Reduce NOX and PM Emissions from Diesel Engines using a Low-Pressure EGR and a DPF-System with FBC and Throttling for Active Regeneration without Production of Secondary Emissions”. *SAE paper 2008-01-0330*, 2008.
- [2] Bravo Y, Catalán MT y Pérez C. “Efficient EGR cooler technologies for Euro 5 compliant engines”. *Proceedings of The Diesel Engine Conference, 31 Mayo - 1 Junio, Ecole Centrale de Lyon, Francia*, 2006.
- [3] Payri F, Luján JM, Guardiola C y Lapuente GS. “Experimental evaluation of the impact of VGT control malfunction on pollutant emissions”. *Proceedings of the E-COSM - Rencontres Scientifiques de l'IFP, 2-4 Octubre, Institute Français du Pétrole, Rueil-Malmaison, France*, 2006.
- [4] van Nieuwstadt MJ, Kolmanovsky IV, Moraal PE, Stefanopoulou A y Jankovic M. “EGR-VGT control schemes: experimental comparison for a high-speed Diesel engine”. *IEEE Control Systems Magazine*, Vol. 20, pp. 63–79, 2000.
- [5] Szengel R, Middendorf H, Pott E, Theobald J, Etzrodt T y Krebs R. “The TSI with 88kW - the expansion of the Volkswagen family of fuel-efficient gasoline engines”. *28 Internationaler Wiener Motorensymposium, Vienna, Austria*, 2007.
- [6] Vera F. “Efecto de la recirculación del gas de escape en el proceso de la renovación de la carga en motores turbosobrealimentados”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004.
- [7] Fuentes E. “Caracterización de la influencia de las condiciones de operación de motor sobre la distribución de tamaños de las partículas Diesel”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2006.
- [8] Moroz S, Bourgoïn G, Luján JM y Pla B. “A 2.0 litre Diesel Engine with Low Pressure Exhaust Gas Recirculation and Advanced Cooling System”. *The Diesel Engine Conference, Proceedings of the SIA 2008 Conference, Rouen, France*, 2008.
- [9] Moroz S, Bourgoïn G, Luján JM y Pla B. “Advanced cooling systems for low pressure exhaust gas recirculation in a turbocharged Diesel passenger car engine”. *Poster Presentation, FISITA 2008 Conference, Munich, Alemania*, 2008.

- 
- [10] Broatch A, Luján JM, Serrano JR y Pla B. “Pollutants Instantaneous Measurement and Data Analysis of Engine-in-the-Loop Tests”. *Proceedings of the THIESEL Congress*, 2006.
  - [11] Arrègle J, Bermúdez V, Serrano JR y Fuentes E. “Procedure for Engine Transient Cycle Emissions Testing in Real-Time”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 485–496, 2006.
  - [12] Bermúdez VR, Luján JM, Serrano JR y Pla B. “Transient particle emission measurement with optical techniques”. *Measurement Science & Technology*, Vol. 19, pp. 1–13, 2008.



# Capítulo 4

## Modelado

### Contenido

---

<b>4.1. Introducción</b>	<b>73</b>
<b>4.2. WAM</b>	<b>76</b>
4.2.1. Modelo de acción de ondas	77
4.2.2. Método de Lax-Wendroff	78
4.2.3. Modelo de compresor	80
4.2.4. Modelo de turbina	81
4.2.5. Modelo de intercambiador de calor	82
4.2.6. Adaptación del modelo para el estudio de las condiciones de condensación en el intercambiador de calor de admisión	82
4.2.7. Modelo particular del colector de admisión	85
<b>4.3. Metodología de ajuste del modelo</b>	<b>86</b>
<b>4.4. Modelado CFD</b>	<b>90</b>
<b>4.5. Validación del modelado CFD</b>	<b>91</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>94</b>

---

### 4.1. Introducción

El modelado es sin duda una técnica indispensable en la investigación actual, pues permite la obtención de resultados explotables en breves periodos de tiempo y con un coste más reducido que el que presenta la experimentación. De hecho, el fuerte progreso tecnológico en el campo de la informática hace

que la diferencia entre los recursos necesarios para llevar a cabo un estudio experimental y otro por modelado no haga sino crecer. Adicionalmente, el modelado permite estimar variables que no es posible medir de forma adecuada con la tecnología disponible. Ejemplos de ello pueden ser la evolución de la temperatura del gas a lo largo de un ciclo, o el gasto másico de gas que atraviesa cierta sección del motor. Incluso la propia tarea de desarrollar un modelo contribuye al conocimiento, puesto que este es fruto del estudio exhaustivo del fenómeno a modelar. No obstante, a pesar de los progresos en el desarrollo de modelos matemáticos más precisos y eficientes la experimentación continúa siendo fundamental. En primer lugar, los modelos matemáticos del motor siguen necesitando de valores experimentales para su ajuste y validación. Por otro lado, los fenómenos que ocurren en los motores de combustión interna alternativos son extremadamente complejos, y aunque se conocen muchos de los aspectos determinantes en estos procesos, el nivel de conocimiento no es suficientemente alto como para construir modelos que predigan completamente el funcionamiento del motor sin la ayuda de parámetros empíricos. Asimismo, el modelado del funcionamiento global del motor es una tarea muy ambiciosa, tanto por su complejidad, como por la amplia cantidad de sistemas de los que está compuesto. Luego el investigador deberá ser consciente de que su modelo no será capaz de reproducir a la perfección todos los procesos que ocurren en el motor, y precisará estructurar sus objetivos y seleccionar los modelos que mejor reproduzcan los fenómenos fundamentales del estudio, aun cuando estos modelos posean ciertas deficiencias a la hora de representar otros procesos menos interesantes. Por ejemplo, si se está interesado en realizar un estudio sobre el proceso de renovación de la carga atendiendo a los flujos en los sistemas de admisión y escape, serán necesarios modelos que describan el comportamiento pulsante del gas en los conductos, incluso un modelo adecuado del ciclo abierto del cilindro tendrá importancia en los resultados obtenidos. Sin embargo, el modelo del ciclo cerrado del cilindro puede ser simplificado, pues su único objetivo será proporcionar un valor adecuado de las propiedades termodinámicas del gas en el interior del cilindro a la apertura del escape. En el presente trabajo se han empleado tres tipos de modelos fundamentalmente:

- **Modelo de acción de ondas.** Este tipo de modelo se ha utilizado para el cálculo de la evolución instantánea de la presión en los conductos de admisión y escape. Se trata de modelos unidimensionales, pues en un tubo las variaciones espaciales de las propiedades fluidodinámicas tienen una dirección claramente predominante. La hipótesis unidimensional es aplicable cuando la proporción entre longitud y diámetro de los conductos es suficientemente grande y el flujo turbulento se encuentra totalmente desarrollado, lo que ocurre en la mayoría de los conductos en

los motores de combustión interna alternativos. Puesto que los procesos de admisión y escape son fenómenos pulsantes y por tanto transitorios, el modelo utilizado es dinámico, teniendo por tanto capacidad para tener en cuenta las variaciones temporales. Finalmente, para poder considerar fenómenos irreversibles como la transmisión de calor, la fricción o la difusión de varias especies gaseosas, el modelo debe ser no homoentrópico. Una mayor descripción de este modelo se llevará a cabo en la sección 4.2.1.

- **Modelo de llenado y vaciado.** Para la modelización de elementos particulares como el cilindro, el compresor y otros volúmenes la hipótesis unidimensional carece de sentido, mientras que los modelos multidimensionales tiene un coste temporal prohibitivo cuando se trata de analizar un problema tan amplio, así que se emplean los sencillos modelos de llenado y vaciado, que son en realidad modelos no-dimensionales y cuasi-estacionarios. En este sentido, los elementos analizados con este tipo de modelos son tratados como sistemas sin dimensión, esto es como si se tratase de volúmenes cuyas propiedades termodinámicas fuesen uniformes en su interior. El término cuasi-estacionario hace referencia a que las evoluciones temporales se resuelven como una secuencia de estados estacionarios.
  
- **Modelo multidimensional.** La peculiar geometría del colector de admisión tiene una importante repercusión en el reparto del gas recirculado entre los cilindros. Para poder estudiar este fenómeno, los modelos de llenado y vaciado o los unidimensionales son claramente insuficientes. Por ese motivo es necesario llevar a cabo un modelado particular del colector de admisión que permita la resolución de las ecuaciones de Navier Stokes en el dominio tridimensional.

A lo largo del capítulo se realizará una descripción sucinta de los modelos utilizados. No obstante, es conveniente reconocer que en el presente trabajo no se ha desarrollado ningún modelo particular más allá de un simple modelo de condensación y solamente se han utilizado modelos ya existentes como herramienta y no como un fin en sí. Por este motivo, a la hora de describir cada uno de los modelos en uso, se recomendarán al lector otros trabajos donde su curiosidad acerca de los modelos aquí utilizados seguro será satisfecha.

## 4.2. WAM

El modelo de acción de ondas empleado en este trabajo fue desarrollado en el seno del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia, y bautizado con el nombre de WAM<sup>1</sup>. El código WAM es fruto de un trabajo conjunto de gran número de investigadores durante dos décadas, por lo que ha sufrido un número significativo de variaciones (muchas de ellas conducentes a mejoras substanciales).

El programa está basado en la resolución de las ecuaciones de flujo unidimensional no estacionario y no homentrópico en los colectores, que después son acoplados al resto de los elementos del motor tratados estos en su mayoría como elementos singulares cero-dimensionales.

El programa inicialmente fue concebido en base al método de las características por Corberán [1] en 1984, basándose en una propuesta formulada por Benson [2]. Posteriormente, el método de las características fue modificado en 1986 por Payri *et al.* [3], resolviendo indeterminaciones en los cambio de dirección del flujo en los extremos de los conductos. En 1991 Payri *et al.* [4] introdujeron el sistema que actualmente se mantiene de condiciones de contorno en la conexión entre conductos.

Tras el estudio comparativo de diferentes esquemas en diferencias finitas realizado por Desantes *et al.* [5] se decide la substitución del método de las características por el método Lax-Wendrof de dos pasos (consultar apartado 4.2.2). No obstante, la resolución de las condiciones de contorno sigue realizándose acorde al método de las características. Finalmente, en 2004 Arnau realiza en su tesis doctoral [6] un intensivo estudio de los diversos métodos numéricos presentes en la bibliografía e incluye la posibilidad de seleccionar varios esquemas de resolución dentro del WAM.

Además del corazón del programa dedicado al cálculo fluidodinámico, el WAM cuenta con diversos submodelos de cada uno de los subsistemas del motor. Por su incidencia en el presente trabajo a los submodelos correspondientes a compresor, turbina, intercambiadores de calor y condensación se les dedica un apartado específico.

Así, los cilindros y los depósitos se calculan desde los inicios del programa [1, 7, 8] como sistemas termodinámicos cero-dimensionales mediante un modelo de llenado y vaciado.

Reyes [9] presentó su tesis doctoral sobre mejoras al modelado de la transferencia de calor en los conductos de escape del motor. En relación con la

---

<sup>1</sup>Del inglés *Wave Action Model*.

transmisión de calor en los conductos también se realizaron aportaciones en 1999 por Serrano [10], en 2001 por Galindo *et al.* [11] y en 2003 por Luján *et al.* [12]. Para el caso concreto del modelado del *intercooler*, Benajes *et al.* [13] presentan en 1994 una primera propuesta que al año siguiente es adaptada para el modelado de catalizadores [14]. Finalmente en 2001 Galindo *et al.* [11] proponen el modelo de *intercooler* que se emplea en la actualidad.

Durante 1995 por parte de Desantes *et al.* [15] y durante 1996 por parte de Benajes *et al.* [16] se desarrolla el submodelo que permite el cálculo de sistemas, tanto internos como externos, de recirculación de gases de escape. Este aspecto es intensivamente desarrollado en la tesis doctoral de Luján [17] en 1998 y los trabajos posteriores que dotan al modelo de un sistema para el cálculo del transporte de diferentes especies químicas [18]. Finalmente, en la ya citada tesis doctoral de Arnau [6] se integra el cálculo del transporte de especies en la resolución del problema fluidodinámico.

Paralelamente, durante los años 1996 y 1997 se dota al modelo de la capacidad de calcular el efecto direccional de las uniones de conductos en el escape [19] lo que permite disponer de un modelo apto para el prediseño de colectores de admisión y de escape [20, 21]. Con la tesis doctoral de Galindo [22] en 1998 se termina este trabajo y el modelo alcanza el nivel de desarrollo con el que se comienza la adaptación del mismo al cálculo de transitorios de carga mediante una serie de trabajos tanto experimentales como teóricos [10, 23–25].

Algunas de las características más importantes del modelo se presentan en las secciones siguientes.

#### 4.2.1. Modelo de acción de ondas

Mientras que los modelos cero-dimensionales de llenado y vaciado y los modelos tridimensionales se encuentran en los extremos de la balanza que compara precisión y tiempo de cálculo, los modelos unidimensionales permiten la obtención de resultados aceptables sin excesivos costes. Un problema para el que se adecuan bastante bien estos modelos es el de determinar la evolución de la presión y temperatura en los colectores de los motores de combustión interna alternativos, sujetos a flujo compresible no estacionario.

Las ecuaciones consideradas son las de conservación de la masa, de la energía y de la cantidad de movimiento en su forma unidimensional. Según se considere la posibilidad del incremento de entropía del sistema (por el efecto de la fricción, transmisión de calor, o mezcla de diferentes especies gaseosas)

se puede hablar del problema homoentrópico o no homoentrópico. Una formulación matricial compacta del problema a resolver, si no se considera la viscosidad, es la que se presenta a continuación [26]:

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} = C \quad (4.1)$$

donde

$$W(x, t) = \begin{Bmatrix} \rho \\ \rho c \\ \frac{P}{\gamma-1} + \frac{\rho c^2}{2} \end{Bmatrix} \quad F(W) = \begin{Bmatrix} \rho c \\ \rho c^2 + P \\ c \left( \frac{\gamma P}{\gamma-1} + \frac{\rho c^2}{2} \right) \end{Bmatrix}$$

$$C(W, x) = \frac{-1}{A} \begin{Bmatrix} \rho c \\ \rho c^2 \\ c \left( \frac{\gamma P}{\gamma-1} + \frac{\rho c^2}{2} \right) \end{Bmatrix} \frac{dA}{dx} + \begin{Bmatrix} 0 \\ -\rho G \\ \rho \dot{q} \end{Bmatrix}$$

Las incógnitas del sistema son la densidad  $\rho$ , la cantidad de movimiento por unidad de volumen  $\rho c$ , y la energía por unidad de volumen  $\frac{P}{\gamma-1} + \frac{\rho c^2}{2}$ .  $G$  es la fricción por unidad de masa y por tanto está ligado a un aumento de entropía (siendo consecuentemente cero en el caso homoentrópico) y  $\dot{q}$  es el término relativo a la potencia térmica transmitida por unidad de masa.

Si se pretende considerar el transporte de especies, será necesario incorporar una ecuación de conservación más por cada especie que se desee añadir. Finalmente, la ecuación de los gases perfectos cerrará el sistema de ecuaciones a tener en cuenta.

El conjunto de ecuaciones a resolver es por tanto un sistema no lineal de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales y fue resuelto de forma pionera en el caso de evolución homoentrópica por Riemann [27] mediante el método de las características. Hacia finales de la década de los cuarenta, Haller [28] y Jenny [29] aplican este método por primera vez al campo de los motores de combustión interna alternativos. El citado procedimiento, resoluble gráficamente, permitía establecer la evolución de los trenes de ondas de presión en ambos sentidos de un conducto así como las trayectorias de las partículas.

La llegada de los ordenadores permitió la resolución de este sencillo método de carácter gráfico mediante técnicas numéricas, permitiendo el estudio de casos más complejos como puede ser el flujo no homoentrópico [2].

#### 4.2.2. Método de Lax-Wendroff

El modelado de los procesos que tienen lugar en los motores de combustión interna alternativos es una tarea multidisciplinar que comprende por un lado

la termodinámica y mecánica de fluidos de las ecuaciones que gobiernan las evoluciones del gas trasegado, y por otro, los métodos matemáticos necesarios para resolver los complejos sistemas de ecuaciones planteados.

A partir del trabajo de Arnau [6], el código WAM permite el uso los métodos de Lax-Wendroff [30] y TVD<sup>2</sup> [31] para resolver el problema de flujo compresible no estacionario en los conductos del motor. El método de Lax-Wendroff es más rápido en la convergencia hacia una solución final; sin embargo, se trata de un modelo de cálculo con menor estabilidad que los esquemas TVD [6]. De acuerdo con esto, las simulaciones que requieren el transporte de especies se han llevado a cabo mediante un esquema TVD, pues dicho cálculo precisa de un esquema muy estable. La simulaciones el las que el transporte de especies no es un fenómeno importante se han llevado a cabo mediante el esquema de cálculo de Lax-Wendroff por su menor tiempo de cálculo.

El método primitivo presentado por Lax y Wendroff [30] parte de las ecuaciones que definen el *problema de Euler* escritas en la forma matricial recogida en la ecuación 4.1, y resuelve el sistema según un método centrado, basado en la aplicación del desarrollo en series de Taylor. Richtmyer y Morton [32] proponen una mejora sobre este esquema al resolverlo según el método de dos pasos, siendo Takizawa quien lo usa por primera vez en la simulación de un motor de combustión interna alternativo [33].

El método de Lax-Wendroff de dos pasos se aplica de la manera indicada en la figura 4.1. A partir de un mallado espacio-temporal, donde a la posición  $\{j\Delta x, n\Delta t\}$  se le asigna el punto  $\{j, n\}$ , se calcula el valor de  $W$  en el punto  $\{j, n+1\}$  en base al valor de  $W, F$  y  $C$  en los puntos  $\{j-1, n\}$ ,  $\{j, n\}$  y  $\{j+1, n\}$ . Para ello se calcula en un primer paso los puntos axiliares  $\{j - \frac{1}{2}, n + \frac{1}{2}\}$  y  $\{j + \frac{1}{2}, n + \frac{1}{2}\}$ :

$$\begin{aligned} W_{j-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} &= \frac{1}{2} \left( W_j^n + W_{j-1}^n \right) - \frac{\Delta t}{2\Delta x} \left( F_j^n - F_{j-1}^n \right) + \frac{\Delta t}{4} \left( C_j^n + C_{j-1}^n \right) \\ W_{j+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} &= \frac{1}{2} \left( W_{j+1}^n + W_j^n \right) - \frac{\Delta t}{2\Delta x} \left( F_{j+1}^n - F_j^n \right) + \frac{\Delta t}{4} \left( C_{j+1}^n + C_j^n \right) \end{aligned} \quad (4.2)$$

y en el segundo paso se obtiene el valor de  $W$  en  $\{j, n+1\}$ :

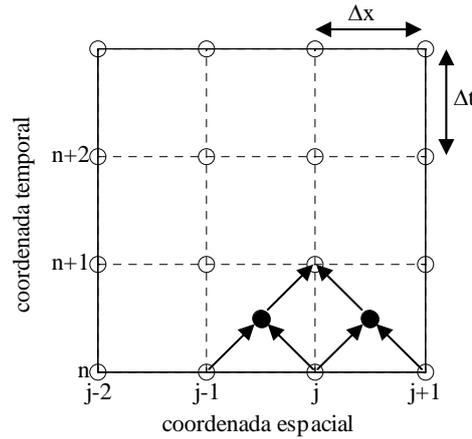
$$W_j^{n+1} = W_j^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} \left( F_{j+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - F_{j-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} \right) + \frac{\Delta t}{2} \left( C_{j+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} + C_{j-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} \right) \quad (4.3)$$

donde  $W_i^{n+1}$  es el valor de  $W$  en el instante  $(n+1)\Delta t$  y en la posición del conducto  $i\Delta x$ . La estabilidad de la solución queda determinada por la siguiente condición:

<sup>2</sup>del inglés *Total Variation Diminishing*.

$$\max(|c| + a) \frac{\Delta t}{\Delta x} \leq 1 \quad (4.4)$$

siendo  $c$  la velocidad del gas y  $a$  la velocidad del sonido.



**Figura 4.1.** Mallado espacial y temporal del método de Lax-Wendroff. El método de cálculo está indicado mediante las flechas.  $\circ$ : puntos de la malla.  $\bullet$ : puntos auxiliares.

### 4.2.3. Modelo de compresor

Los primeros trabajos encaminados a adaptar WAM a los motores sobrealimentados fueron llevados a cabo por Requejo [34] en 1986. El modelo original se basaba en dos hipótesis principales de acuerdo al fecundo trabajo de Benson [2]. A saber:

- Se considera que el compresor trabaja en condiciones cuasi-estacionarias.
- La presión y temperatura de parada a la entrada del compresor son constantes.

La primera de las condiciones es una hipótesis habitual para el modelado de elementos característicos en los modelos de acción de ondas. Eliminando la dependencia del funcionamiento actual del compresor de sus condiciones en instantes anteriores se permite el uso del mapa del compresor como condición de contorno. La segunda hipótesis simplificadora supone que las variaciones de presión a la entrada del compresor son despreciables, lo que no es cierto

en general, y particularmente en los motores pequeños en los que el volumen del sistema de admisión es reducido y las ondas de presión pueden remontar el “*intercooler*”, e incluso el compresor. En esta primera versión el compresor era el primer sistema de la línea de admisión, por lo que las condiciones aguas arriba del mismo debían ser fijas.

Las primeras mejoras del modelo de compresor fueron introducidas en el método de interpolación del mapa de compresor por Luján [35]. Años más tarde, se desarrolló un nuevo modelo de compresor que si bien está basado en la información del mapa de funcionamiento experimental, ya no considera las condiciones a la entrada del compresor constantes. El modelo en cuestión incluye un volumen aguas arriba del compresor, con lo que se permite cierta acumulación de masa además de posibilitar el cálculo de las condiciones aguas arriba del compresor. A pesar de que desde entonces se han llevado a cabo nuevas mejoras, esta es la versión de modelo de compresor utilizada para el desarrollo de esta tesis, pues las evoluciones que a continuación se exponen son posteriores al comienzo de este trabajo.

El modelo de compresor continúa en desarrollo constante para adaptarse a la creciente importancia de la sobrealimentación en los motores Diésel. Así, durante los últimos años se han llevado a cabo varias mejoras, de las cuales se puede destacar el modelado del fenómeno de bombeo [36].

#### 4.2.4. Modelo de turbina

El modelo de turbina con el que cuenta el WAM actualmente fue originalmente propuesto por Payri *et al.* [37] de acuerdo con los planteamientos desarrollados por Watson [38], y consiste en dos toberas ideales que reproducen la caída de presión en estátor y rotor respectivamente, unidas mediante un volumen intermedio que tiene en cuenta la acumulación de masa en el sistema. Se trata de un modelo cuasi-estacionario que no tiene en cuenta los efectos del régimen de la turbina en la correspondencia entre relación de expansión y gasto trasegado. El trabajo realizado se obtiene al aplicar el primer principio de la termodinámica al volumen intermedio teniendo en cuenta el rendimiento de la turbina. Para la obtención del rendimiento de la turbina se emplea la relación cinemática del álabe, mientras que el régimen de giro se obtiene como balance de energías entre turbina y compresor considerando la inercia del turbogruppo. Si bien esta filosofía no ha variado, durante los últimos años se han introducido modificaciones para modelar sistemas más actuales, tales como el “*waste gate*” o la turbina de geometría variable [39].

#### 4.2.5. Modelo de intercambiador de calor

El modelo de intercambiador de calor consiste en la unión de dos volúmenes por medio de un haz de tubos iguales [11]. Los dos volúmenes representan las cámaras de entrada y salida al intercambiador, mientras que el haz de tubos modela los diferentes canales del mismo. La ventaja de este tipo de modelo es que la simetría del sistema permite calcular un tubo únicamente y multiplicar las variables obtenidas, esto es gasto másico y entalpía, por el número de tubos en las condiciones de contorno. La pérdida de carga se ajusta mediante los coeficientes de descarga de los tubos a los depósitos así como la rugosidad del tubo. En cuanto a la variación de temperatura del gas, esta dependerá de la transmisión de calor a través de las paredes del intercambiador con el ambiente en caso de refrigeración por aire, o con el agua en caso de refrigeración líquida.

#### 4.2.6. Adaptación del modelo para el estudio de las condiciones de condensación en el intercambiador de calor de admisión

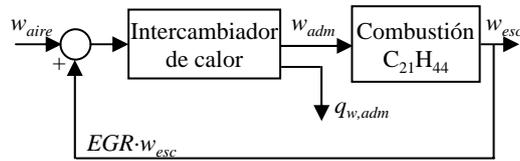
A pesar de que el WAM cuenta con un modelo de transporte de especies acoplado que permite calcular como evolucionan en el motor hasta ocho especies diferentes entre las que se encuentra el agua, todavía no tiene incorporado un modelo de condensación y evaporación. Por este motivo, en el presente trabajo, se ha aprovechado la capacidad del WAM de compartir información e interactuar con Matlab para implementar un modelo desacoplado de condensación. Los resultados del modelo de condensación pueden ser utilizados para variar en tiempo real diferentes actuadores del motor, como por ejemplo la válvula de EGR o la válvula de *“by pass”* del intercambiador de calor con el fin de evitar la condensación. Luego el modelo de condensación debe ser tan sencillo como sea posible para poder ser implementado en la ECU del motor. El modelo considerado se basa en las siguientes hipótesis simplificadoras:

1. La condensación únicamente puede aparecer en el intercambiador de calor situado en la admisión. Esta hipótesis es válida cuando se emplea el fluido refrigerante del motor para enfriar el EGR, puesto que la temperatura de rocío para el gas a recircular es muy inferior a los 90°C del agua de motor.
2. Tanto el aire como el gas producto de la combustión que llega al intercambiador de calor se comportan como aire húmedo a presión atmosférica, luego se puede emplear el diagrama psicrométrico [40]. Puesto que

los puntos en los que se lleva a cabo la recirculación de los gases de escape son de baja carga, la presión de admisión es moderada y no excede los 1.2 bar, así que la presión no está demasiado alejada de la atmosférica.

3. Para calcular la humedad en el escape se ha tomado una composición media del combustible dada por la fórmula  $C_{21}H_{44}$  y se ha supuesto un rendimiento de la combustión del 100 %.
4. Las propiedades del gas a la salida del intercambiador son constantes en cada sección para un instante de cálculo dado, y por tanto la temperatura proporcionada por WAM es representativa de la temperatura media a la salida del intercambiador. Además, la estimación únicamente tiene en cuenta la interacción entre las diferentes temperaturas del gas, pero no la interacción entre el fluido y las paredes, donde también puede aparecer condensación.

De acuerdo con las hipótesis anteriores la tasa de condensación en el intercambiador de calor puede calcularse a partir de valores de temperatura y gastos según el esquema expuesto en la figura 4.2.

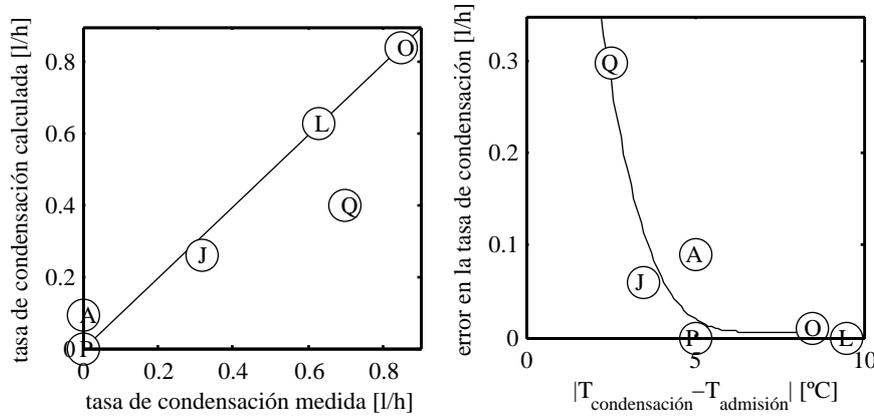


**Figura 4.2.** Esquema del transporte del agua a lo largo del motor.

A partir de dicho diagrama la cantidad de agua contenida en el gas de escape puede calcularse según la expresión:

$$w_{esc} = \frac{w_{aire} + w_{comb} - q_{w,adm}}{EGR - 1} \quad (4.5)$$

donde  $w$  representa el contenido del agua del gas en las diferentes localizaciones del motor y  $q$  simboliza la tasa de condensación en el intercambiador. En la ecuación 4.5 el término que contabiliza el agua contenida en el aire ( $w_{aire}$ ) admitido puede calcularse a partir del gasto de aire y de las condiciones ambientales de humedad, presión y temperatura por medio del diagrama psicrométrico. La cantidad de agua generada durante la combustión se puede obtener a partir del gasto de combustible y la estequiometría del mismo asumiendo la hipótesis número 3. En cuanto a la tasa de condensación, es necesario calcular previamente cuál es la cantidad máxima de agua que el gas



**Figura 4.3.** Comparación entre la tasa de condensación medida y modelada en los diferentes puntos de funcionamiento con una temperatura de admisión de  $20^{\circ}\text{C}$  (izquierda) y efecto de la diferencia entre la temperatura de admisión y la temperatura de condensación en el error cometido al estimar la tasa de condensación (derecha).

puede contener para las condiciones de presión y temperatura del intercambiador  $w_{max,adm}(T)$ . Para ello se vuelve a emplear el diagrama psicrométrico, interpolando con la temperatura en el intercambiador en la curva de saturación. De este modo, se puede plantear el balance de la masa de agua en el intercambiador, lo que representa una ecuación adicional:

$$q_{w,adm} = w_{aire} + EGRw_{esc} - w_{max,adm}(T) \quad (4.6)$$

Las expresiones 4.5 y 4.6 representan un sistema de dos ecuaciones cuyas dos incógnitas pueden obtenerse como sigue:

$$w_{esc} = w_{comb} + w_{max,adm}(T) \quad (4.7)$$

$$q_{w,adm} = EGRw_{comb} + w_{aire} + (EGR - 1)w_{max,adm}(T) \quad (4.8)$$

Se trata de un modelo muy sencillo que incluso podría implementarse en el sistema de control del motor para regular la temperatura de admisión por encima del límite de condensación. Obviamente, el modelo puede ser mejorado reduciendo la gran cantidad de hipótesis simplificadoras empleadas. Sin embargo, tal y como muestra la figura 4.3, el modelo es capaz de reproducir los resultados de condensación medidos con suficiente precisión para los estudios que se pretenden realizar.

Atendiendo a la comparación entre los valores de condensación medidos y calculados es posible observar que el modelo funciona razonablemente bien en

todas las condiciones de funcionamiento de referencia. No obstante, el error en el modo de funcionamiento Q (120km/h) es particularmente elevado debido a que la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura de admisión en esas condiciones es muy pequeña, luego leves errores en la medida de temperatura pueden dar lugar a importantes errores en la estimación de la tasa de condensación. La parte derecha de la figura 4.3 refleja este hecho al mostrar la relación entre la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura de admisión y el error cometido al estimar la tasa de condensación.

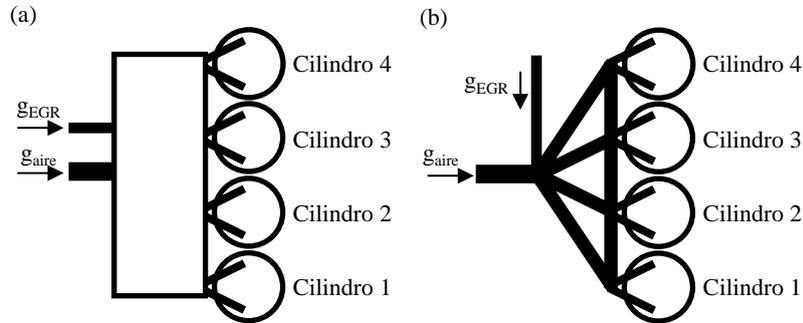
De un modo similar, en el caso del punto A, correspondiente al ralentí, la baja tasa de condensación hace que el proceso de medida tenga importantes imprecisiones por lo que las diferencias entre el valor medido y el calculado quedan justificadas. Atendiendo a la buena aproximación modelado-experimental que muestran los resultados el modelo queda validado como herramienta auxiliar para determinar las condiciones en que aparece la condensación.

#### 4.2.7. Modelo particular del colector de admisión

Los modelos unidimensionales no son capaces de tener en cuenta las variaciones de las propiedades del flujo en una sección transversal a la corriente. Esta característica tiene mucha importancia en el caso del estudio de dispersión de EGR debido a la compleja geometría del colector de admisión.

El modelo unidimensional que se utiliza generalmente para el modelado de los colectores está compuesto por un conjunto de tubos, que modelan las pipas, unidos a un volumen que hace las veces de “*plenum*”, tal y como se muestra en la figura 4.4a). Este tipo de modelo tiene el problema de que todas las uniones a depósito tienen una permeabilidad constante e igual, de forma que el flujo se distribuirá homogéneamente entre ellas. Para evitar este inconveniente se ha realizado el modelado particular del colector de admisión que aparece en la figura 4.4b), donde se ha sustituido el “*plenum*” por un entramado de tubos con el mismo volumen.

Las uniones entre tubos están modeladas como ramificaciones sin pérdida de presión, por lo que el flujo puede distribuirse de forma no uniforme forzado por los gradientes de presión. De este modo se solventan parcialmente las carencias del modelado unidimensional.



**Figura 4.4.** Esquema del modelado particular del colector de admisión mediante el código unidimensional WAM. Izquierda: modelo habitual del colector de admisión. Derecha: modelo direccional del colector de admisión.

### 4.3. Metodología de ajuste del modelo

Para que el programa modele el comportamiento real del motor de la mejor manera posible es necesario proporcionar una serie de datos al programa, cuyos valores deberán ser, en algunos casos, obtenidos a partir de la experimentación. Para ello, es necesario seguir una rutina de ajuste del modelo que consta de los siguientes pasos:

- Determinar las características geométricas del motor. El primer paso será seleccionar el tipo de elemento con que se pretende modelar cada parte del motor. Qué elementos constructivos van a ser modelados como tubos y cuáles serán asemejados a volúmenes. Del mismo modo, es necesario definir la tipología de las uniones entre elementos. Se deben medir las longitudes y diámetros de los conductos del motor así como los volúmenes de los diferentes elementos del sistema de admisión y escape para introducir sus valores en el modelo.
- Suministrar los parámetros de funcionamiento de los elementos particulares como el turbocompresor. El mapa del compresor que relaciona gasto másico trasegado y relación de compresión con régimen de giro y rendimiento del compresor debe proporcionarse al modelo. Si dicho mapa no es conocido, deberá obtenerse por medio de un ensayo específico [41]. Del mismo modo, las leyes de liberación de calor deben ser conocidas. WAM permite almacenar una base de datos en la que se relacionan los parámetros de las leyes de liberación de calor con los valores de régimen de giro y gasto de combustible. WAM simula la liberación de calor me-

dante el método de las 4 Wiebes. Los coeficientes de dichas leyes deben obtenerse por medio de un ajuste matemático de las funciones de Wiebe a la ley de combustión [24]. Asimismo, un modelo de diagnóstico de la combustión [42] permite obtener la ley de liberación de calor a partir de la presión en cámara medida experimentalmente. Luego el modelo necesita cierta información experimental.

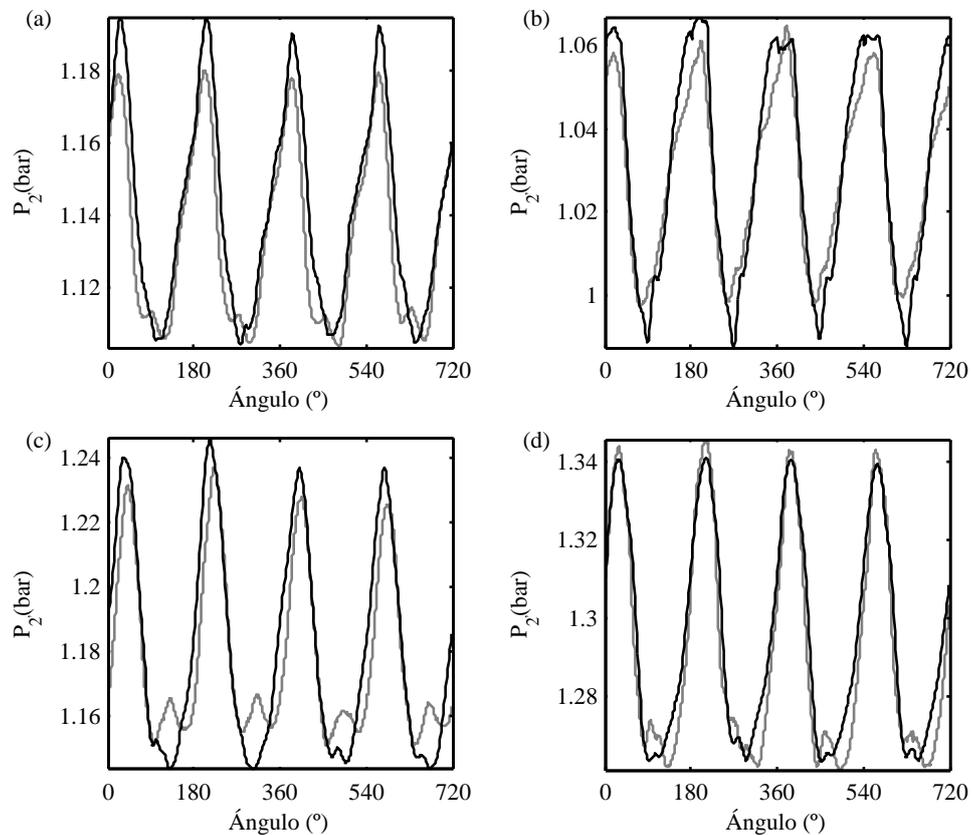
- Realización de los ensayos experimentales para la obtención de las condiciones de referencia a las que se pretende ajustar el modelo. En estos ensayos se miden los valores medios de presiones y temperaturas que se pretende reproducir mediante el modelo. Del mismo modo, se deben medir algunas evoluciones instantáneas de presión para asegurar que el modelo es capaz de capturar la dinámica de las ondas en los diferentes conductos de admisión y escape. La evolución instantánea de la presión a la entrada de la turbina suele ser la escogida para tal fin. No obstante, dependiendo de los objetivos del estudio se emplean diferentes señales para el ajuste del modelo. Así, para el estudio de la dispersión de EGR entre cilindros también se han considerado las presiones a la entrada del colector de admisión tanto del lado del EGR como del aire.
- Puesta a punto del modelo. En esta fase se lleva a cabo un proceso iterativo hasta que los resultados del modelo reproduzcan los valores medidos con el nivel de precisión requerido. Las variables más importantes que se pretende ajustar son los gastos de aire y EGR, las presiones y temperaturas en los colectores y conducto de EGR. Por otra parte, los parámetros de ajuste del modelo más importantes son la sección efectiva de la válvula de EGR, la sección efectiva y rendimiento de la turbina, y el coeficiente de transmisión de calor durante el proceso de admisión.

El proceso de ajuste del modelo es una tarea costosa en la que obtener buenos resultados requiere entrenamiento y ciertas dosis de paciencia. Por eso, aunque el modelador siempre tendrá la sensación de que los resultados pueden ser mejorados con un poco más de tiempo y tesón, es necesario poner un límite al esfuerzo invertido en esta tarea. En efecto, pese a que el método iterativo de ajuste suele converger hacia la solución, lo hace de forma asintótica. De este modo, en la fase final del proceso se necesita mucho tiempo para lograr pequeñas mejoras que apenas tendrán incidencia en las conclusiones del estudio, que a la postre es lo importante. En la tabla 4.1 aparece una comparación entre resultados experimentales y las predicciones del modelo unidimensional de las principales variables necesarias para suministrar las condiciones de contorno al modelo CFD. Puede observarse que el modelo es capaz de reproducir los resultados experimentales con un error visiblemente inferior al 5%.

**Cuadro 4.1.** Comparación entre parámetros medidos y modelados para diferentes condiciones de funcionamiento del motor con el sistema de EGR de alta presión original.

VARIABLE	PUNTO	MEDIDO	MODELADO	ERROR
Gasto de aire (g/s)	K	25.6	25.3	-1.2
	L	14.5	14.4	-0.6
	P	42.1	42.0	-0.2
	Q	32.3	32.6	1.1
Tasa de EGR (%)	K	19.7	19.2	-2.3
	L	46.5	46.1	-0.8
	P	8.9	9.2	3.8
	Q	20.3	20.0	-1.9
Presión admisión (bar)	K	1.134	1.153	1.6
	L	1.029	1.031	0.2
	P	1.386	1.366	-1.4
	Q	1.178	1.178	0.0
Presión EGR (bar)	K	1.135	1.148	1.1
	L	1.031	1.036	0.5
	P	1.385	1.382	-0.3
	Q	1.181	1.187	0.5
Temperatura aire admisión (K)	K	303	302	-0.2
	L	303	304	0.1
	P	303	301	-0.8
	Q	303	301	-0.5
Temperatura EGR (K)	K	549	542	-1.1
	L	494	500	1.2
	P	541	533	-1.6
	Q	598	601	0.5

Respecto a las evoluciones instantáneas de presión, en la figura 4.5 se muestra la presión de admisión para varios puntos de funcionamiento. Pese a que el ajuste no es perfecto, se puede observar que el modelo reproduce adecuadamente la medida tanto en fase como en amplitud. Además, hay que tener en cuenta que se trata de puntos de baja carga y por tanto las oscilaciones de presión son reducidas, por lo que es más difícil que el modelo reproduzca perfectamente el comportamiento de las ondas de presión reales.



**Figura 4.5.** Evolución de la presión de admisión medida experimentalmente (---) y modelada (—) para diferentes modos de funcionamiento. a: condiciones de funcionamiento K. b: condiciones de funcionamiento L. c: condiciones de funcionamiento P. d: condiciones de funcionamiento Q.

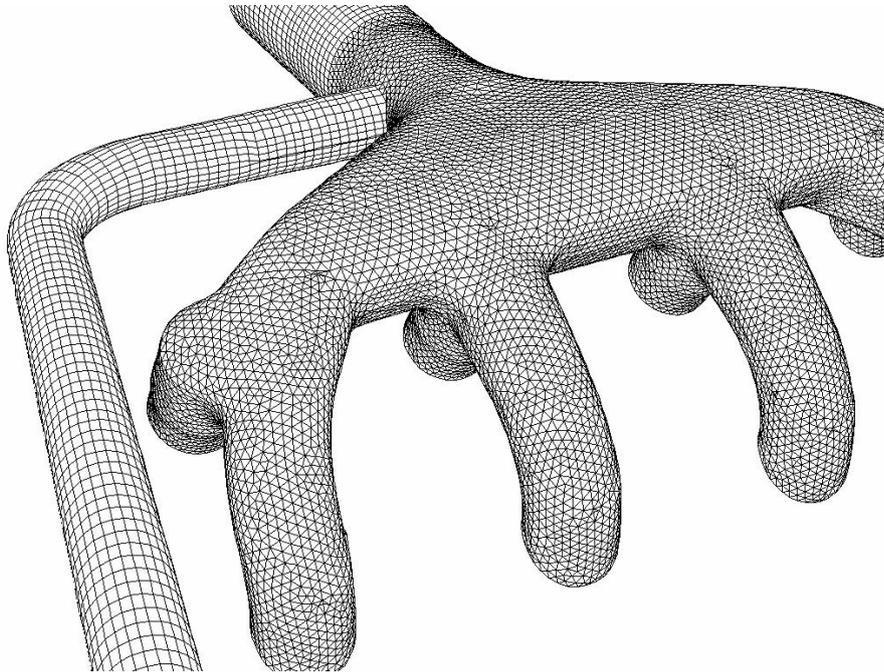
#### 4.4. Modelado CFD

El análisis de la distribución del gas recirculado entre cilindros es uno de los pilares de este trabajo. Tal y como se puso de manifiesto en la sección 3.3.3, el método de medida no permite obtener la cantidad de gas recirculado admitido por cada cilindro, y según el apartado 4.2.7 el modelado unidimensional no es capaz de tener en cuenta los fenómenos que aparecen en un colector tridimensional como el empleado en el motor a estudiar. El programa Fluent 6.2.16 es un código CFD ampliamente utilizado en la industria automovilística para resolver problemas fluidodinámicos con flujos no reactivos como es el caso de este estudio [43]. Por este motivo dicho programa se ha empleado para estudiar el comportamiento del aire y el gas recirculado en el colector de admisión y determinar de esta forma el reparto del EGR entre los cilindros.

El modelo consiste en una reproducción de la geometría del colector de admisión en la que dos especies de gas diferentes evolucionan desde sus respectivas secciones de entrada donde su concentración es constante (100 %) hasta las secciones de salida (pipas) donde ambas especies se encuentran formando una mezcla. El dominio computacional está formado por el propio colector junto con parte del conducto de EGR y las pipas de admisión. Dicho dominio está mallado con 600.000 elementos, tetraedros y hexaedros, con el fin de rellenar el volumen del colector de forma precisa. En la figura 4.6 se muestra el mallado del colector de admisión. La geometría real del colector junto con las ecuaciones de conservación en su forma tridimensional permiten al modelo CFD obtener unos resultados más representativos del funcionamiento real que los modelos unidimensionales. Asimismo, la resolución temporal y espacial del modelo CFD es muy superior a la de la técnica experimental. No obstante, el modelo CFD debe ser alimentado con condiciones de contorno que se han extraído del modelo unidimensional.

Las condiciones de contorno a la entrada del colector son el gasto instantáneo de aire y EGR en sus respectivas secciones de entrada (ambas variables que únicamente pueden obtenerse a partir del modelado unidimensional). De esta forma se asegura que el modelo converja hacia la tasa de EGR media que se ha obtenido en las medidas experimentales y en el modelado unidimensional. Respecto a las condiciones de contorno en la salida, la presión instantánea ha sido fijada en las pipas (otra vez una variable difícilmente medible y que se puede obtener mediante el modelado unidimensional), así, la distribución de los gastos de ambas especies la determinará el modelo matemático de acuerdo a las leyes de conservación y la geometría del dominio.

Los resultados obtenidos con este conjunto de condiciones de contorno son más afines a los valores experimentales que los obtenidos con otras condiciones de contorno más habituales como la imposición de la presión en todas las secciones de entrada y salida del modelo. Las reducidas variaciones de presión en el colector de admisión mostradas en la figura 4.5 dan lugar a que pequeños errores en la evolución de la presión en las diferentes localizaciones del colector produzcan importantes errores en la distribución del gas, con fuertes reflujos que no están de acuerdo con los valores experimentales.



*Figura 4.6. Mallado CFD del colector de admisión .*

## 4.5. Validación del modelado CFD

Tal y como se mencionó anteriormente, los resultados del modelado unidimensional se han utilizado como condiciones de contorno para el modelo CFD, y a su vez las medidas experimentales han servido para el ajuste del modelo unidimensional. Como se puede notar, la metodología para la determinación de la dispersión de EGR entre cilindros comporta una cadena bastante larga de pasos en la que los errores se van multiplicando. Por este motivo es nece-

sario validar el modelo CFD con las medidas experimentales que son el punto de partida del estudio. La comparación entre los valores de EGR medidos por las diferentes sondas repartidas por el colector de admisión con los resultados proporcionados por el modelo parecen ser un buen método de validación.

Teniendo en cuenta que el proceso de medida consiste en tomar muestras del gas de admisión de forma continua durante un periodo muy superior a un ciclo de motor el modelo puede ser validado mediante la comparación de los valores de EGR medidos con los calculados a partir de los resultados del modelo según la siguiente expresión:

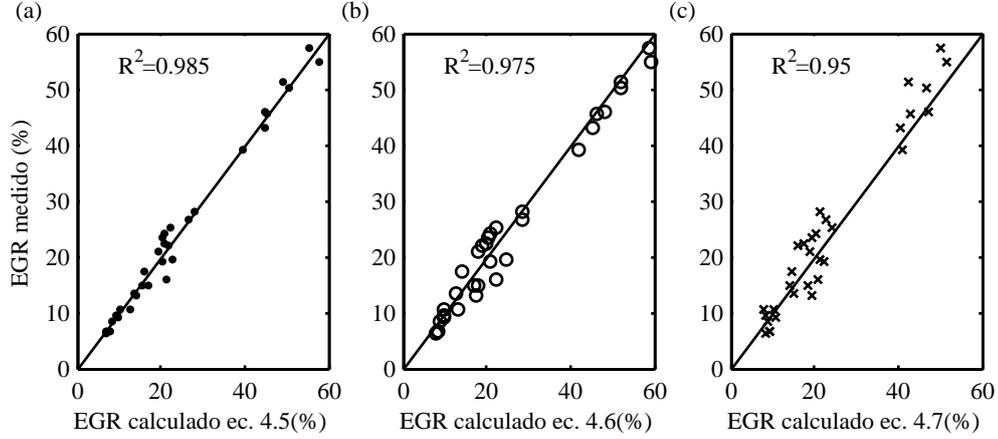
$$\overline{EGR}_i^a = \frac{1}{720} \int_{\alpha=0}^{\alpha=720} Y_{EGR_i}(\alpha) d(\alpha) \quad (4.9)$$

donde  $\overline{EGR}_i^a$  representa la tasa de EGR media en la pipa  $i$  calculada a partir de la concentración de gas recirculado ( $Y_{EGR_i}(\alpha)$ ). En la figura 4.7a) se muestra la comparación entre los valores medidos y los calculados según este método. Se puede constatar que el modelo se ajusta de forma adecuada a los valores obtenidos en la medida ( $R^2=0.985$ ) con lo que queda validado.

No obstante, la comparación entre los resultados obtenidos por medio del modelado CFD con los resultados experimentales permite llegar más allá de la validación del modelo, permiten poner de manifiesto algunas deficiencias del método de medida EGR asociadas al tiempo de respuesta de los analizadores y al hecho de que se mida concentración en lugar de gasto másico. Así, si se considerase un analizador colocado en un lugar muy cercano a los puntos de medida y con un volumen muy reducido de forma que tuviese una respuesta temporal tan rápida que permitiese las medidas durante la carrera de admisión, los resultados que proporcionaría dicho analizador serían comparables a los obtenidos mediante la siguiente expresión:

$$\overline{EGR}_i^b = \frac{1}{\alpha_{ca} - \alpha_{aa}} \int_{\alpha_{aa}}^{\alpha_{ca}} Y_{EGR_i}(\alpha) d(\alpha) \quad (4.10)$$

donde  $\alpha_{aa}$  y  $\alpha_{ca}$  representan los ángulos de apertura y cierre de la admisión respectivamente. La figura 4.7b) establece una comparación entre los resultados obtenidos con la expresión 4.10 frente a las medidas experimentales. Se aprecia que la correlación entre los resultados disminuye levemente hasta  $R^2=0.975$ . Puesto que la diferencia entre los resultados proporcionados por las expresiones 4.9 y 4.10 no es demasiado elevada se puede concluir que el uso de analizadores ultrarrápidos no reporta demasiados beneficios en el caso particular de este estudio.



**Figura 4.7.** Comparación entre las tasas de EGR medidas y las calculadas a partir del modelo CFD según diferentes hipótesis. Izquierda: supuesto un sensor de  $\text{CO}_2$  convencional (ecuación 4.9). Centro: supuesto un sensor de  $\text{CO}_2$  ultrarrápido (ecuación 4.10). Derecha: supuesto un sistema de medida que tenga en cuenta el caudal en lugar de la concentración (ecuación 4.10).

Finalmente, el modelado CFD permite hallar la tasa real de EGR del gas que entra al motor por cada pipa de admisión según la siguiente expresión:

$$\overline{EGR}_i^c = \frac{\int_{\alpha_{aa}}^{\alpha_{ca}} Y_{EGR_i}(\alpha) m_i(\alpha) d(\alpha)}{\int_{\alpha_{aa}}^{\alpha_{ca}} m_i(\alpha) d(\alpha)} \quad (4.11)$$

donde  $m_i(\alpha)$  simboliza el gasto instantáneo por la pipa  $i$ . Si se representan los resultados obtenidos a partir de la expresión 4.11 frente a los resultados de las medidas experimentales se puede observar cierta diferencia ( $R^2=0.95$ ). De este modo queda de manifiesto la necesidad de tener en cuenta el gasto instantáneo que pasa por cada pipa a la hora de computar la tasa de EGR real que entra en cada cilindro.

Por último, a modo de ejercicio teórico, si se conviene que los resultados obtenidos a partir de la expresión 4.11 son representativos de la tasa de EGR real, es posible contabilizar el error cometido al medir la tasa de EGR o calcularla a partir de cualquiera de las expresiones precedentes. La tabla 4.2 muestra como calculando el EGR a partir de la concentración durante todo el ciclo se comete un error absoluto medio de 2.73% y teniendo en cuenta la concentración únicamente durante la carrera de admisión este error se reduce a 1.98%.

**Cuadro 4.2.** Estimación del error absoluto medio cometido al hallar la tasa de EGR según diferentes métodos.

	CFD ec. 4.11	CFD ec. 4.10	CFD ec. 4.9	Medida
Error medio	0.0 %	1.98 %	2.73 %	3.12 %
Error máximo	0.0 %	10.2 %	10 %	8.95 %

## Bibliografía

- [1] Corberán JM. “Contribución al modelado del proceso de renovación de la carga en motores de combustión interna alternativos”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1984.
- [2] Benson RS. “The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines (vol.I)”. *Oxford Clarendon Press*, 1982.
- [3] Payri F, Corberán JM y Boada F. “Modifications to the method of characteristics for the analysis of the gas exchange process in internal combustion engines”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 200, pp. 259–266, 1986.
- [4] Payri F, Benajes J y Chust MD. “Programme pour l’étude assistée par ordinateur de systèmes d’admission et d’échappement de moteurs”. *Entropie*, Vol. 162, pp. 17–23, 1991.
- [5] Desantes JM, Chust MD y Llorens J. “Análisis comparativo de métodos numéricos para la resolución del flujo no estacionario en colectores de motores de combustión interna alternativos”. *II Congreso de Métodos Numéricos en Ingeniería*, 1993.
- [6] Arnau FJ. “Aportaciones al cálculo numérico para el modelado del flujo compresible unidimensional en conductos de MCIA”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2003.
- [7] Payri F, Desantes JM y Corberán JM. “A quasi-steady model on gas exchange process, some results”. *Proceedings of the Motor Sympo’88*, 1984.
- [8] Payri F, Corberán JM y Tinaut F. “Solución a la condición de contorno de la unión cilindro-conducto de los MCIA”. *Anales de Ingeniería Mecánica*, Vol. 2(1), pp. 393–398, 1984.
- [9] Reyes M. “Contribución al modelado del proceso de transferencia de calor en colectores de escape de motores alternativos”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1993.
- [10] Serrano JR. “Análisis y modelado del transitorio de carga en MEC turboalimentados”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1999.
- [11] Galindo J, Serrano JR, Climent H y Arnau FJ. “New one-dimensional fluid-dynamic model for automotive intercoolers”. *Proceedings of 8th International EAEC Congress*, Vol. A, pp. 347–365, 2001.
- [12] Luján JM, Serrano JR, Arnau FJ y Dolz V. “Heat transfer model to calculate turbo-charged HSDI Diesel engines performance”. *SAE paper 2003-01-1066*, 2003.

- [13] Benajes J, Bermúdez V y Galindo J. “Efecto de la geometría del intercooler en las prestaciones de motores de automoción”. *Anales de Ingeniería Mecánica*, Vol. 10(2), pp. 375–384, 1994.
- [14] Payri F, Benajes J y Galindo J. “One-dimensional fluid-dynamic model for catalytic converters in automotive engines”. *SAE paper 950785*, 1995.
- [15] Desantes JM, Benajes J, Luján JM y Fremond E. “Production of internal EGR in turbocharged Diesel engines by means of intake valve pre-lift and exhaust valve post-lift”. *Proceedings of 5th International EAEC Congress*, 1995.
- [16] Benajes J, Reyes E y Luján JM. “Modeling study of the scavenging process in a turbocharged Diesel engine with modified valve operation”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, pp. 383–393, 1996.
- [17] Luján JM. “Recirculación interna de gases de combustión en motores Diesel sobrealimentados”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1998.
- [18] Vera F. “Modelado unidimensional y tridimensional del proceso de mezcla de un motor de gas multipunto”. *Proyecto final de carrera. ETS. Ing. Ind. Universidad Politécnica de Valencia*, 1999.
- [19] Payri F, Reyes E y Galindo J. “Analysis and modelling of the fluid-dynamic effects in branched exhaust junctions of ICE.”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - ASME Transactions*, Vol. 123, pp. 197–203, 2001.
- [20] Benajes J, Reyes E, Galindo J y Peidró J. “Predesign model for intake manifolds in internal combustion engines”. *SAE paper 970055*, 1997.
- [21] Benajes J, Reyes E, Bermúdez V y Serrano JR. “Predesign criteria for exhaust manifolds in IC automotive engines”. *SAE paper 980783*, 1998.
- [22] Galindo J. “Caracterización experimental y modelado de uniones direccionales de colectores de escape de motores de combustion interna alternativa”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1998.
- [23] Payri F, Reyes E y Serrano JR. “A model for load transient of turbocharged Diesel engines”. *SAE paper 1999-01-0225*, 1999.
- [24] Payri F, Benajes J, Galindo J y Serrano JR. “Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 2: wave action models for calculating the transient operation in a high speed direct injection engine”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 216, pp. 479–493, 2002.
- [25] Benajes J, Luján JM, Bermúdez V y Serrano JR. “Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 1: insight into the relevant physical phenomena”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 216, pp. 431–441, 2002.
- [26] Azuma T, Yura T y Tokunaga Y. “Some aspects of constant pressure turbocharged marine engines of medium and low speed”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - ASME Transactions*, Vol. 105, pp. 697–711, 1983.
- [27] Riemann B. “Über die Fortpflanzung ebener Luftwellen von endlicher Schwingungsweite”. *Abhandlungen der Königlichen Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen*, Vol. 8(Math.), pp. 43–65, 1860.
- [28] Haller R. “The application of a graphic method to some dynamic problems in gases”. *Sulzer Technical Review*, Vol. 1(6), pp. 6–14, 1946.

- [29] Jenny E. “Unidimensional transient flow with consideration of friction, heat transfer and change of section”. *Brown Boverly Review*, Vol. 37(11), pp. 447–461, 1950.
- [30] Lax PD y Wendroff B. “Systems of conservation laws”. *Communications on Pure and Applied Mathematics*, Vol. 15, pp. 217–237, 1960.
- [31] Sweby PK. “High resolution schemes using flux limiters for hyperbolic conservation laws”. *SIAM Journal Numerical Analysis*, Vol. 21, pp. 995–1011, 1984.
- [32] Richtmayer RD y Morton KW. “Difference methods for initial-value problems”. *Intersciencia*, 1967.
- [33] Takiwaza M, Uno T, Que T y Yura T. “A study of gas exchange process simulation of an automotive multi-cylinder internal combustion engine”. *SAE paper 820410*, 1982.
- [34] Requejo I. “Contribución al modelado de los grupos de turbosobrealimentación de los motores de combustión interna alternativos”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Cataluña*, 1986.
- [35] Luján JM. “Proyecto de desarrollo y optimización de un modelo de cálculo asistido por ordenador para el grupo de sobrealimentación en motores de combustión interna alternativos”. *Proyecto final de carrera. ETS. Ing. Ind. Universidad Politécnica de Valencia*, 1993.
- [36] Tiseira AO. “Caracterización experimental y modelado de bombeo en compresores centrífugos de sobrealimentación”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2007.
- [37] Payri F, Benajes J y Reyes M. “Modelling of supercharger turbines in internal-combustion engines”. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 38, pp. 835–869, 1996.
- [38] Watson N y Janota MS. “Turbocharging the internal combustion engine”. *Macmillan Publishers*, 1982.
- [39] Cervelló C. “Contribución a la caracterización experimental y al modelado de turbinas de geometría variable en grupos de sobrealimentación”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2005.
- [40] Moran MJ, Shapiro HN, Munson BR y DeWitt DP. “Introduction to Thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer”. *John Wiley and Sons, Inc.*, 2003.
- [41] Galindo J, Serrano JR, Guardiola C y Cervelló C. “Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive turbochargers”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 449–462, 2006.
- [42] Martín J. “Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa”. *Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia*, 2007.
- [43] “Fluent 6 User’s Guide”. *Fluent Incorporated*, 2001.

# Capítulo 5

## Análisis de los resultados

### Contenido

---

<b>5.1. Introducción . . . . .</b>	<b>98</b>
<b>5.2. Efectos sobre las condiciones del gas admitido . . .</b>	<b>99</b>
5.2.1. Estudio del efecto del EGR sobre la distribución del gas de admisión entre cilindros . . . . .	103
5.2.1.1. Sistemas de reducción de la dispersión de EGR entre cilindros . . . . .	112
<b>5.3. Efectos en el proceso de renovación de la carga . .</b>	<b>122</b>
5.3.1. Estudio del efecto del EGR sobre el trabajo de bombeo	122
5.3.2. Estudio del efecto del EGR en la sobrealimentación .	125
5.3.2.1. Efecto del EGR sobre el funcionamiento de compresor y turbina . . . . .	125
5.3.2.2. Consideraciones acerca del control del sis- tema EGR-TGV. . . . .	129
<b>5.4. Repercusiones del sistema de EGR en la generación     de condensados . . . . .</b>	<b>143</b>
5.4.1. Análisis del efecto de la temperatura del EGR y el gas admitido sobre la generación de condensados y su naturaleza . . . . .	143
5.4.2. Soluciones a la condensación. Técnicas para evitarla y gestión de los condensados . . . . .	149
5.4.2.1. Control de la temperatura de admisión pa- ra evitar la condensación . . . . .	152
5.4.2.2. Sistemas de eliminación de condensados . .	155
<b>5.5. Repercusiones del sistema de EGR en las emisiones     contaminantes . . . . .</b>	<b>157</b>

5.5.1. Estudio del efecto de la temperatura de admisión sobre las emisiones contaminantes . . . . .	157
5.5.2. Estudio del efecto de la distribución del gas de admisión entre cilindros sobre las emisiones contaminantes	160
5.5.3. Evaluación final de las emisiones producidas por el motor con los diferentes sistemas de EGR a través del análisis del comportamiento durante un ciclo de homologación NEDC . . . . .	166
<b>Bibliografía . . . . .</b>	<b>169</b>

## 5.1. Introducción

De acuerdo con la metodología expuesta en el Capítulo 1, la presentación y el análisis de los resultados obtenidos mediante las herramientas experimentales y teóricas descritas en los Capítulos 3 y 4 conforman el contenido de la siguiente sección. La estructura de la tesis requiere que el apartado destinado al análisis de los resultados tenga un importante peso específico, no en vano la mayor parte de las aportaciones estarán contenidas en este capítulo. Con el fin de que el lector pueda seguir su contenido de forma más fluida, se ha dividido en cuatro bloques principales de acuerdo con los objetivos marcados en la sección :

- Efectos de la arquitectura de recirculación de los gases de escape en las condiciones de admisión. En este apartado se discutirá acerca de las consecuencias que tiene la recirculación de los gases de escape en las condiciones del gas admitido. En primer lugar se considerará el efecto de la temperatura del EGR y el gas de admisión sobre la masa admitida por el motor. Posteriormente se analizará el efecto que tiene la arquitectura del sistema de EGR sobre la distribución de los gases recirculados entre cilindros. Finalmente, se aportarán algunas soluciones para reducir la dispersión de EGR cuando se emplea un sistema de alta presión.
- Efectos en el proceso de renovación de la carga. En un primer apartado se considerarán las repercusiones del sistema de EGR en el trabajo de bombeo del motor por ser este uno de los principales parámetros a la hora de evaluar el proceso de renovación de la carga. Posteriormente, una segunda sección considera los efectos de la arquitectura de EGR en la sobrealimentación, analizando el impacto del EGR en el funcionamiento del compresor y la turbina, para terminar con unas consideraciones acerca del control del sistema EGR-TGV.

- Estudio del efecto de la temperatura del EGR y el gas admitido sobre la generación de condensados. Tras analizar en qué condiciones aparece la condensación en las líneas de EGR y admisión se justificará la necesidad de eliminarlos. Para terminar, se propondrán y evaluarán algunas soluciones para evitar la condensación o eliminar el líquido generado en su caso.
- Estudio comparativo de las repercusiones de las diferentes arquitecturas de EGR sobre las emisiones contaminantes. La última sección del trabajo está dedicada al análisis del efecto de la recirculación de los gases de escape en las emisiones contaminantes. Este tema, que ha sido ampliamente abordado en la literatura, se ha planteado desde el punto de vista del estudio del efecto de la distribución del gas de admisión entre cilindros sobre las emisiones contaminantes así como el impacto de la temperatura de admisión sobre las mismas, que son a su vez dos propiedades características de los sistemas de EGR empleados en este trabajo.

## 5.2. Efectos de la arquitectura del sistema de EGR en las condiciones de admisión

Las condiciones del gas en el colector de admisión tienen repercusiones importantes en el funcionamiento del motor. La primera de ellas es que para un determinado motor, la cantidad de gas admitido es función directa de la densidad en la admisión<sup>1</sup>. Para conseguir elevadas densidades en el colector de admisión se deben alcanzar altas presiones manteniendo temperaturas tan reducidas como sea posible. La sobrealimentación persigue el primero de los objetivos mientras que con el uso de intercambiadores de calor se busca reducir la temperatura de admisión. Aún cuando el motor está equipado con un intercambiador de calor que disminuye la temperatura del gas a recircular, las elevadas temperaturas de dicho gas en el colector de escape y el reducido tamaño del intercambiador impiden que la temperatura del EGR sea tan baja como se desearía cuando se emplea un sistema de EGR de alta presión. Puesto que la temperatura del gas recirculado es superior a la del aire procedente del “*intercooler*”, con la tasa de EGR se incrementa la temperatura de admisión, y por tanto se reduce la masa total admitida mediante el llamado fenómeno de estrangulamiento térmico [1, 2] descrito en el capítulo 2. Comprimir el aire con el fin de incrementar su densidad para después reducirla por efecto de la

---

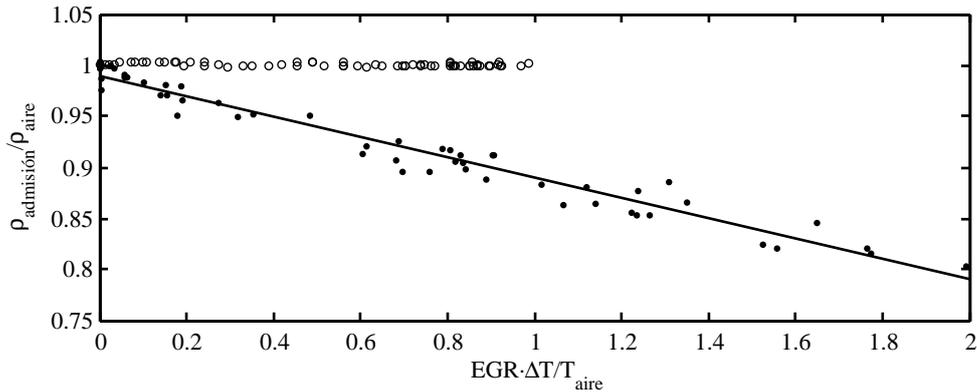
<sup>1</sup>la velocidad del fluido y la temperatura de las paredes de conductos de admisión y cilindro también repercutirán en la cantidad de gas admitido por el motor.

temperatura del EGR no parece ser la solución más eficiente desde el punto de vista energético, no obstante es el precio que se debe pagar si se pretende reducir las emisiones de  $\text{NO}_x$  mediante un sistema de EGR de alta presión. Si se emplea un circuito de EGR de baja presión acompañado de un sistema de refrigeración adecuado es posible independizar la temperatura de admisión de la tasa de EGR [3, 4]. Si se desea llegar al mismo resultado con un sistema de alta presión sería necesaria mayor potencia térmica para reducir la temperatura de los gases recirculados a la temperatura de admisión.

Aplicando un balance térmico en el colector de admisión de un motor sometido a recirculación gases de escape, tal y como se propuso en la ecuación 2.6, la relación de densidades entre el gas en el colector de admisión y la salida del intercambiador de calor puede expresarse como:

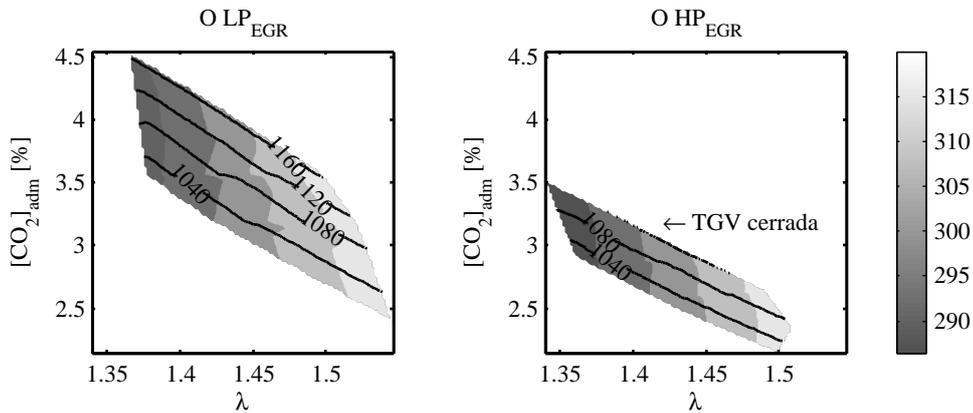
$$\frac{\rho_{adm}}{\rho_{aire}} = \frac{1}{1 + EGR \frac{T_{EGR} - T_{aire}}{T_{aire}}} \quad (5.1)$$

Se trata de una curva de la forma  $\frac{1}{1+x}$  donde  $x$  es función del EGR y su temperatura. De este modo, la figura 5.1 ilustra, para un amplio rango de condiciones de funcionamiento, la dependencia de la densidad del gas admitido con las condiciones del gas recirculado. Así, en la figura queda patente el modo en que las dos arquitecturas de EGR repercuten en la densidad del gas en la admisión y por tanto en el gas admitido.



**Figura 5.1.** Efecto del EGR en la densidad del gas en el colector de admisión para diferentes condiciones de funcionamiento. ○: Sistema de EGR de baja presión. ●: Sistema de EGR de alta presión.

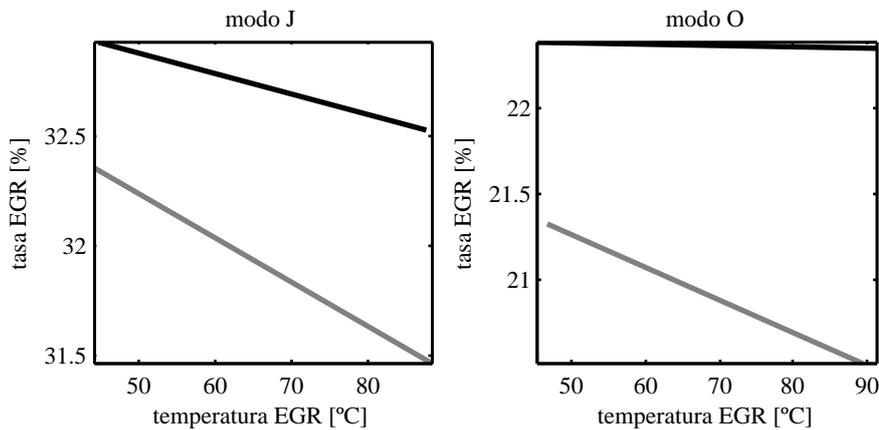
Efectivamente, el sistema de EGR de baja presión permite independizar la densidad en la admisión de la tasa de EGR con lo que es posible trabajar en zonas en las que tanto la concentración de gases quemados, como la relación oxígeno-combustible son superiores a las alcanzadas con el sistema de EGR convencional. Un ejemplo de dicho comportamiento puede observarse en la figura 5.2, donde en la parte izquierda se muestra la zona de funcionamiento en el mapa  $\lambda$  frente a concentración de  $\text{CO}_2$  en la admisión para el motor con el sistema de baja presión, mientras que en la parte derecha aparece el mismo mapa obtenido con el sistema de alta presión para las condiciones de funcionamiento O (100 km/h). Los contornos en tonos grises muestran la cantidad de aire fresco admitido, mientras que las líneas representan puntos con idéntica presión de admisión. Así, a modo de ejemplo, mientras que el sistema de baja presión permite alcanzar con un exceso de oxígeno de 1.5 y una presión de admisión de 1080 mbar una concentración de  $\text{CO}_2$  en la admisión superior al 3%, el motor con el sistema de alta presión en similares condiciones únicamente alcanza el 2.5%. En este sentido, el sistema de EGR de baja presión permite llevar a cabo el conocido como EGR de adición [1] por el que se pueden reducir las emisiones de  $\text{NO}_x$  mediante el incremento de la concentración de  $\text{CO}_2$  en la admisión sin apenas penalización en la opacidad de los gases de escape por no reducir la relación oxígeno-combustible.



**Figura 5.2.** Zona del mapa de funcionamiento  $\lambda$  frente a concentración de  $\text{CO}_2$  en la admisión alcanzable con los sistemas de EGR de baja presión (izquierda) y de alta presión (derecha) para el punto de funcionamiento O. Contornos de gasto de aire y líneas de iso-presión de admisión.

La figura 5.2 también pone de manifiesto que las presiones de admisión que pueden alcanzarse con el sistema de EGR de baja presión son sensiblemente superiores a las obtenidas con el sistema de alta presión. En efecto, a pesar de cerrar la turbina completamente, la recirculación de gases de escape disminuye fuertemente la energía disponible en el caso del EGR de alta presión, cosa que no sucede cuando el sistema de baja presión es utilizado. Este tema será tratado con mayor detalle posteriormente.

Otra diferencia notable entre los sistemas de EGR de alta y baja presión y sus repercusiones en las propiedades de la masa admitida está relacionada con el efecto de la temperatura del gas recirculado. En el caso de la arquitectura de alta presión, la refrigeración del gas a recircular contribuye al incremento de la densidad del gas en la admisión, y por tanto repercute en una mayor masa admitida. En el caso de la arquitectura de baja presión no se da este comportamiento, pues el efecto del intercambiador de calor de la admisión es predominante. Dicho comportamiento puede comprobarse en la figura 5.3, donde se observa para dos condiciones de funcionamiento como si se mantiene la presión de admisión y el gasto de aire, la tasa de EGR desciende con la temperatura de admisión, y en mucha menor medida con la temperatura del EGR, pues la elevada eficiencia del intercambiador colocado en la admisión hace que la temperatura de admisión sea prácticamente independiente de la temperatura de salida del compresor.



**Figura 5.3.** Efecto de la temperatura del gas recirculado en la tasa de EGR cuando se emplea el sistema de baja presión en las condiciones J (izquierda) y O (derecha). —: 35°C de temperatura de admisión. - - -: 50°C de temperatura de admisión.

Por lo tanto, no parece interesante refrigerar el EGR más allá de evitar temperaturas excesivas a la salida del compresor<sup>2</sup>. Puesto que en la zona en que se lleva a cabo el EGR la carga es moderada, el compresor no trabaja con elevadas relaciones de compresión y refrigerar el EGR con agua de motor será suficiente para evitar solicitaciones térmicas excesivas del rodete. Por esto, en lo sucesivo, salvo para los ensayos de condensación, se utilizará el refrigerante del motor para reducir la temperatura del gas recirculado hasta los 90°C aproximadamente. Cabe decir, que en el caso de motores destinados a vehículos pesados, la recirculación de gases de escape es necesaria incluso a cargas elevadas, por lo que será necesario considerar su refrigeración más allá de la temperatura del refrigerante del motor.

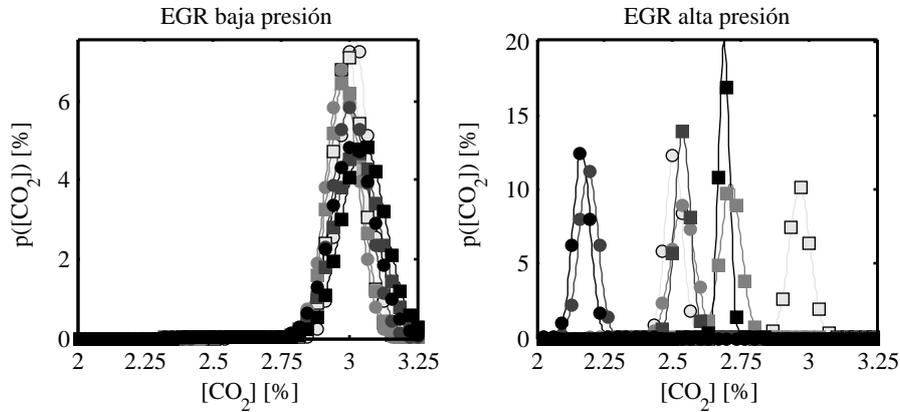
### 5.2.1. Estudio del efecto del EGR sobre la distribución del gas de admisión entre cilindros

El punto de partida del estudio de la dispersión del EGR son los ensayos experimentales. A partir del procedimiento de medida explicado en la sección 3.3.3, es posible obtener la distribución media del EGR en cada punto del colector de admisión para las condiciones de funcionamiento ensayadas. Adicionalmente, estos ensayos proporcionan los datos necesarios para ajustar el modelo unidimensional del motor.

Un primer análisis de los resultados obtenidos permite cuantificar la incertidumbre en la medida de la concentración de CO<sub>2</sub> en el colector de admisión asociada a la posición de la sonda, es decir, qué error se comete al medir el EGR en un único punto del colector. Puesto que en general, el resultado de una medida es únicamente una estimación, o aproximación, del valor real de una variable, dicha medida sólo estará completa si se ve acompañada de un cierto valor de la incertidumbre asociada [5]. A modo de ejemplo, la figura 5.4 muestra, para las condiciones de funcionamiento L, la distribución de valores obtenidos al medir el CO<sub>2</sub> en cada una de las sondas del colector de admisión. Cuando se emplea un sistema de EGR de baja presión, las distribuciones de la medida de CO<sub>2</sub> en las ocho pipas de admisión tienen valores medios que van desde 2.975 % hasta 3.05 %, mientras que con el sistema de EGR de alta presión el valor medio de la medida puede variar desde 2.16 % hasta el 2.97 % dependiendo de la localización de la sonda, lo que supone un rango sustancialmente mayor. Esto indica que la incertidumbre en la medida del CO<sub>2</sub> en la admisión asociada a la posición de la sonda es superior en el caso de utilizar un sistema

---

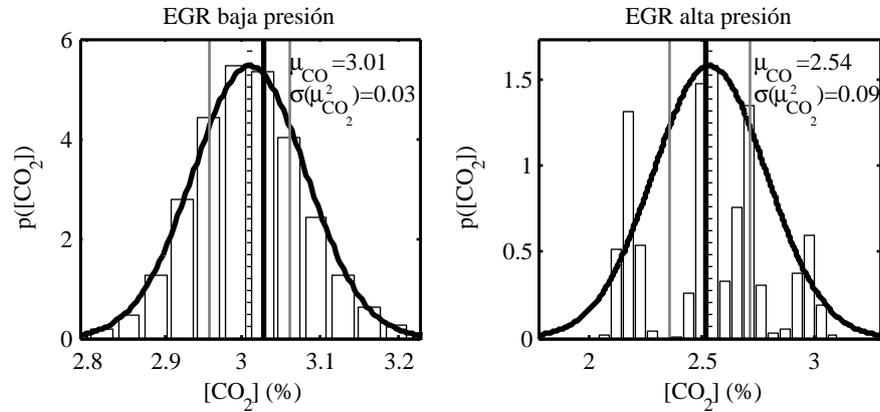
<sup>2</sup>200°C para rodetes de aluminio según el fabricante.



**Figura 5.4.** Izquierda: distribución de la medida de la concentración de  $\text{CO}_2$  en el colector de admisión para el sistema de EGR de baja presión bajo condiciones de funcionamiento L. Derecha: distribución de la medida de la concentración de  $\text{CO}_2$  en el colector de admisión para el sistema de EGR de alta presión bajo condiciones de funcionamiento L.

de EGR de alta presión, no aporta información cuantitativa de cuál es el valor de esa incertidumbre.

Para estimar dicha incertidumbre se ha recurrido a la siguiente estrategia. En general, las imperfecciones del proceso de medida dan lugar a un cierto error. En el caso de la medida del  $\text{CO}_2$  el error estará asociado a varios aspectos, de los cuales la posición del sensor es el que se pretende estudiar. Puesto que todas las sondas son idénticas y comparten sensor, el error debido a la calibración del mismo será constante. Puesto que los ensayos se han llevado a cabo con el motor estabilizado, las diferentes lecturas del sensor para cada una de las sondas únicamente responderán a su posición en el colector de admisión. Si bien es imposible eliminar el error introducido por la posición de la sonda, este puede ser reducido aumentando el número de observaciones o de medidas recogidas. Así, tomando todos los valores registrados en las 8 pipas de admisión es posible realizar un único histograma como el mostrado en la figura 5.5. Dicho histograma puede utilizarse para ajustar una distribución normal con un valor medio y una desviación típica características. En este punto, cabe decir que si bien en el caso del sistema de EGR de baja presión la distribución normal se ajusta perfectamente al histograma, el ajuste para el caso del sistema de alta presión es mucho peor debido precisamente a la dispersión en las medidas obtenidas y el número finito de muestras tomadas. En cualquier caso, si se acepta que el valor medio de la distribución normal es el valor real del EGR

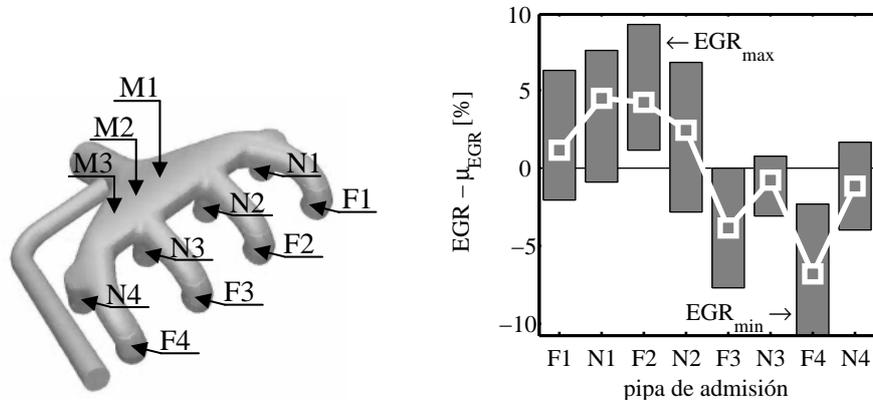


**Figura 5.5.** Izquierda: aproximación a una distribución normal de la medida de la concentración de  $\text{CO}_2$  en el colector de admisión para el sistema de EGR de baja presión bajo condiciones de funcionamiento L. Derecha: aproximación a una distribución normal de la medida de la concentración de  $\text{CO}_2$  en el colector de admisión para el sistema de EGR de alta presión bajo condiciones de funcionamiento L. □: histograma conjunto de la medida de  $\text{CO}_2$  en las 8 pipas del colector de admisión. —: aproximación a una distribución normal. - - -: valor medio de la distribución normal. —: intervalo de confianza del 95 % para el valor medio. —: valor medio obtenido al medir con las 8 sondas del colector de admisión a la vez..

con que trabaja el motor se puede estimar el error cometido al medir en cada posición del mismo. De igual forma, a partir de los resultados mostrados en la figura 5.5 se deduce que extraer muestras de  $\text{CO}_2$  simultáneamente de las 8 sondas es una buena estrategia para reducir el error, pues el valor obtenido con este procedimiento está contenido en el intervalo de confianza del 95 % de la media<sup>3</sup>. En este sentido, queda de manifiesto que medir con las 8 sondas de admisión abiertas simultáneamente es en cierto modo una forma física de promediar las medidas en los 8 puntos del colector. En cualquier caso, para el sistema de baja presión, midiendo en cualquier punto del colector se obtienen medidas representativas del EGR medio, luego desde ahora, el estudio de la dispersión del EGR se centrará en el sistema de alta presión.

En cuanto al error cometido al medir el EGR en una localización particular del colector los resultados obtenidos para los 17 puntos ensayados aparecen en la figura 5.6. En ella se muestra el rango de variación de la diferencia entre el EGR medido en cada pipa y el EGR medio. En el eje de abscisas del gráfico se

<sup>3</sup>para que esto suceda el sistema de extracción debe estar diseñado de tal modo que todas las sondas extraigan el mismo caudal.



**Figura 5.6.** Izquierda: esquema del colector de admisión. Derecha: Rango de valores obtenidos en la medida de EGR para los 17 puntos ensayados. Valores adimensionalizados por el EGR medio.

representa la localización de la sonda de  $\text{CO}_2$  según la nomenclatura mostrada anteriormente. Con motivo de proporcionar una imagen más clara, en lugar de representar las 17 medidas se ha optado por representar únicamente la media y los valores máximos y mínimos obtenidos. A modo de ejemplo aclaratorio se puede decir que los valores de EGR medidos en la sonda N3 están entorno al valor medio para cada condición de funcionamiento puesto que el rango obtenido está entorno a 0. Además, puesto que el rango de variación del EGR en esa localización es estrecho, se puede decir que si se dispusiese de un único punto para medir el EGR, la localización N3 sería la ideal para instalar la sonda, ya que en las 17 condiciones ensayadas se obtendría un resultado lo más representativo posible del EGR medio que hay en las pipas.

La figura 5.6 muestra más información interesante. En primer lugar se pueden observar diferencias importantes entre los valores de EGR obtenidos en las diversas localizaciones del colector de admisión, de este modo se confirma que el error cometido al medir la tasa de EGR en una única posición puede ser elevado, superando los 5 puntos. Adicionalmente, las diferencias de pipa a pipa pueden alcanzar valores superiores a 10 puntos, especialmente entre las pipas N de los cilindros 1 y 2 y las pipas F de los cilindros 3 y 4, lo que conduce a pensar que el sector del colector opuesto a la entrada del EGR (figura 5.6 derecha) tiene mayores tasas de EGR que el sector del lado de la entrada de EGR. Análogamente, se puede notar como, en general, las pipas N están más cargadas de EGR que las pipas F.

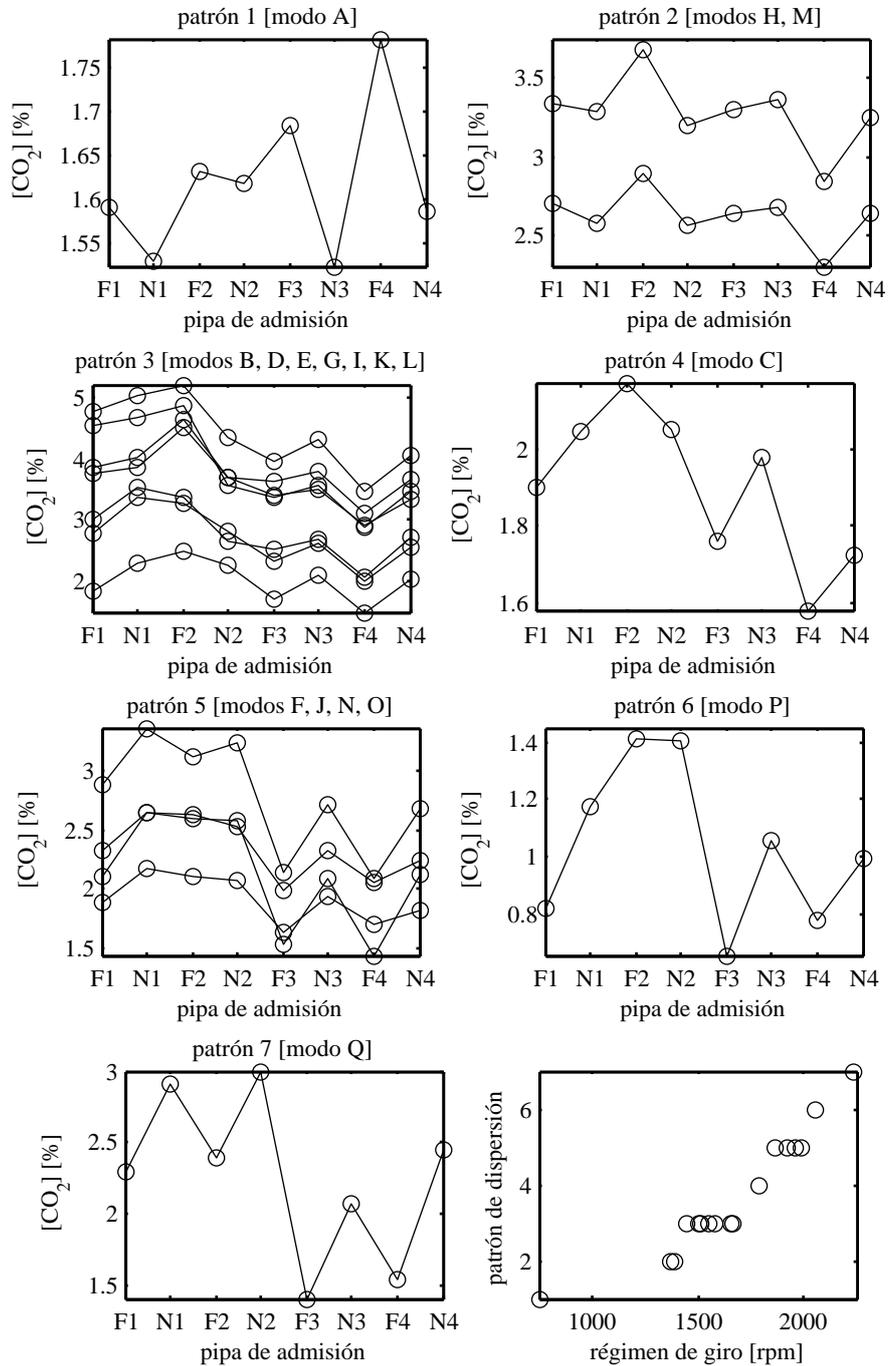
Respecto a los factores que afectan a la dispersión, las limitaciones del método de medida, sobre todo en lo concerniente a la frecuencia de muestreo, hacen que relacionar el nivel de dispersión en la medida con alguna otra variable del motor sea una tarea difícil. No obstante, mediante la observación de la distribución de la medida de  $\text{CO}_2$  en los diferentes puntos del colector de admisión se pueden identificar ciertos patrones de dispersión, en los que es posible agrupar los modos de funcionamiento. En la figura 5.7 se representan dichos patrones de dispersión.

En cada patrón de dispersión se han agrupado aquellos modos de funcionamiento cuyas distribuciones de  $\text{CO}_2$  en la admisión guarden un coeficiente de correlación superior a 0.9 entre sí. Lo más interesante es que los modos de funcionamiento que muestran el mismo patrón de comportamiento en cuanto a la dispersión del EGR están recogidos en intervalos acotados de régimen de giro, tal y como se desprende de la parte inferior de la figura 5.7, poniendo de manifiesto el efecto de dicha variable sobre la distribución del EGR en el repartidor. Desde luego que el régimen de giro debe ser una variable con un peso importante en el reparto del EGR, pues afecta directamente a la duración de los procesos de admisión y escape, sin embargo, la baja frecuencia de muestreo del sensor de  $\text{CO}_2$  no permite llevar a cabo estudios más profundos en esta dirección.

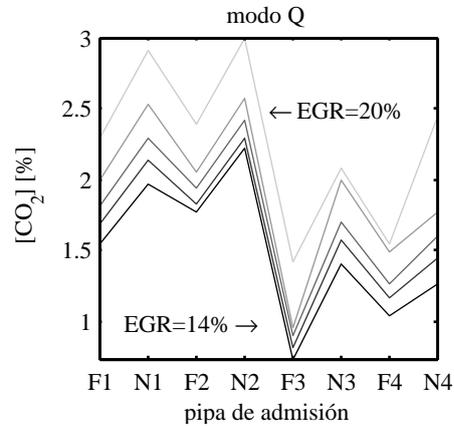
En cuanto al efecto de la tasa de EGR en su distribución, se ha llevado a cabo un estudio particular en el que partiendo de las condiciones Q, se ha variado la tasa de EGR desde el 14 % hasta el 20 % manteniendo la presión de admisión constante. Los resultados aparecen en la figura 5.8 y muestran como la tasa de EGR apenas afecta al modo en que se distribuye entre los cilindros.

Los resultados obtenidos en el estudio experimental ponen de manifiesto el efecto de la geometría del colector sobre la distribución de EGR. Desafortunadamente, los resultados experimentales se limitan a evidenciar dichos efectos y difícilmente permiten justificarlos. No obstante es posible advertir que las pipas N reciben una mayor tasa media de EGR que sus homólogas F. De un modo similar, la parte opuesta a la entrada de EGR cuenta con mayores niveles de gas recirculado puesto que la geometría del repartidor facilita su llegada a esa zona.

Otro problema adicional del método de medida es que no permite computar cuánto gas pasa por cada pipa del colector de admisión y por tanto no es posible averiguar el reparto de EGR entre los cilindros. En cualquier caso, es necesario llevar a cabo un estudio en base al modelado para comprender mejor los fenómenos de reparto y mezcla del gas recirculado y justificarlos si es posible.



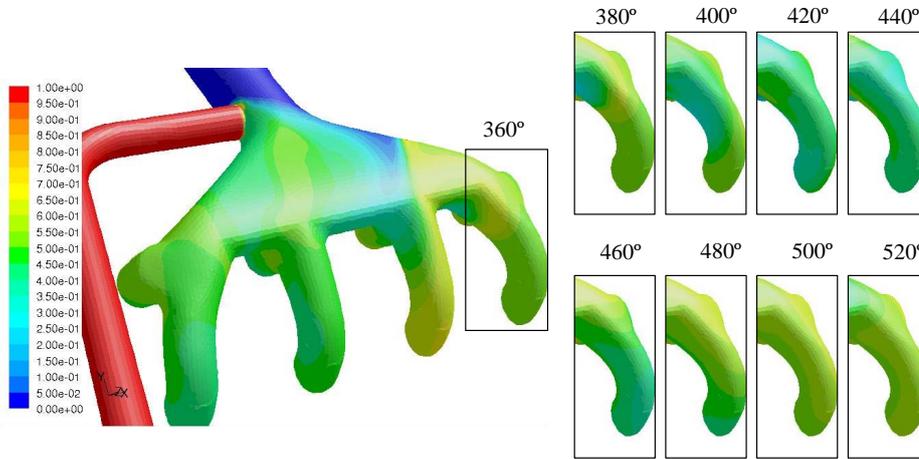
**Figura 5.7.** Patrones de dispersión en la medida de CO<sub>2</sub> en el colector de admisión (izquierda) y relación entre los patrones de dispersión y el régimen de giro del motor (derecha).



**Figura 5.8.** Efecto de la tasa de EGR media en el patrón de dispersión.

A partir del modelo y la metodología de ajuste expuestos en el Capítulo 4 es posible obtener la evolución de las dos especies gaseosas (aire y EGR) en el colector de admisión durante el ciclo. Los resultados del modelo CFD muestran una gran variación espacial y temporal en la tasa de EGR en el colector de admisión, así lo confirma la figura 5.9 donde aparece una imagen del colector al comienzo del proceso de admisión del cilindro 1. En ese instante se observa cómo coexisten zonas con una concentración de gas recirculado superior al 50 % con zonas con aire limpio. Del mismo modo se muestra la evolución de la concentración del gas recirculado en las pipas del cilindro 1 a lo largo de su proceso de admisión, poniendo de manifiesto su variación temporal.

Los resultados CFD confirman el efecto nocivo que tiene la geometría del repartidor sobre la distribución del EGR. En efecto, el flujo del gas recirculado hacia los cilindros 1 y 2 se ve favorecido por la geometría, del mismo modo que en cada cilindro las válvulas N, más cercanas a la entrada de EGR, están más cargadas. Además, los resultados del modelo CFD permiten identificar otras causas de la dispersión de EGR, como el efecto del funcionamiento pulsante del motor. En este sentido, la figura 5.10 muestra la evolución de la concentración de gas recirculado en las ocho pipas del colector de admisión para cuatro condiciones de funcionamiento diferentes. Con el objetivo de simplificar el gráfico, la concentración de gas recirculado se ha adimensionalizado por su valor medio. Si se presta atención a cualquiera de los gráficos, por ejemplo el de la pipa F del cilindro 1 (parte inferior izquierda) se puede notar el efecto del régimen de giro sobre la evolución del EGR a lo largo del ciclo. En dicho gráfico se observa cómo, a medida que aumenta el régimen de giro, la onda de gas



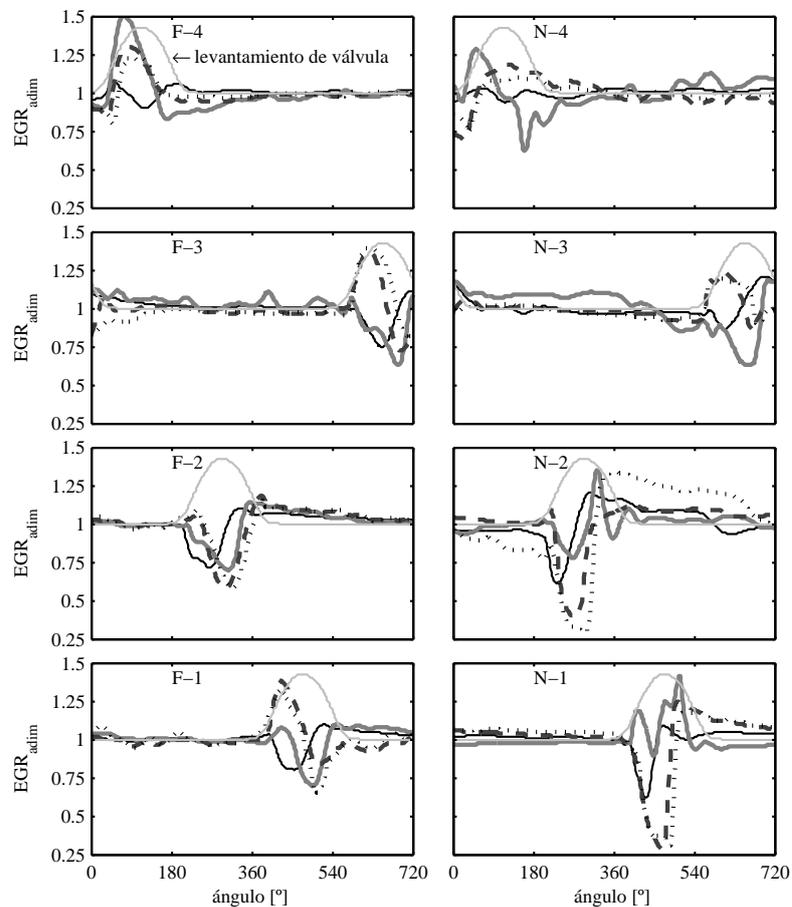
**Figura 5.9.** Concentración de gas recirculado en el cilindro 1 durante su carrera de admisión bajo las condiciones de funcionamiento del punto L.

recirculado procedente del escape del cilindro 2 llega con más retraso. En el límite, para el menor régimen de giro (punto L), la onda de recirculación llega tan pronto al colector que es el propio cilindro 2 el que la admite. Por otro lado, al final del proceso de admisión se observa una subida en la concentración de gases recirculados consecuencia de la llegada de la onda proveniente del escape del mismo cilindro 1. Para todas las pipas, la onda de gas recirculado llega más retrasada a medida que el régimen de giro aumenta.

Si se presta atención a la evolución en la pipa N del cilindro 1 (imagen inferior derecha) se observa cómo en este caso la onda de gas de recirculación proveniente del escape del cilindro 1 llega unos instantes antes por estar más cercana a la toma de EGR que la pipa F. Luego se confirma que el gas de EGR admitido por las válvulas N de cada cilindro ya no puede atravesar las válvulas F, lo que justifica las menores concentraciones de  $\text{CO}_2$  medidas experimentalmente en estas localizaciones.

Otro fenómeno apreciable es que las mayores variaciones en el EGR durante el ciclo se presentan en las pipas N1 y N2 por ser las más cercanas a la entrada de EGR. Cuanto más alejada está la pipa de dicha entrada, mayor es el tiempo disponible para la mezcla y por tanto se obtienen menores variaciones. Por otro lado se puede notar como la concentración en las válvulas F de todos los cilindros permanece prácticamente constante mientras la válvula está cerrada por ser una zona de baja velocidad. Sin embargo, la concentración de gas recirculado en las pipas N, especialmente en la de los cilindros centrales varía

durante todo el ciclo puesto que estas zonas están más afectadas por lo que ocurre en el colector. En relación a este último fenómeno se pone de manifiesto el efecto del orden de encendido, que para el motor del estudio es 1-3-4-2. Tras el proceso de admisión del cilindro 2 la zona opuesta a la entrada de EGR del colector de admisión queda cargada con gas de recirculación tal y como muestran los resultados en la pipa N del cilindro 2. De este modo, cuando empieza la carrera de admisión del cilindro 1 hay una gran cantidad de gas recirculado en sus cercanías que dicho cilindro puede consumir.



**Figura 5.10.** Concentración instantánea de gas recirculado adimensionalizada en las pipas de admisión bajo diferentes condiciones de funcionamiento. —: modo L (1582 rpm). — —: modo K (1665 rpm). - - -: modo P (2052 rpm). ···: modo Q (2240 rpm).

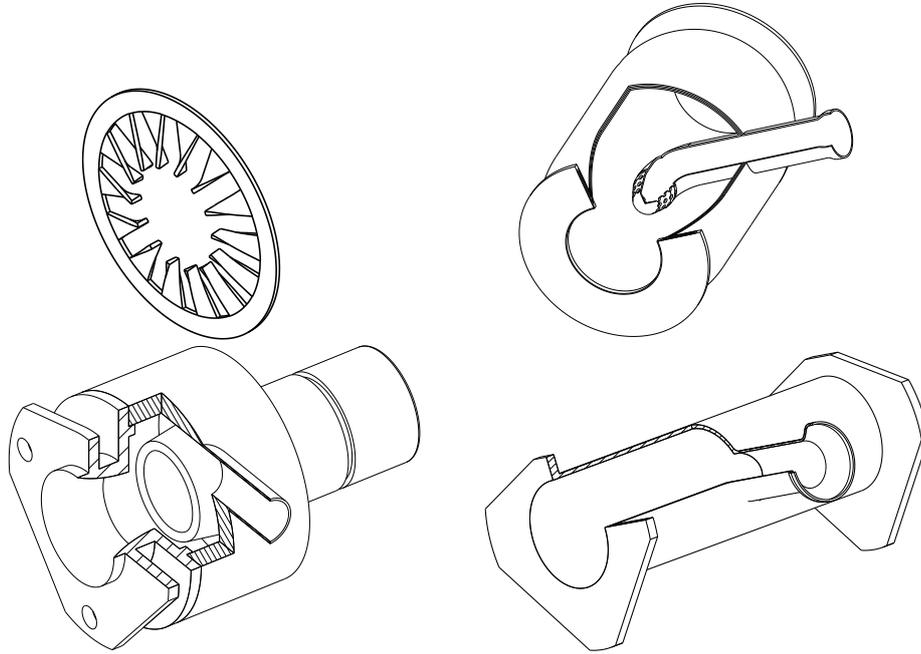
### 5.2.1.1. Sistemas de reducción de la dispersión de EGR entre cilindros

Tras haber observado los importantes desequilibrios entre las tasas de EGR admitidas por cada cilindro cuando se emplea un sistema de EGR de alta presión, la búsqueda de sistemas que reduzcan esta dispersión está justificada. No obstante, conseguir una buena homogeneización de la mezcla de aire y gas que admite el motor sin que el proceso de renovación de la carga se resienta de ello no es tarea fácil. La mayoría de sistemas utilizados para mejorar la mezcla de gases consisten en aumentar en la medida de lo posible la turbulencia del flujo, sin embargo, el incremento en la turbulencia del flujo lleva asociado la disipación de cierta cantidad de energía en forma de pérdidas viscosas. Por tanto el proceso de mezcla es un proceso disipativo. De este modo, si se pretende incrementar la homogeneidad de la mezcla mediante un sistema que incremente la turbulencia será necesario tener en cuenta la pérdida de carga asociada a dicho elemento.

Por otro lado, también es posible incrementar la homogeneidad de la mezcla de admisión colocando la unión del gas recirculado y el aire de admisión más lejos de la entrada a los cilindros. De esta forma las dos especies permanecen en contacto más tiempo y es posible que se mezclen por difusión sin incrementar la turbulencia del flujo. No obstante, esta segunda opción no está exenta de problemas ya que las distancias para que los dos flujos se mezclen por difusión son considerables y en ese caso la pérdida de carga del lado del EGR será elevada por tratarse de un conducto muy largo. De acuerdo con estas premisas, el sistema de mezcla adecuado es el que cumple con los siguientes objetivos:

1. Mejorar el proceso de mezcla entre el aire y gas recirculado de forma que las cantidades recibidas por cada cilindro sean lo más similares posible.
2. Evitar introducir una pérdida de carga excesiva del lado del aire puesto que de lo contrario afectaría de forma negativa a las prestaciones del motor.
3. Evitar introducir una pérdida de carga excesiva del lado del gas recirculado puesto que en ese caso comprometería la capacidad del sistema de hacer EGR y las emisiones se resentirían.

De acuerdo con las premisas anteriores, el primer paso a llevar a cabo es proponer varias soluciones iniciales. En la figura 5.11 se muestran varios de los diseños propuestos inicialmente en este estudio.



**Figura 5.11.** *Sistemas de reducción de la dispersión de EGR. Superior-izquierda: torbellinador. Superior derecha: Sistema en contracorriente. Inferior izquierda: venturi. Inferior derecha: EGR adelantado.*

El modelo de la imagen superior-izquierda, denominado torbellinador, se instala en la entrada de aire al colector de admisión, previamente a la entrada del EGR. Al pasar el aire por él, se genera un vórtice que favorece la mezcla del aire y el gas recirculado. El segundo de los modelos (imagen superior-derecha) permite introducir el gas recirculado en contracorriente para incrementar la turbulencia mejorando el proceso de mezcla. El siguiente sistema (imagen inferior-izquierda) consiste en un venturi. En este elemento el aire de admisión pasa por una tobera en la garganta de la cual el EGR se introduce de forma anular debido a la diferencia de presión. La ventaja de este sistema es que si está bien diseñado la pérdida de presión asociada al incremento de velocidad en la garganta se recupera en el divergente de la tobera. Del mismo modo, del lado del gas recirculado, la caída de presión que se produce en la garganta del venturi contribuye a que circule el EGR aun en el caso de que el salto de presiones entre escape y admisión sea escaso. Por otro lado, la entrada anular del EGR elimina las asimetrías que presenta el colector de admisión original y contribuye a la mayor homogeneidad de la mezcla.

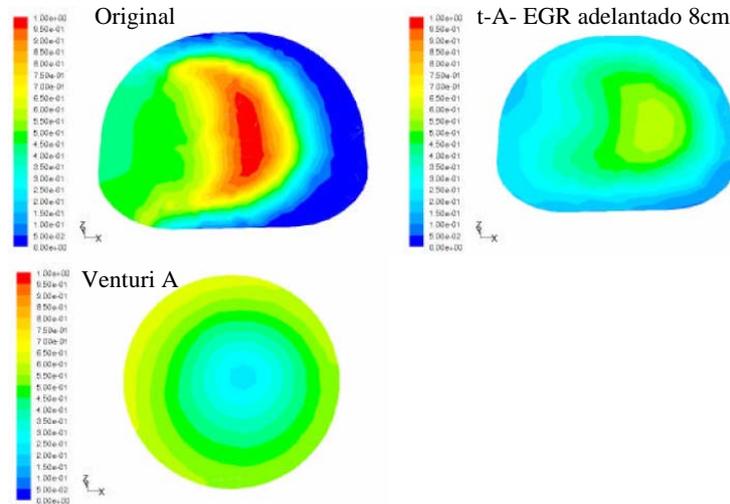
**Cuadro 5.1.** Configuraciones de EGR adelantado estudiadas.

CONFIGURACIÓN	DISTANCIA $d$ (mm)	ENTRADA EGR	VOLUMEN ( $cm^3$ )
t-A	80	lateral	0
t-B	80	central	0
t-C	150	lateral	0
t-D	1200	venturi	3000

**Cuadro 5.2.** Sistemas de mezcla basados en el efecto venturi estudiados.

CONFIGURACIÓN	$d_{EGR}$ (mm)	$e$ (mm)	$d_{garg}/d_{aire}$	$V$ ( $cm^3$ )	$\alpha_{EGR}$ ( $^\circ$ )
A	20	7	1/2	21.2	0
B	25.75	7	1/2	21.2	0
C	25.75	9	1/2	21.2	0
C (direccional)	25.75	9	1/2	16	0
D	25.75	$d = 25,75$	1/2	0	0
E	25.75	9	1/2	10	0
F	25.75	9	1/2	21.2	30
G	25.75	9	1/3	21.2	30

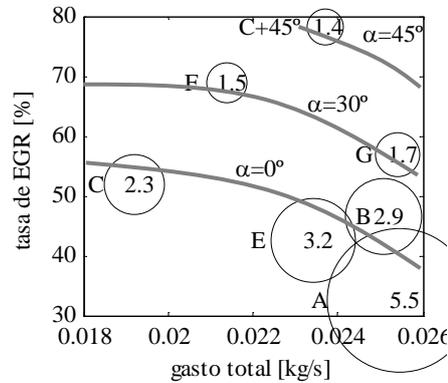
Finalmente, el último sistema consiste en introducir el gas recirculado en un punto más alejado del colector de admisión para que se mezcle con el aire por difusión. Los modelos de mezcla anteriores pueden variar de forma importante sus prestaciones en función de sus parámetros geométricos de modo que es necesario realizar un estudio paramétrico para llegar a una configuración óptima. Las tablas 5.1 y 5.2 muestran el conjunto de configuraciones estudiadas para los sistemas de EGR adelantado y venturi. Para el sistema de EGR adelantado se ha variado la distancia entre la entrada de EGR y el colector (80, 150 y 3000 mm) además de la posición de la toma de EGR que puede ser lateral, manteniendo la asimetría del colector original o central. Se ha combinado el uso de un venturi con el adelantamiento de la toma de EGR en la configuración t-D. Respecto al venturi, se ha variado el diámetro de la entrada del gas recirculado al venturi ( $d_{EGR}$ ), se ha modificado el espesor de la garganta ( $e$ ) y la relación entre las áreas de la garganta y la entrada del venturi. Asimismo, se han probado varios volúmenes de la cámara y diferentes ángulos de incidencia del tubo de EGR. En cuanto al sistema torbellinador y en contracorriente sólo se ha llevado a cabo el estudio sobre los diseños originales.



**Figura 5.12.** Concentración del gas recirculado en la sección de control para tres configuraciones diferentes.

Tras el diseño CAD del sistema de mezcla, a este se le acopla el del colector de admisión para realizar un estudio CFD preliminar que determine la capacidad de mezcla y pérdida de carga del sistema. Con el fin de agilizar los cálculos, esta fase preliminar el estudio se ha realizado en estacionario. Para ello, las presiones y temperaturas medias en las entradas de aire y gas recirculado se han fijado como condiciones de contorno de entrada. Por otro lado, todas las salidas del colector se han mantenido cerradas a excepción de las pipas del cilindro 4 en las que la presión y la temperatura se han fijado como condiciones de contorno de salida. Los valores de presión y temperatura constantes se han seleccionado según los valores que alcanzan en el punto de aspiración máxima del cilindro 4. El estudio trata de valorar la capacidad de cada sistema para hacer pasar los máximos caudales de aire y gas recirculado con el salto de presiones establecido. Por otro lado, con el fin de evaluar la capacidad de mezcla se ha analizado la distribución de EGR en una sección perpendicular al paso de aire situada 10 cm aguas abajo de la entrada de EGR en cada caso.

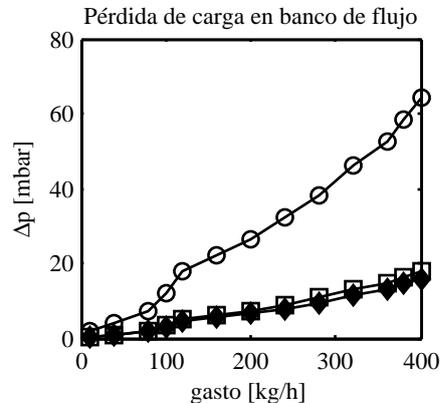
La figura 5.12 muestra una comparación entre tres de los sistemas a estudiar. En el caso de la configuración original se puede observar cómo a 10 cm de la entrada del EGR todavía es posible encontrar concentraciones del 100 % tanto de aire como de gas recirculado. La imagen del sistema t-A muestra el mismo patrón que el sistema original, aunque la mezcla es ligeramente más



**Figura 5.13.** Balance entre capacidad de mezcla y pérdida de carga en los venturis del estudio.

homogénea. Finalmente, en el caso del venturi A se obtiene una distribución anular de la concentración de gas recirculado y una mezcla considerablemente mejor a consecuencia del vórtice generado por la entrada de EGR.

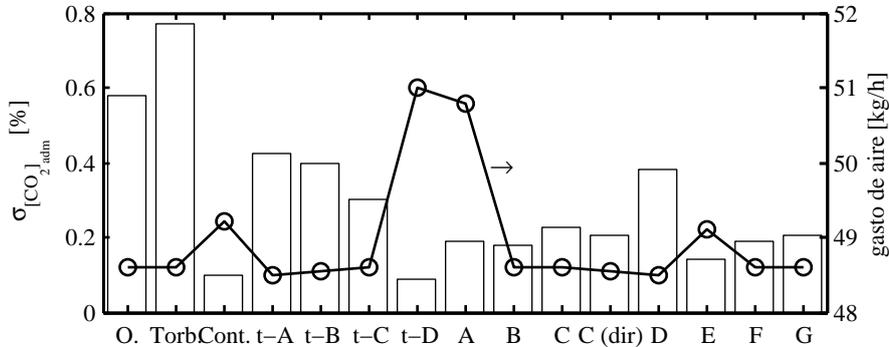
Puesto que además de considerar la capacidad de mezcla de cada sistema es necesario tener en cuenta la pérdida de carga que introduce, la figura 5.13 trata de evaluar ambos criterios de selección de forma conjunta. En ella, se representan todos los sistemas venturi estudiados mediante la simulación CFD. El eje de abscisas representa el gasto total a través del venturi (aire y gas recirculado). Por tanto, puntos situados a la derecha serán convenientes desde el punto de vista de la pérdida de carga. El eje de ordenadas indica la tasa media de EGR obtenida en el modelado en condiciones estacionarias, luego sistemas que alcancen elevados niveles de EGR serán interesantes. Finalmente, el valor mostrado y el área de cada círculo indica el ratio entre el EGR máximo y el mínimo en la sección de control, por tanto valores pequeños de este parámetro indican que el sistema tiene alta capacidad de mezcla. El gráfico muestra cómo el incremento del ángulo de entrada de EGR incrementa la capacidad de mezcla del sistema, puesto que incrementa la vorticidad en la garganta del venturi sin perjudicar la capacidad de realizar EGR. De este modo, la máxima tasa de EGR con la mínima dispersión se obtiene para la configuración C+45°. No obstante, en ese caso se obtiene una tasa de EGR cercana al 80% reduciendo fuertemente el gasto de aire fresco admitido. Por este motivo y por razones de espacio esta configuración queda descartada y se opta por el sistema F como el óptimo.



**Figura 5.14.** Pérdida de carga de diferentes elementos de mezcla obtenida en el banco de flujo.  $\circ$ : torbellinador.  $\square$ : sistema contracorriente.  $\blacklozenge$ : venturi A.

Después de analizar teóricamente la pérdida de carga y la capacidad de mezcla se construyen los prototipos que son ensayados en el banco de flujo [6] con el fin de caracterizarlos de forma experimental. Para evaluar la pérdida de carga de los elementos en las condiciones más exigentes se han utilizado los gastos de aire que pasan por el motor a plena carga. Algunos de los resultados más notables se muestran en la figura 5.14, donde se aprecia que el torbellinador constituye una pérdida de carga considerable puesto que puede llegar a reducir la presión de admisión hasta en 60 mbar. Las pérdidas de carga impuestas por los sistemas de EGR en contracorriente y el venturi A alcanzan valores máximos inferiores a 20 mbar, que si bien son importantes, pueden ser asumidos teniendo en cuenta que la misma presión atmosférica puede tener fluctuaciones entorno a 10 mbar.

La pérdida de carga del lado del EGR se puede evaluar en el propio banco motor mediante un ensayo particular que consiste en estabilizar el motor en un punto de funcionamiento (en este caso el punto L) y evaluar el gasto de aire que llega al colector. Los sistemas que tienen mayor pérdida de carga del lado de EGR necesitan mayores aperturas de la válvula de EGR para alcanzar la consigna de aire. En el límite, los sistemas que tienen una pérdida de carga excesiva del lado del EGR deben abrir completamente la válvula, y aun así no alcanzan el nivel de EGR de referencia (gasto de aire superior a la consigna). Los resultados de este ensayo se presentan en la figura 5.15. Las barras representan la desviación típica de la concentración de  $\text{CO}_2$  en la admisión medida en el ensayo de dispersión, mientras que la línea muestra el gasto de aire obtenido en cada caso.



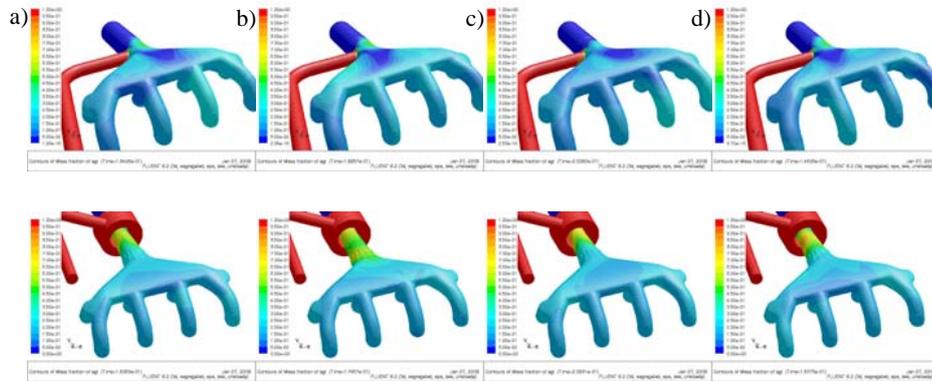
**Figura 5.15.** Evaluación de la capacidad de mezcla y la pérdida de carga del lado de EGR de los diferentes sistemas en el banco motor.  $\square$ : desviación standard del  $CO_2$  en el colector de admisión.  $\circ$ : gasto de aire admitido.

La primera conclusión interesante es que los efectos del torbellinador son catastróficos puesto que no mejoran la dispersión obtenida con la configuración original además de causar una pérdida de carga importante del lado del aire tal y como se vio en los ensayos en banco de flujo. Por otro lado, algunas configuraciones como el EGR en contracorriente y el adelanto de la entrada de EGR 1200mm (t-D) disminuyen radicalmente la dispersión, sin embargo producen una pérdida de carga excesiva del lado de EGR a causa de que la entrada en contracorriente dificulta el paso del gas recirculado en el primer caso y la longitud excesiva del tubo de recirculación introduce una pérdida de carga importante en el segundo.

Respecto al resto de entradas de EGR adelantadas, los resultados muestran leves mejoras respecto a la configuración original en cuanto a dispersión. De hecho, los resultados confirman que cuanto más alejada está la entrada de EGR del repartidor menor dispersión se obtiene. Del mismo modo, la entrada central mejora los resultados obtenidos con la entrada lateral como consecuencia de la mayor simetría.

En el caso de los venturis generalmente mejoran la dispersión sin comprometer la capacidad de realizar EGR. El venturi A es una excepción debido a la pequeña sección de paso de EGR, del mismo modo, la forma de la cámara del venturi E dificulta el paso de EGR. Finalmente, cabe decir que los resultados obtenidos en este apartado validan las tendencias obtenidas en el modelado preliminar y confirman el venturi F como el mejor sistema de mezcla.

El paso final para evaluar la bonanza de los sistemas de mezcla propuestos es aplicar la metodología de obtención de la dispersión de EGR propuesta en



**Figura 5.16.** Concentración de EGR en el colector de admisión en diferentes instantes del ciclo bajo las condiciones de funcionamiento O para la configuración de EGR de alta presión original y con el venturi F. a: Instante en el que el máximo gasto atraviesa las pipas del cilindro 1. b: Instante en el que el máximo gasto atraviesa las pipas del cilindro 2. c: Instante en el que el máximo gasto atraviesa las pipas del cilindro 3. d: Instante en el que el máximo gasto atraviesa las pipas del cilindro 4.

este trabajo y comparar sus resultados con los de la configuración original. En la figura 5.16 se puede observar como el venturi consigue homogeneizar casi completamente la composición del gas en el colector de admisión.

La figura 5.17 muestra una comparación de la concentración de gas recirculado en la pipa F del cilindro 1 para los diferentes sistemas de mezcla en varias condiciones de funcionamiento. Para poder comparar las concentraciones de todas las configuraciones, se han adimensionalizado dichas concentraciones, dividiéndolas en cada caso por la concentración media.

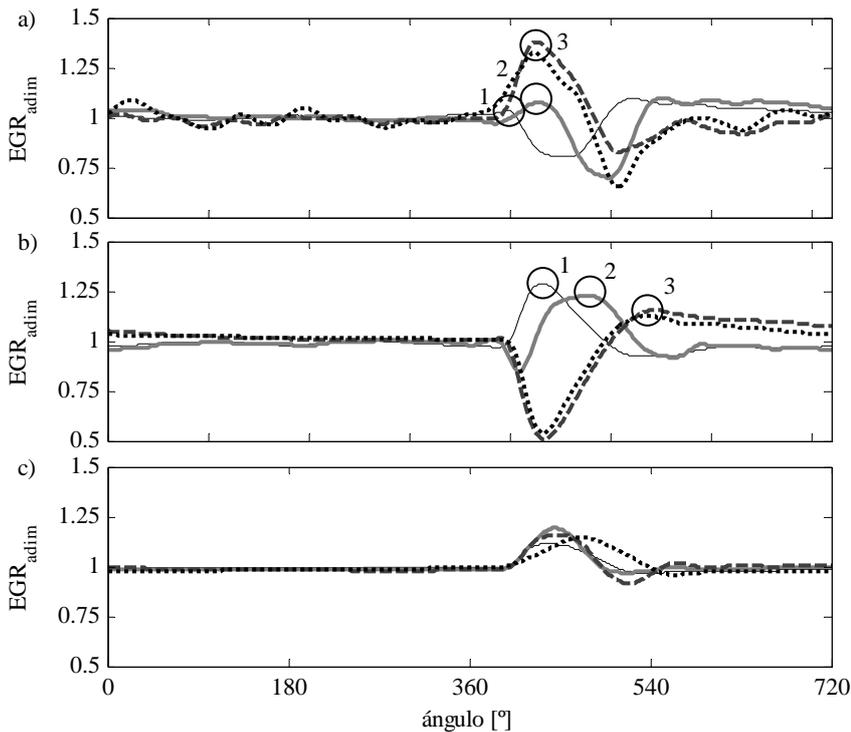
Aunque los niveles absolutos no son importantes en esta comparación, los instantes en los que el EGR alcanza niveles elevados permiten caracterizar el proceso de admisión de este gas. Puede observarse que hay diferencias en la manera de entrar el EGR al cilindro en función del punto de funcionamiento y de la configuración utilizada.

En las curvas de concentración instantánea de gas recirculado con la configuración original (figura 5.17-a), se observa que a medida que aumenta el régimen de giro la entrada de EGR se produce más tarde en la carrera de admisión como consecuencia de que la onda de presión llega en un momento más tardío del proceso de admisión.

En el caso de la configuración con entrada de EGR alejada del colector (figura 5.17-b), los puntos en los que la entrada de gas recirculado es máxima

se ven retrasados como consecuencia de la mayor distancia recorrida por el EGR. Sin embargo, la concentración de EGR continúa siendo igual de variable, es decir, una longitud de 8 cm no es suficiente para que los dos gases (aire y gas recirculado) se mezclen por difusión en esas condiciones. De este modo, en función del instante en que llega el gas al colector, permanece en el mismo unos instantes o es atraído por la aspiración de alguno de los cilindros sin llegarse a mezclar completamente. Este fenómeno de permanencia o aspiración produce desigualdades de reparto de gas de EGR entre los cilindros.

En el caso del venturi (figura 5.17-c), el proceso también es pulsante, sin embargo los pulsos de gas recirculado se ven atenuados porque el grado de mezcla con el aire es considerablemente mayor. Adicionalmente, el volumen de la cámara del venturi también permite atenuar las pulsaciones procedentes del escape del motor.



**Figura 5.17.** Concentración instantánea de gas recirculado en la pipa F del cilindro 1 para varios sistemas de mezcla. a: sistema original. b: sistema con entrada de EGR adelantada (t-A). c: venturi F. —: modo L (1582 rpm). — —: modo K (1665 rpm). - - -: modo P (2052 rpm). ···: modo Q (2240 rpm).



**Figura 5.18.** Líneas de corriente en el colector de admisión en el instante de mayor gasto a través de las válvulas de cilindro 4 bajo las condiciones de funcionamiento L para diversas configuraciones de EGR. Izquierda: sistema original. Central: sistema con entrada de EGR adelantada (t-A). Derecha: venturi F.

Además de reducir la amplitud de los pulsos que llegan al colector de admisión, el venturi genera una vorticidad que contribuye a la homogeneización de las especies contenidas en el gas admitido tal y como se desprende de la figura 5.18. En este sentido, el introducir el EGR antes, con la configuración t-A no contribuye a incrementar el torbellino y por tanto mejorar el proceso de mezcla. Sin embargo, al introducir el EGR más lejos del repartidor se evita que el gas recirculado tienda a dirigirse a la zona opuesta del colector tal y como se muestran las líneas de corriente de la figura 5.18.

Por tanto, tal y como confirman todas las pruebas realizadas, el venturi F es una buena solución a la dispersión de EGR. Finalmente, las mejoras que produce el uso del venturi F están recogidas en la tabla 5.3 en forma de la diferencia entre los valores de EGR obtenidos para el cilindro más cargado y menos cargado respectivamente.

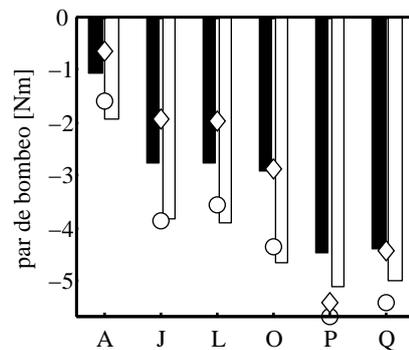
**Cuadro 5.3.** Dispersión de EGR entre cilindros para el sistema original y el venturi F en forma de la diferencia entre los valores de EGR obtenidos para el cilindro más cargado y menos cargado respectivamente.

CONFIGURACIÓN	modo K	modo L	modo O	modo Q
Original	7.5	7.6	1.6	7.7
Venturi-F	4.5	4.4	1.2	1.1

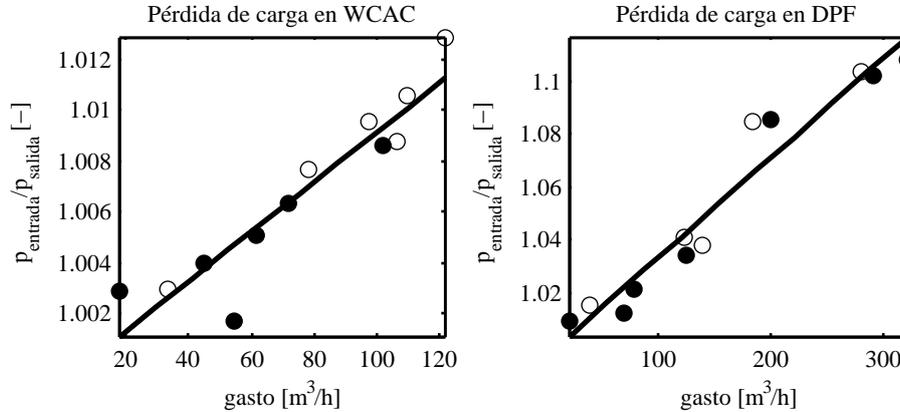
### 5.3. Efecto de la recirculación de gases de escape en los procesos de renovación de la carga

#### 5.3.1. Estudio del efecto del EGR sobre el trabajo de bombeo

El deterioro de la eficiencia del motor con el incremento en la tasa de EGR es un hecho conocido [7], motivado por dos causas principales. La primera de ellas es que la introducción de gases inertes en la cámara de combustión reduce la concentración de oxígeno y disminuye la velocidad de la combustión, con lo que se desplaza el proceso hacia la carrera de expansión y menguan las presiones y temperaturas máximas alcanzadas. Asumiendo que las pérdidas por fricción del motor son independientes de la tasa de EGR, el segundo aspecto que motiva la pérdida de prestaciones con el EGR es su efecto en el trabajo de bombeo. Las pérdidas de bombeo tienen en cuenta el trabajo necesario para evacuar los gases quemados del motor e introducir la nueva carga fresca en los cilindros. De este modo, el trabajo de bombeo depende fundamentalmente de la masa admitida y de la diferencia de presiones entre admisión y escape. La arquitectura del sistema de EGR (sistema de alta o baja presión, pérdida de carga en los diferentes componentes, eficiencia del turbogrupo, ...) tendrá repercusiones importantes en las pérdidas por bombeo y por lo tanto en la eficiencia del motor. En la figura 5.19 se muestra el par de pérdidas debido al bombeo en las 6 condiciones de funcionamiento de referencia del estudio.



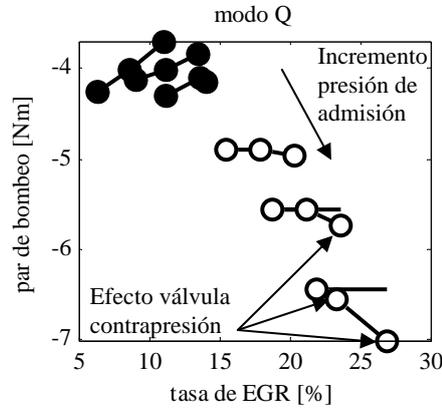
**Figura 5.19.** Par de bombeo obtenido en las 6 condiciones de funcionamiento de referencia. ■: sistema de alta presión a partir de la presión instantánea en el cilindro. □: sistema de baja presión a partir de la presión instantánea en el cilindro. ◇: sistema de alta presión a partir de la presión media en los colectores. ○: sistema de baja presión a partir de la presión media en los colectores.



**Figura 5.20.** Pérdida de carga en diferentes elementos de las líneas de admisión y escape del motor. Izquierda: pérdidas de carga en el “intercooler”. Derecha: pérdidas de carga en el filtro de partículas. ●: sistema de alta presión. ○: sistema de baja presión.

Las pérdidas de bombeo han sido calculadas mediante dos métodos diferentes (a partir de la presión en cilindro y a partir de las presiones medias en los colectores de escape y admisión) para comprobar que los valores obtenidos son representativos de las pérdidas reales del motor. Sea cual sea el método empleado, parece claro que cuando se emplea el sistema de EGR de baja presión es necesario invertir una mayor cantidad de energía para llevar a cabo el proceso de renovación de la carga.

En cuanto a las razones que justifican las mayores pérdidas por bombeo del sistema de baja presión existen varios motivos. El primero de ellos es el mayor caudal que atraviesa los elementos del sistema de admisión y escape. En efecto, tal y como se puso de manifiesto en la sección 5.2, dada una presión de admisión, el sistema de EGR de baja presión permite alcanzar una mayor densidad en la admisión, pues la temperatura de admisión es sustancialmente menor. De este modo, la mayor masa atrapada por los cilindros contribuye al aumento del trabajo de bombeo. Adicionalmente, la arquitectura de baja presión conlleva que algunos elementos del motor sean atravesados por el caudal total admitido, mientras que en el sistema de alta presión únicamente el gasto de aire pasa a través de ellos. Ejemplos de estos elementos son el “intercooler” y el filtro de partículas. Tal y como se desprende de la figura 5.20 los mayores gastos a través de los mismos, contribuyen a pérdidas por bombeo superiores en caso de emplear el sistema de EGR de baja presión.



**Figura 5.21.** Efecto de la tasa de EGR en las pérdidas de bombeo. ●: líneas de presión de admisión constante con el sistema de alta presión. ○: líneas de presión de admisión constante con el sistema de baja presión.

Finalmente, en la figura 5.21 se analiza el efecto de la tasa de EGR en las pérdidas de bombeo. En caso de emplear el EGR de alta presión, si se mantiene la presión de admisión, el incremento de la tasa de EGR lleva asociado una reducción del par invertido en el lazo de bombeo. Como se detalló en la sección 5.2, incrementando la tasa de EGR se reduce el gasto admitido, luego las pérdidas de bombeo. Asimismo, la conexión entre los colectores de admisión y escape contribuye al equilibrio en las presiones, obteniendo como resultado una reducción del trabajo de bombeo que debe superar el motor. En cuanto al sistema de baja presión, no debe sorprender que la tasa de EGR no afecte a las pérdidas por bombeo cuando se mantiene la presión de admisión, pues el gasto total por el motor no se ve afectado por la tasa de EGR, luego tampoco es de esperar ningún cambio en las pérdidas por bombeo. Cuando se reduce la sección de paso efectiva en la turbina para incrementar la presión de admisión, el lazo de bombeo tiende a ensancharse sea cual sea la arquitectura del sistema de EGR empleado, pues el gasto admitido aumenta en cualquier caso. No obstante, los resultados obtenidos con el sistema de alta presión muestran un efecto mucho más ligero y algunas de las medidas contradicen incluso la tendencia general. Lo cierto es que tanto la apertura de la válvula de EGR como la posición de la turbina afectan a las presiones instantáneas en el escape y, tal y como se muestra en [8], esto tiene importantes repercusiones en el rendimiento de la turbina, y por tanto en la diferencia de presiones entre los colectores de admisión y escape. De este modo, la tendencia de mayor

trabajo de bombeo cuanto mayor presión de admisión no es tan clara como en el sistema de baja presión, donde la apertura del EGR apenas afecta al salto de presiones entre admisión y escape.

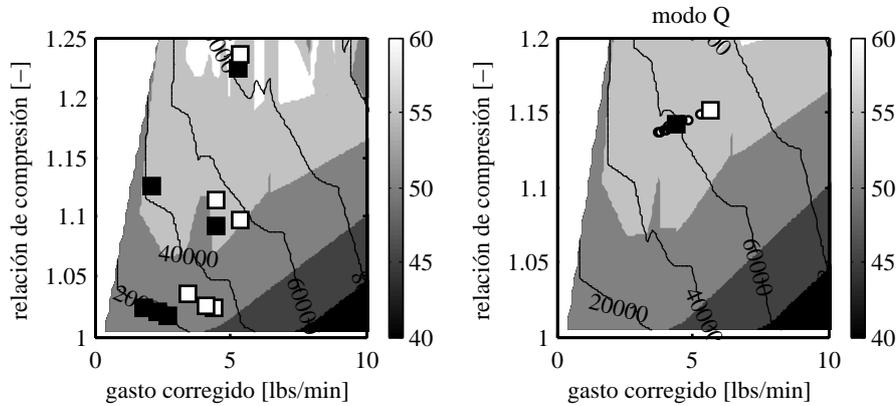
Para terminar, la figura 5.21 pone de manifiesto que cerrar la válvula de contrapresión, situada aguas abajo de la toma del EGR de baja presión, para incrementar la tasa de EGR conlleva importantes pérdidas de bombeo, pues accionando la válvula en cuestión se incrementa la presión de escape.

### 5.3.2. Estudio del efecto del EGR en la sobrealimentación

#### 5.3.2.1. Efecto del EGR sobre el funcionamiento de compresor y turbina

Puesto que tanto la recirculación de los gases de combustión como la sobrealimentación afectan en mayor o menor medida a las condiciones de admisión y escape del motor, es lógico que aparezca una estrecha relación entre ambos sistemas. Las configuraciones de las líneas de admisión y escape propias de cada uno de los sistemas de EGR dan lugar a una diferencia sustancial en el funcionamiento del turbogrupo, pues mientras con el sistema de EGR de alta presión únicamente el gasto equivalente al aire admitido atraviesa el compresor y la turbina, en el caso de emplear un sistema de baja presión todo el caudal que trasiega el motor se comprime en el compresor y se expande en la turbina. Por este motivo, el punto de operación del motor en los mapas de compresor y turbina se verá modificado al cambiar el sistema de EGR empleado. En este sentido, la figura 5.22 en su parte izquierda refleja el punto de operación del compresor obtenido en los diferentes modos de funcionamiento de referencia. Se puede notar claramente cómo el punto de funcionamiento del compresor se ve desplazado hacia mayores gastos corregidos con el sistema de EGR de baja presión, puesto que todo el gasto del motor atraviesa el compresor. De esta forma el punto de funcionamiento se aleja de la zona de bombeo, lo que supone una ventaja, sobre todo cuando el “*downsizing*”<sup>4</sup> hace que el bombeo sea un criterio cada vez más importante a la hora de seleccionar el compresor adecuado para un motor [9]. La parte derecha de la figura trata de mostrar el efecto que tiene la recirculación de los gases de escape en el punto de funcionamiento del compresor. A medida que se incrementa la tasa de EGR con el sistema de alta presión el caudal de aire trasegado por el motor disminuye, bajando también el caudal que atraviesa el compresor y moviendo el punto de funcionamiento hacia la zona de bombeo. Asimismo, puesto que el gasto de

<sup>4</sup>tendencia actual en el desarrollo de los motores consistente en reducir la cilindrada y aumentar la sobrealimentación para mejorar el consumo específico del motor.



**Figura 5.22.** Efecto de la arquitectura del sistema de EGR en el punto de funcionamiento del compresor. ■: sistema de alta presión. □: sistema de baja presión. ○: evolución del punto de funcionamiento en función de la tasa de EGR para el sistema de alta presión.

aire es menor, la pérdida de carga a lo largo de la línea de admisión también descenderá y por este motivo se observa una cierta caída en la relación de compresión a medida que la tasa de EGR aumenta. En cuanto al sistema de EGR de baja presión, tal y como se puso de manifiesto en la sección 5.2, la tasa de EGR no afecta al gas admitido, ni por tanto al gas trasegado por el compresor. Únicamente existe un pequeño desplazamiento del punto de funcionamiento del compresor debido al efecto de la temperatura del gas en el gasto corregido. No obstante, se puede considerar que el punto de funcionamiento del compresor con el sistema de EGR de baja presión coincide con el punto de funcionamiento del compresor sin EGR.

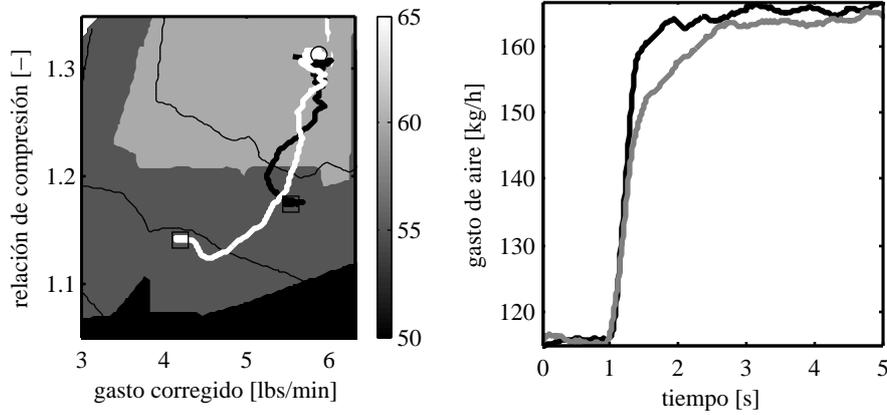
En cuanto al rendimiento del turbocompresor con cada sistema de EGR cabe decir que el punto de funcionamiento es el que determina el rendimiento de compresor y turbina. Puesto que las condiciones en que se lleva a cabo el EGR son de baja carga y por tanto bajo gasto, el incremento en el caudal que atraviesa el compresor y la turbina lleva asociado un leve aumento en el rendimiento del turbogrupo. De este modo, es de esperar que el rendimiento del compresor con el sistema de EGR de baja presión sea, en general, superior al obtenido con el sistema de alta presión. No obstante, como ya se puso de manifiesto en [8], la pulsación en el colector de escape tiene un efecto importante en la eficiencia de la turbina. De acuerdo con esta publicación, si se interpola directamente la eficiencia de la turbina con los valores medios de gasto corregido y relación de compresión se obtienen errores importantes

en el cálculo la eficiencia. La diferente amplitud y pulsación de las ondas en el colector de escape cuando se emplean los sistemas de EGR de alta y baja presión impiden obtener una correlación clara entre el sistema de EGR y la eficiencia del turbogrupo.

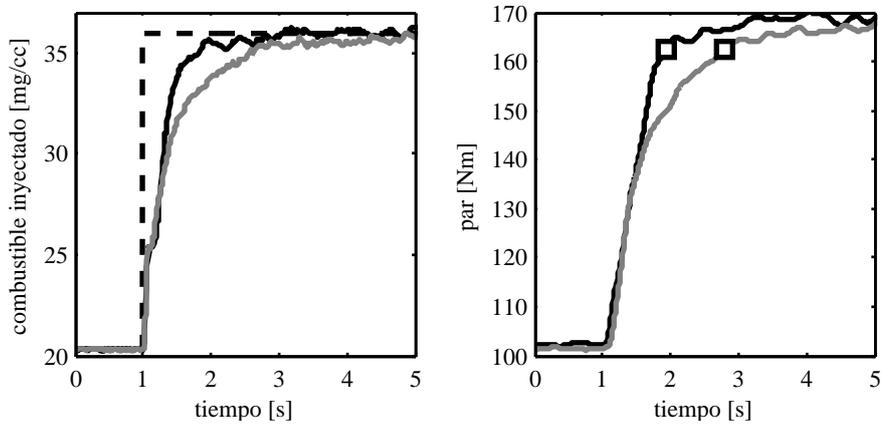
En lo que respecta al régimen del turbocompresor, el mayor gasto a través de la turbina permite al compresor trabajar con un mayor régimen de giro cuando se emplea el sistema de EGR de baja presión. Además, el régimen de giro será prácticamente independiente de la tasa de EGR y por tanto un cambio instantáneo en la posición de la válvula de EGR dará lugar a que la masa de gas recirculado sea inmediatamente sustituida por la misma cantidad de aire fresco, disminuyendo de este modo el retraso del turbogrupo. Adicionalmente, la mayor energía disponible en la turbina con el sistema de EGR de baja presión da lugar a que para una apertura de la TGV dada, la presión de admisión sea superior a la alcanzada con el sistema de alta presión, efecto que ya se puso de manifiesto en la figura 5.2. No obstante, el efecto más importante del paso de mayor caudal a través de la turbina tiene lugar en transitorio. Efectivamente, la respuesta del motor ante un incremento repentino en la demanda de combustible varía de forma notable en función del sistema de EGR empleado.

El transitorio de carga es uno de los ensayos más severos para evaluar la respuesta del sistema de renovación de la carga de un motor sobrealimentado [10, 11]. A pesar de que el aumento del combustible inyectado incrementa la energía disponible para mover la turbina, una gran parte de esta energía se debe emplear para vencer la inercia del turbogrupo, y solamente una pequeña parte contribuye a incrementar el gasto trasegado por el compresor. En la figura 5.23 se muestra como el mayor gasto a través de la turbina conseguido con el sistema de baja presión permite que el compresor trabaje a un mayor régimen de giro, de forma que el punto de partida del transitorio está mucho más próximo al punto final que en el caso del sistema de alta presión. La trayectoria seguida por el motor con el sistema de EGR de alta presión requiere que el turbocompresor se acelere para trasegar mayor gasto y posteriormente incrementar progresivamente la relación de compresión. En la parte derecha de la figura se puede observar cómo efectivamente la respuesta del sistema de baja presión en términos de gasto de aire es más rápida.

Si durante el transitorio de carga el combustible inyectado crece más rápidamente que el aire admitido por el motor, el ratio oxígeno-combustible cae bruscamente, aumentando de esta forma el consumo específico y el humo emitido por el motor. Con el fin de reducir las emisiones de humos durante los transitorios, la ECU cuenta con una estrategia conocida como “limitador de



**Figura 5.23.** Evolución del punto de funcionamiento del compresor (izquierda) y del gasto de aire (derecha) ante un escalón en la demanda de combustible partiendo de las condiciones de funcionamiento Q. —: sistema de baja presión. —: sistema de alta presión. □: condiciones iniciales. ○: condiciones finales.



**Figura 5.24.** Evolución del combustible inyectado (izquierda) y del par efectivo (derecha) ante un escalón en la demanda de combustible partiendo de las condiciones de funcionamiento Q. —: sistema de baja presión. —: sistema de alta presión. □: 90 % del par al final del transitorio de carga.

humos” que consiste en calcular la cantidad de combustible máxima para evitar ratios oxígeno-combustible excesivamente bajos. El cálculo se basa en el régimen de giro, la masa de aire admitida y un límite mínimo de  $\lambda$ . En este sentido, el tiempo necesario para acelerar el turbocompresor es la mayor causa del retraso en la respuesta del par en los motores Diesel sobrealimentados [12]. Además, cabe resaltar que cuando se emplea el EGR la respuesta del turbogrupo se ve fuertemente afectada, pues se modifica la transferencia de energía entre escape y admisión. En la figura 5.24 se muestra la evolución del combustible inyectado durante el transitorio de carga. Se observa como en ambos casos el combustible inyectado crece rápidamente tras el escalón en la demanda. No obstante, de acuerdo con el menor tiempo de respuesta en el gasto de aire mostrado por el sistema de EGR de baja presión, el limitador de humos permite en este caso una mayor tasa de inyección, aportando mayor cantidad de energía al motor. Por este motivo, el par presenta una respuesta más rápida cuando se emplea el sistema de EGR de baja presión, alcanzando el 90 % del par final en 0.95 segundos, en contraposición a los 1.8 segundos requeridos por el motor con el sistema de alta presión.

### 5.3.2.2. Consideraciones acerca del control del sistema EGR-TGV.

El problema del control de la renovación de la carga en motores Diesel sobrealimentados es una de las tareas que mayor interés han despertado durante los últimos años en el campo del estudio de motores [13, 14]. En particular, el trabajo desarrollado en la tesis de García [15] muestra un amplio análisis de este problema para el caso de sistemas de recirculación de gases de escape de alta presión. Además, la mencionada tesis aporta diversas mejoras a las estrategias de control de la renovación de la carga mediante el empleo de técnicas de control predictivo. En esta línea de trabajo, a lo largo del siguiente apartado, se evaluarán algunas de las técnicas propuestas por García [15] para el control del sistema de EGR de baja presión.

**Selección del sistema de sensores.** El problema de control del proceso de renovación de la carga comienza con la selección de los sensores a utilizar. Tal y como se expuso en el Capítulo 2 la elección habitual es emplear un sensor de gasto de aire a la entrada del compresor y un sensor de presión en el colector de admisión. Sin embargo, existen otras posibilidades como la propuesta por van Nieuwstadt *et al.* [14] de sustituir el caudalímetro por un sensor de presión en el colector de escape, con el ahorro económico consiguiente. Otros autores, por ejemplo Amstutz y del Re [16] proponen el uso de una sonda

de oxígeno en el escape en lugar de un caudalímetro para controlar directamente la apertura de la válvula de EGR con el exceso de oxígeno en el escape. Finalmente, Langthaler y del Re [17] presentan un control de la válvula de EGR y turbina basado en un sensor de oxígeno y un sensor de presión en el colector de admisión. La ventaja de esta última configuración de sensores es que las dos variables a controlar están medidas justo a la entrada de los cilindros, eliminando los retrasos producidos por la distancia entre la entrada del compresor y el colector de admisión en caso de emplear un caudalímetro, o la distancia entre colectores de admisión y escape en caso de emplear una sonda  $\lambda$  en el escape. Adicionalmente, la combinación de una sonda  $\lambda$  y un sensor de presión presenta ventajas frente al empleo de la sonda de oxígeno y el caudalímetro, pues la presión en el colector de admisión es necesaria para corregir la señal medida por la sonda de oxígeno.

Todas las combinaciones de sensores anteriores son válidas para su empleo con la arquitectura de EGR de baja presión. Sin embargo, la relativa limpieza y baja temperatura del gas recirculado con este sistema permite el empleo de otro tipo de sensor imposible de emplear con el sistema de alta presión. Se trata de utilizar un caudalímetro adicional para poder determinar la tasa de EGR. En el presente trabajo, se analiza el uso de un caudalímetro situado a la entrada del compresor para medir el gasto total de admisión, según la disposición mostrada en la descripción de la instalación experimental (sección 3.2.2, figura 3.6). De este modo, con las señales obtenidas de cada uno de los sensores es posible calcular la tasa de EGR. A pesar de su atractivo, esta técnica está sujeta a diversos problemas, de los cuales se pueden mencionar los siguientes:

- Si bien las partículas procedentes del escape se eliminan del gas recirculado en el filtro de partículas y el gas se enfría en el intercambiador, es cierto que el caudalímetro está sometido a condiciones de trabajo fuera de las de su punto de diseño.
- La composición del gas puede afectar a la medida, pues las propiedades térmicas del gas modificarán el balance térmico en la placa caliente.
- La temperatura del gas afecta a la temperatura en la placa caliente, y afecta, por supuesto, a la medida del caudalímetro.
- La posición del caudalímetro afecta a la medida en tanto en cuanto modifica las condiciones del flujo y por tanto el coeficiente de película. Del mismo modo, las diferencias en la dirección del flujo afectan a la medida.

Finalmente, la posición relativa de los caudalímetros afectará a la estimación de la tasa de EGR pues si los caudalímetros están distantes entre sí, el desfase entre las medidas de ambos dispositivos será importante.

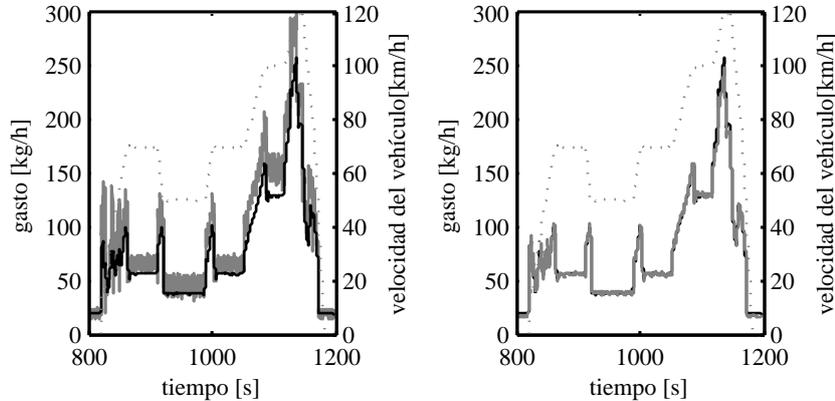
En cuanto a la durabilidad del caudalímetro, cabe decir que durante el periodo de ensayos, que se ha prolongado durante más de un año (entorno a 1000 horas), no ha habido problemas con la fiabilidad del sensor. En lo que respecta a los efectos de la composición y la temperatura del gas, en el presente trabajo se han desestimado completamente. No obstante, con un sensor de temperatura adicional a la entrada del compresor se puede llevar a cabo una corrección de la medida que permita reducir el efecto de la temperatura. De igual forma, es posible emplear la medida de los caudalímetros y el gasto de combustible para corregir la señal con la composición del gas.

El efecto de la posición relativa de los caudalímetros sí que se ha tenido en cuenta, aunque de un modo un tanto particular. En primer lugar cabe decir que los caudalímetros se han dispuesto de la forma más compacta posible con el fin de evitar una gran longitud entre los mismos. En segundo lugar, pese a estar convenientemente calibrados en el banco de flujo, las medidas de ambos caudalímetros en el motor son sustancialmente diferentes aun cuando el EGR permanece cerrado. En el gráfico situado a la derecha de la figura 5.25 se muestran los valores medidos por los dos caudalímetros con el sistema de alta presión durante la fase final del ciclo de homologación. A pesar de que teóricamente el caudal medido por ambos intercambiadores debe coincidir, los resultados muestran como el caudalímetro situado justo antes del compresor, además de mostrar mayor ruido en la señal, registra medidas que tienden a ser superiores a las observadas por el otro medidor. Para corregir este defecto de la medida se ha optado por tomar el primero de los caudalímetros en el sentido del flujo como referencia, y corregir el valor proporcionado por el situado a la entrada del compresor mediante un filtro que minimiza la diferencia en la medida de los dos caudalímetros. Los coeficientes de dicho filtro se han obtenido mediante un procedimiento recursivo de mínimos cuadrados<sup>5</sup>. Los resultados de dicha identificación aparecen en la parte derecha de la figura 5.25 donde se puede apreciar la buena calidad del ajuste en las medidas de ambos caudalímetros. Además, cabe destacar que la calibración del caudalímetro que mide el gasto total de admisión puede llevarse a cabo automáticamente en los periodos de funcionamiento en que el EGR permanece cerrado.

Aceptando las correcciones realizadas y despreciando los efectos de temperatura y composición del gas en la medida del caudalímetro, es posible

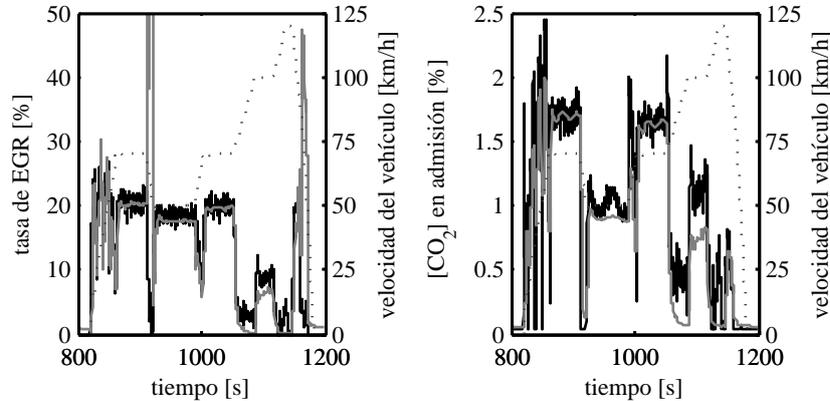
---

<sup>5</sup>Una descripción de este algoritmo puede encontrarse en [18].



**Figura 5.25.** Identificación de la respuesta del caudalímetro de medida del gasto de admisión. Respuesta de los caudalímetros instalados en el motor durante la parte extraurbana del ciclo EUDC con el sistema de alta presión. Izquierda: valores medidos. Derecha: valores tras el filtrado. —: caudalímetro situado a la salida del filtro de aire. —: caudalímetro situado a la entrada del compresor (medida de aire y gas recirculado en el sistema de baja presión).

determinar la tasa de EGR obtenida con el sistema de baja presión. En este sentido, la figura 5.26 muestra la evolución de la tasa de EGR durante la fase extraurbana del ciclo de homologación EUDC. Como se puede observar, la evolución de dicha variable ha sido calculada a partir de los gastos medidos por los diferentes caudalímetros así como a partir de las medidas de  $\text{CO}_2$  en admisión y escape proporcionadas por el analizador de gases. La coherencia entre ambas señales parece clara, lo que valida el método de medida de EGR con los caudalímetros. Además, la medida de EGR mediante caudalímetros presenta algunas ventajas adicionales, claro está, a la ventaja económica. Por un lado, durante evoluciones transitorias, la medida a partir del analizador de gases presenta el problema de tener que poner en fase las señales de  $\text{CO}_2$  en admisión y escape con el fin de calcular la tasa de EGR adecuadamente [19]. Por otro, en las fases en las que no hay combustión la concentración de  $\text{CO}_2$  es la atmosférica tanto en el escape como en la admisión con lo que la medida de EGR con los analizadores deja de tener sentido (tal y como se observa en la figura 5.26). Asimismo, el tiempo de respuesta de los caudalímetros es mucho menor al de los analizadores de gases, lo que los hace aptos para el control. Más aun, la respuesta dinámica del analizador de gases es bastante lenta, ya que al retraso puro debido a la línea de medida hay que añadir una constante de tiempo del orden de segundos propia del analizador. Finalmente, si junto

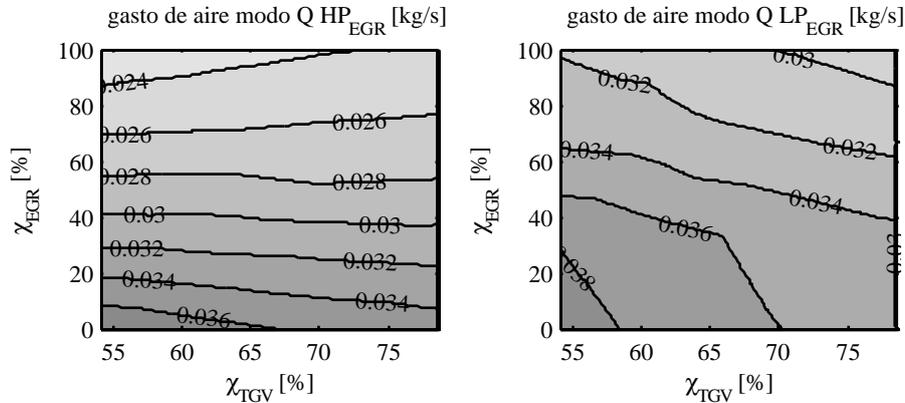


**Figura 5.26.** Validación del método de medida de EGR con caudalímetros. Comparación de la medida de EGR (izquierda) y concentración de  $\text{CO}_2$  en la admisión (derecha) a partir de gastos máxicos (caudalímetros) y concentraciones de  $\text{CO}_2$  en admisión y escape (analizador de gases) durante el ciclo extraurbano del EUDC con el sistema de baja presión. —: medida a partir de los gastos máxicos. - - -: medida a partir de la concentración obtenida con el analizador de gases.

con la información dada por los caudalímetros se considera el combustible inyectado y se estima la composición de dicho combustible es posible calcular la concentración de  $\text{CO}_2$  en admisión con resultados aceptables, tal y como se muestra en la figura 5.26 .

**Selección del sistema de control.** El objetivo de este apartado es comparar las prestaciones de varios tipos de estrategias de control en los diferentes sistemas de EGR. Las estrategias evaluadas serán la convencional, basada en el control clásico con PID y la técnica de control predictivo basado en modelos de acuerdo con [15]. Cabe decir que los resultados mostrados en esta sección son fruto del modelado con el modelo de acción de ondas y la validación experimental queda propuesta para trabajos futuros.

En los motores Diesel sobrealimentados, coordinar los sistemas de EGR y sobrealimentación representa un reto importante debido al fuerte acoplamiento entre ambos sistemas. La figura 5.27 muestra las interacciones entre turbina y válvula de EGR y sus efectos en el gasto de aire trasegado por el motor. Tal y como se pusiera de manifiesto en la sección 2.3.1.3, el comportamiento del motor con el sistema de EGR de alta presión muestra una importante no-linealidad del gasto de aire en función de la apertura de la turbina. En efecto, cuando la válvula de EGR permanece cerrada, el gasto de aire disminuye a medida que se

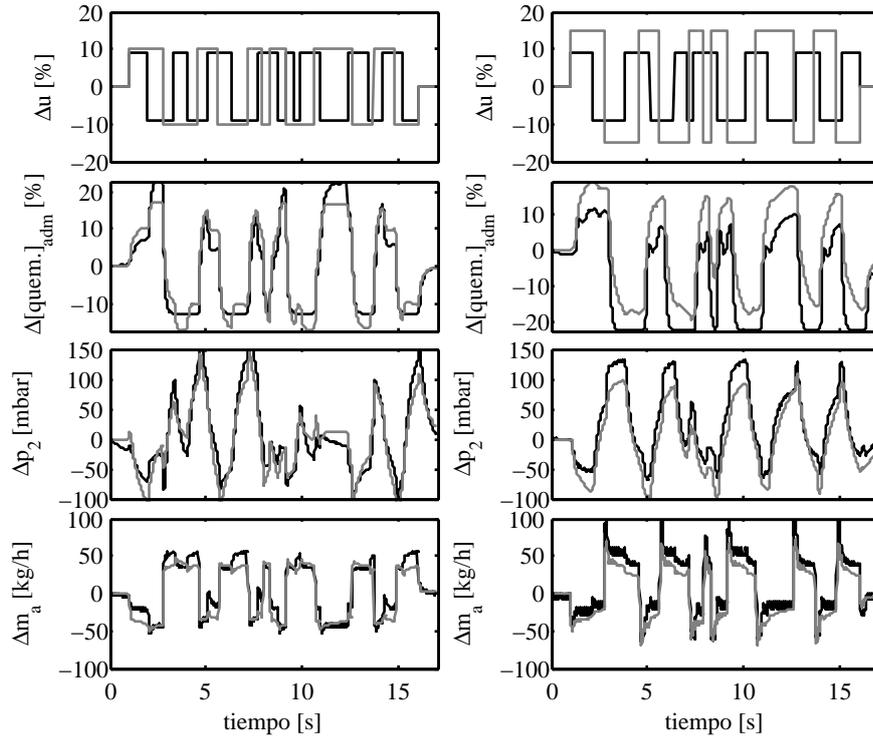


**Figura 5.27.** Acoplamiento estático de los sistemas de EGR y turbocompresor. Efecto de las posiciones de válvula de EGR y turbina en el gasto de aire trasegado por el motor en modo de funcionamiento Q. Izquierda: sistema de EGR de alta presión. Derecha: sistema de EGR de baja presión.

abre la turbina, sin embargo, cuando la válvula de EGR se abre completamente se puede observar exactamente el comportamiento opuesto. De esta forma, la ganancia de la relación entre la posición de la turbina y la masa de aire admitido sufre un cambio de signo en plena zona de funcionamiento. Esto supone importantes dificultades para un controlador, de hecho, si se pretendiese controlar el gasto de aire con la turbina en la zona de recirculación de gases de escape sería necesario modificar la ganancia del controlador con la apertura de la válvula de EGR para obtener resultados satisfactorios. Por ello, no es habitual que el gasto de aire se controle con la turbina y se suele emplear la válvula de EGR para tal fin. Respecto al comportamiento del gasto de aire con el sistema de baja presión mostrado en la figura 5.27, es posible comprobar que independientemente de la posición de la válvula de EGR, la apertura de la TGV siempre conlleva una reducción en el gasto de aire trasegado, luego se simplifica el control del gasto de aire notablemente.

Además de las no-linealidades del gasto de aire frente a las posiciones de válvula de EGR y turbina que se han puesto de manifiesto para el caso estacionario en la figura 5.27, existen importantes interacciones dinámicas entre los sistemas de EGR y sobrealimentación que únicamente pueden observarse en la respuesta transitoria. Si bien el modelo unidimensional es una herramienta precisa, su coste computacional es mucho más elevado que el de simples modelos lineales que permiten evaluar cualitativamente la respuesta transitoria del motor ante diferentes tipos de actuaciones en la válvula de EGR y TGV de una

forma mucho más rápida. Por este motivo se ha llevado a cabo una simulación de identificación con el modelo unidimensional que permita obtener un modelo lineal equivalente. La identificación se ha llevado a cabo de acuerdo con la metodología propuesta en [15, 20], que consiste en partir de unas condiciones estables para posteriormente variar las posiciones de las válvulas de EGR y TGV según una evolución pseudo-aleatoria como la recogida en la figura 5.28.



**Figura 5.28.** Identificación de los modelos lineales para el control MPC. Izquierda: sistema de EGR de alta presión. Derecha: sistema de EGR de alta presión. —: señal pseudo-aleatoria de posición de TGV. —: señal pseudo-aleatoria de posición de EGR. —: resultados del modelo unidimensional WAM. —: resultados del modelo lineal ajustado.

A partir de estas simulaciones se ha empleado la técnica de los mínimos cuadrados recursivos para identificar modelos lineales de la forma:

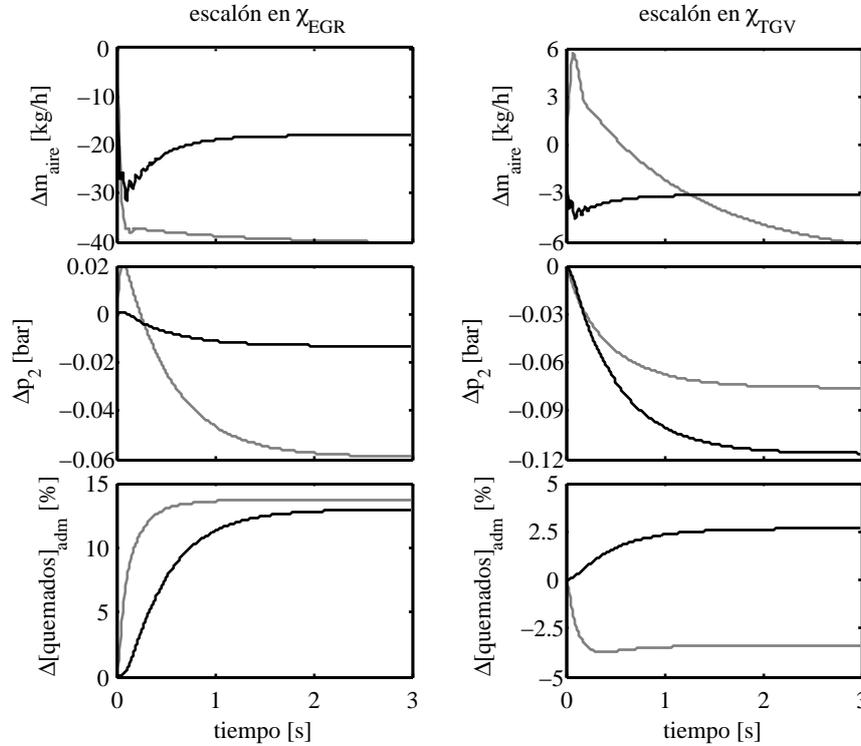
$$A(z)y(k) = B_1(z)z^{-1}u_1(k) + B_2(z)z^{-1}u_2(k) \quad (5.2)$$

donde  $y$  es el vector de salidas del sistema (masa de aire, presión y concentración de gases quemados en la admisión),  $u_1$  y  $u_2$  son las entradas del sistema

(posiciones de TGV y válvula de EGR), mientras que  $A$ ,  $B_1$  y  $B_2$  son polinomios de potencias crecientes de  $z^{-1}$ , y el operador  $z^{-1}$  es el retardo unitario [21]. Este tipo de modelo se ha seleccionado porque permite captar la dinámica de sistemas complejos con modelos relativamente sencillos tal y como muestra la figura 5.28. Adicionalmente, los modelos obtenidos mediante este procedimiento serán la base del posterior control predictivo de los sistemas de EGR y TGV.

Con ayuda de los modelos lineales es posible estudiar las interacciones en el sistema de renovación de la carga que dan lugar a complejos comportamientos no-lineales que complican la labor de control. Estos comportamientos indeseables se justifican en mayor o menor medida por la diferente dinámica del turbocompresor y el sistema de EGR. Si bien tanto el compresor como el EGR afectan a las condiciones de admisión y escape, la dinámica del sistema de EGR (en su variante de alta presión) es mucho más rápida que la del turbocompresor [22]. Los efectos de cada uno de los sistemas en las diferentes variables del motor generalmente son contrarios y resultan en complejos comportamientos como los mencionados anteriormente. Por ejemplo, si el efecto del EGR (dinámica rápida) es pequeño frente al efecto del turbocompresor (dinámica lenta) en una variable, mostrará un comportamiento de fase no-mínima, es decir, al comienzo del proceso evolucionará en una dirección, mientras que a medida que el proceso avance la tendencia se invertirá [23]. Un ejemplo de comportamiento de fase no-mínima es el efecto de la apertura de la válvula de EGR en la evolución de la presión de admisión obtenida con el sistema de alta presión que aparece en la figura 5.29. Al comienzo del transitorio, el gasto a través del conducto de EGR crece, igualando las presiones de admisión y escape como consecuencia de poner en contacto los colectores. De este modo, aumenta la presión de admisión, sin embargo, puesto que hay una menor cantidad de gas disponible para mover la turbina la presión de admisión termina por decrecer. El segundo efecto es predominante, pero más lento a consecuencia de la inercia del turbocompresor. Cuando se emplea el sistema de baja presión el EGR no afecta directamente a las condiciones en los colectores de admisión y escape, por lo que no se observa apenas variación de la presión de admisión con el escalón de EGR.

Se puede observar un comportamiento similar de fase no-mínima en el gasto de aire ante un escalón en la apertura de la turbina con el sistema de alta presión. En efecto, al abrir la turbina la reducción en la presión de escape provoca la caída del gasto a través de la línea de EGR (dinámica rápida) por lo que se incrementa el gasto de aire. No obstante, la menor energía a la entrada de la turbina termina por decelerar el turbogruppo, con lo que el gasto de aire acaba cayendo (dinámica lenta).



**Figura 5.29.** Respuesta dinámica de la presión de admisión, gasto de aire y concentración de gases quemados en la admisión ante un escalón en la posición de la válvula de turbina (izquierda) y EGR (derecha). —: sistema de EGR de baja presión. —: sistema de EGR de alta presión.

Finalmente, cabe mencionar, que si bien el sistema de EGR de baja presión no presenta ninguna de las no-linealidades anteriores, de acuerdo con los resultados mostrados en la gráfica, la respuesta en la concentración de quemados en la admisión es mucho más lenta. La mayor parte del retraso en la concentración de gas quemado obtenida con el sistema de baja presión se debe al tamaño de la línea de admisión desde la unión del aire y el EGR hasta el colector. Por tanto, queda patente que será importante reducir esta longitud para mejorar la respuesta transitoria del motor.

En lo que se refiere al control con PID, todos los comportamientos no-lineales mostrados anteriormente limitan en mayor o menor medida las posibilidades del control. Puesto que todos los comportamientos anteriores dependen de factores de funcionamiento tales como el régimen de giro, combustible in-

yectado y posiciones de válvula de EGR y turbina, el primer inconveniente del control mediante PID's el importante esfuerzo de calibración. En efecto, será necesario planificar la ganancia del controlador en función de varios parámetros incrementando de este modo el tamaño de las cartografías y el tiempo y ensayos necesarios para rellenarlas. Por otro lado, cuando se pretende controlar el proceso de renovación de la carga de forma descentralizada, esto es, empleando un actuador (válvula de EGR o TGV) para cada variable a controlar, sin contemplar el acoplamiento entre ambas, es necesario considerar que la selección de los emparejamientos puede comprometer la estabilidad del sistema. Bristol [24] propone un método para la selección de los pares de variables a controlar. Dicho método está basado en una matriz que se calcula a partir de la ganancia del proceso según la expresión:

$$\mu_{ij} = \phi_{ij}\phi^{-1}_{ji} \quad (5.3)$$

donde los valores  $\mu_{ij}$  son las entradas de la matriz propuesta por Bristol, y que determinan el acoplamiento entre la variable de entrada  $i$  y la variable de salida  $j$ , mientras que  $\phi_{ij}$  es la ganancia de la variable de salida  $j$  respecto de la entrada  $i$ , y  $\phi^{-1}_{ji}$  es un elemento de la inversa de la matriz formada por las ganancias del sistema. La propiedad principal de estas matrices es que los elementos de sus filas y columnas suman la unidad, y de acuerdo con lo propuesto por Bristol, valores negativos en los coeficientes de la matriz implican que la pareja de entradas y salidas seleccionadas darán lugar a comportamientos inestables. Dichos comportamientos inestables serán más importantes cuanto más alejados de la unidad estén las entradas de la matriz. Por otro lado, valores entorno a 0.5 implicarán que el sistema está acoplado pero no hay inestabilidad. Finalmente, si la matriz obtenida es diagonal, el sistema está desacoplado y no hay interacciones entre sus componentes. A partir de las ganancias de los modelos lineales empleados, la matriz de acoplamiento para el caso de emplear el par de control formado por gasto de aire y presión de admisión será:

$$M_{HP} = \begin{bmatrix} -0,13 & 1,13 \\ 1,13 & -0,13 \end{bmatrix} \quad M_{LP} = \begin{bmatrix} -0,01 & 1,01 \\ 1,01 & -0,01 \end{bmatrix}$$

Los valores negativos de la matriz  $M_{HP}$  ponen de manifiesto las dificultades de controlar el gasto de aire con la TGV y la presión de admisión con el EGR para el sistema de alta presión. Por otro lado, los valores de las entradas de la matriz  $M_{LP}$  confirman que el acoplamiento entre las variables seleccionadas es mínimo, pues se trata de una matriz prácticamente diagonal. Se puede llevar a cabo el mismo análisis para otros pares de variables a controlar. Así, para el caso del par presión y concentración de gases quemados en la admisión, los

resultados son:

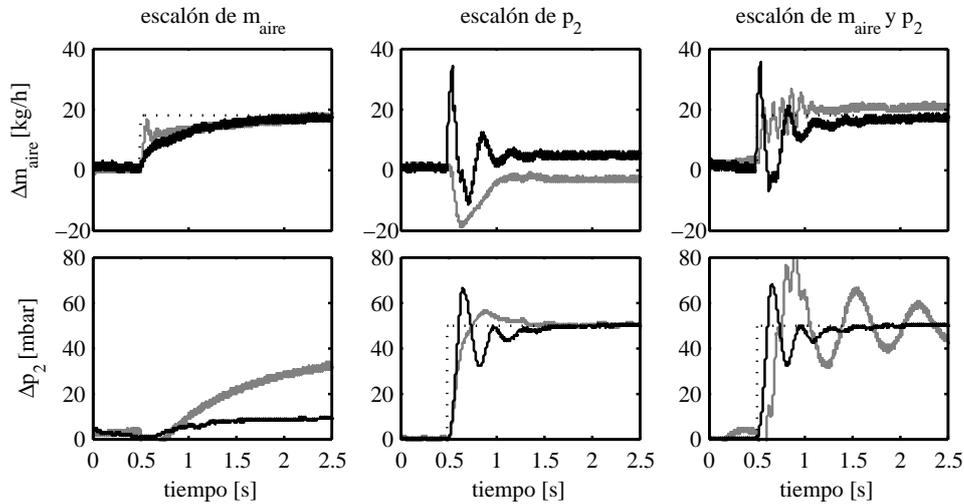
$$M_{HP} = \begin{bmatrix} 0,84 & 0,16 \\ 0,16 & 0,84 \end{bmatrix} \quad M_{LP} = \begin{bmatrix} 1,02 & -0,02 \\ -0,02 & 1,02 \end{bmatrix}$$

lo que pone de manifiesto que el par de variables formado por la presión y la concentración de gases quemados en la admisión es más adecuado para el control del proceso de renovación de la carga con el sistema de EGR de alta presión, pues resulta totalmente estable y el acoplamiento entre variables es reducido. A tenor de los valores de la matriz  $M_{HP}$  la presión de admisión se regularía a partir de la posición de la TGV y la concentración de gases quemados con la válvula de EGR. Adicionalmente, se observa como en el caso del sistema de baja presión el desacoplamiento es, otra vez, prácticamente total, pues la válvula de EGR apenas afecta a la presión de admisión y la turbina tiene un efecto despreciable sobre la concentración de gases quemados en la admisión. Finalmente, la matriz de interacciones cuando se emplea gasto de aire y concentración de gases quemados en la admisión como variables de control es:

$$M_{HP} = \begin{bmatrix} 0,38 & 0,62 \\ 0,62 & 0,38 \end{bmatrix} \quad M_{LP} = \begin{bmatrix} -5,2 & 6,2 \\ 6,2 & -5,2 \end{bmatrix}$$

de donde se desprende que el sistema de alta presión es completamente estable en cualquiera de sus combinaciones, a pesar de estar fuertemente acoplado (valores próximos a 0.5), mientras que el sistema de baja presión presenta inestabilidades importantes, pues los valores de la matriz  $M_{LP}$  presentan valores muy alejados de la unidad. De este modo, a pesar de que el par de control gasto de aire-concentración de quemados es posiblemente el más interesante por ser el que afecta de forma más directa a las prestaciones del motor, queda prácticamente descartado por las dificultades de su control. Del mismo modo, queda demostrado que el par formado por gasto de aire y presión de admisión no es la mejor combinación de variables de control cuando se emplea un sistema de EGR de alta presión, y sin embargo es la utilizada en la práctica totalidad de motores actuales. En este sentido, cabe decir que esto se debe a razones ajenas al control, pues el alto precio de los sensores de concentración de oxígeno hace que los fabricantes no se hayan decantado todavía por emplear otros pares de control más adecuados.

En cuanto al sistema de control, la utilización de PID's presenta ciertas desventajas si se compara con algoritmos de control más avanzados, especialmente cuando se pretende controlar una planta con fuertes acoplamientos entre sus variables, como es el caso. La dificultad de los sistemas PID para controlar procesos con múltiples entradas y salidas relacionadas radica en la



**Figura 5.30.** Control de gasto de aire y presión de admisión mediante PID, resultados obtenidos con el modelo unidimensional del motor. Izquierda: respuesta ante un escalón en la demanda de gasto de aire. Centro: respuesta ante un escalón en la demanda de presión de admisión. Derecha: respuesta ante un escalón simultáneo en la demanda de gasto de aire y presión de admisión.  $\cdots$ : consigna.  $\text{—}$ : sistema de baja presión.  $\text{—}$ : sistema de alta presión.

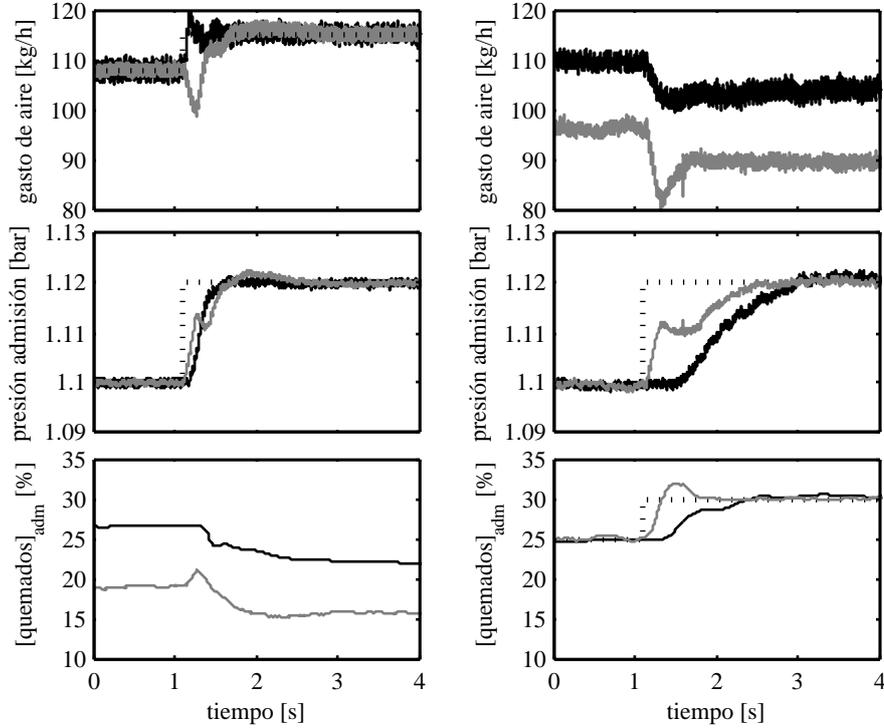
ausencia de un modelo de comportamiento del proceso. El diseño basado en PID requiere poca información sobre el proceso a controlar y por tanto no puede tratar las interacciones entre variables adecuadamente. La figura 5.30 muestra la respuesta de la presión de admisión y el gasto de aire ante escalones en sus respectivas demandas con un control PID. Se puede observar que las respuestas ante escalones en la demanda de aire o presión de admisión son aceptables para cualquiera de los sistemas de EGR empleados. Sin embargo, cuando se demanda un incremento simultáneo de la presión de admisión y el gasto de aire, el acoplamiento del sistema es tal que se producen sobreoscilaciones importantes. Incluso, en el caso del sistema de alta presión el tiempo de estabilización para la presión de admisión es superior a 2 segundos. Por este motivo, en motores comerciales no se emplea el control conjunto de ambas variables mediante PID's convencionales, reservando el control de la presión de admisión para puntos de alto régimen de giro y carga, y limitando el control del gasto de aire a la zona en que se lleva a cabo el EGR.

Los algoritmos de control predictivo basados en modelos (MPC<sup>6</sup>) presentan la ventaja de que tienen mayor información del sistema a controlar. De hecho serán tanto más precisos cuanto mayor sea la capacidad del modelo de predecir el comportamiento real del sistema. Además, el hecho de contar con una función de optimización, en la que se atribuye un peso a cada una de las variables a controlar y un coste de operación a cada uno de los actuadores, hace a este tipo de algoritmos especialmente interesantes para el control de sistemas con múltiples entradas y salidas acopladas. Obviamente, el control MPC también presenta algunos inconvenientes, pues pese a que se puede implementar de un modo relativamente sencillo, su complejidad es muy superior a la del control PID y por tanto también lleva asociado un mayor coste computacional. Además el MPC requiere un modelo apropiado del proceso. Aunque el esfuerzo requerido para la calibración es mucho menor. En este trabajo se han empleado los modelos lineales descritos anteriormente y cuya respuesta se puede evaluar en la figura 5.28.

En cuanto a las prestaciones del control MPC, en la figura 5.31 se evalúan dos estrategias diferentes, controlar el gasto de aire y la presión de admisión (izquierda) o controlar la presión de admisión y la concentración de gases quemados (derecha). La tercera opción, esto es, controlar el gasto de aire y la concentración de quemados no es posible debido al fuerte acoplamiento entre estas variables que ya fuera justificado con anterioridad. Es fácil observar que cualquiera de las dos estrategias que emplean el MPC mejoran con mucho los resultados del control mediante PID. En cuanto al control con gasto de aire y presión, los resultados obtenidos mediante el modelo unidimensional para el sistema de EGR de alta presión muestran un comportamiento de fase no-mínima totalmente acorde con la matriz de acoplamiento obtenida con el modelo lineal. Por otro lado, también se puede observar que el sistema de baja presión muestra una respuesta ligeramente más rápida y estable. En el caso de emplear el par de control formado por presión de admisión y concentración de quemados en admisión la respuesta es más lenta, pero se evita el comportamiento de fase no-mínima obtenido con el par gasto de aire y presión. Cabe destacar que en este caso, la respuesta del motor con el sistema de baja presión es particularmente lenta, pues la longitud de la línea de admisión conlleva un retraso no despreciable en lo que se refiere a concentración de quemados en la admisión. De este modo, mientras que con el uso de la concentración

---

<sup>6</sup>del inglés *Model-Based Predictive Control*, son una familia de algoritmos de control que comparten las siguientes características: emplean un modelo para predecir la evolución del proceso en instantes futuros a pesar de aplicar únicamente la primera acción de control calculada, cuentan con una función de optimización a minimizar y emplean un horizonte de control finito y deslizante. El lector interesado en este tema encontrará valiosas las monografías [25] y [26].



**Figura 5.31.** Control de gasto de aire y presión de admisión mediante MPC, resultados obtenidos con el modelo unidimensional del motor. Izquierda: respuesta ante un escalón simultáneo en la demanda de gasto de aire y presión de admisión. Derecha: respuesta ante un escalón simultáneo en la demanda de presión y concentración de quemados en la admisión.  $\cdots$ : consigna.  $\text{—}$ : sistema de baja presión.  $\text{—}$ : sistema de alta presión.

de quemados en la admisión se consiguen ciertas mejoras relacionadas con la estabilidad en el caso de emplear un sistema de EGR de alta presión, en principio el uso de esta variable no supone una ventaja en el caso de utilizar un sistema de EGR de baja presión. Sin embargo, de cara a la implementación en el motor es necesario tener en cuenta que midiendo la concentración de quemados en la admisión se evitan los retrasos asociados a la distancia entre el caudalímetro y los cilindros lo que sí puede tener importantes repercusiones en el comportamiento transitorio.

Finalmente, cabe decir que dada la estrategia de control actual, basada en calibraciones y mapas en los que se recogen las consignas para el funcionamiento óptimo, las mejoras en el control asociadas al empleo de algoritmos

más complejos que los PID actuales no implican mejoras sustanciales en las prestaciones si no van acompañadas de una recalibración de las consignas. Es decir, el algoritmo de control tiene un peso mucho menor en el funcionamiento del motor que la selección adecuada de las consignas [14, 17].

## 5.4. Repercusiones del sistema de EGR en la generación de condensados

La condensación de ciertos compuestos químicos contenidos en el gas de escape así como la aglomeración de partículas a lo largo de la línea de EGR y de admisión es un problema actual debido a la tendencia combinar elevadas tasas de EGR con la refrigeración. Diversos estudios han puesto de manifiesto el efecto nocivo de los compuestos procedentes del EGR en el desgaste del motor [27–30], por lo que parece interesante estudiar bajo qué condiciones aparecen. A este fin se dedica la próxima sección 5.4.1, donde además, se proporcionan algunos datos concernientes a la naturaleza de los condensados. Finalmente, cuando se han identificado las condiciones en las que aparece la condensación y los problemas que esta puede causar, la última parte de esta sección está destinada a analizar diversos métodos para evitar la condensación o eliminar el líquido generado en caso de que aparezca.

### 5.4.1. Análisis del efecto de la temperatura del EGR y el gas admitido sobre la generación de condensados y su naturaleza

En aplicaciones automovilísticas no es habitual que la temperatura del gas recirculado, incluso la del gas de admisión, baje por debajo del punto de rocío cuando se emplea un sistema de EGR de alta presión. Únicamente durante el arranque en frío puede producirse cierta condensación, pero en cuanto la temperatura del refrigerante del motor asciende a temperaturas entorno a la de trabajo la condensación se hace prácticamente imposible. No obstante, para evitar la formación de condensados debida a las bajas temperaturas de pared y elevadas temperaturas del gas durante estos primeros instantes de funcionamiento, se emplean diversas técnicas como son mantener la válvula de EGR cerrada cuando la temperatura del refrigerante está por debajo de cierto valor que dependerá de la aplicación, o utilizar un “*by-pass*” que evite el descenso de la temperatura [31].

Sin embargo, cuando se emplea un sistema de EGR de baja presión las condiciones de condensación pueden darse fácilmente. Si como es habitual el

refrigerante utilizado para enfriar los gases recirculados por el sistema de baja presión es el propio refrigerante del motor, cuya temperatura en funcionamiento normal oscila entre los 80 y 90 °C, la condensación en la línea de EGR únicamente aparecerá durante el arranque en frío. No obstante, es probable que gran parte del agua contenida en el gas recirculado condense en la línea de admisión tras atravesar el “*intercooler*”. Este comportamiento queda reflejado en la figura 5.32 donde las condiciones del gas a la entrada y la salida de diferentes intercambiadores se han plasmado en el diagrama psicrométrico del aire húmedo a 1 atmósfera de presión. Los puntos representados han sido obtenidos en las condiciones L de funcionamiento variando la temperatura en el intercambiador de EGR y de admisión. En el primer punto, la temperatura de los gases recirculados se ha reducido desde 140°C hasta 70°C, mientras que en el intercambiador de calor de admisión se disminuido desde 60°C hasta 35°C. Tal como se detalló en la sección destinada a la descripción de la instalación experimental 3, ambos intercambiadores cuentan con un receptáculo para recoger los condensados, receptáculos que permanecen totalmente vacíos tras operar el motor en estas condiciones durante 10 minutos.

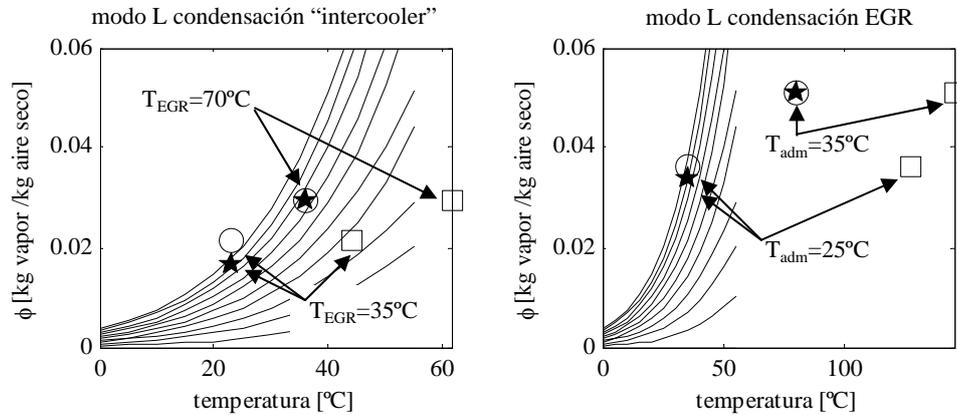
La figura 5.32 muestra que el punto de funcionamiento está todavía lejos de la línea de saturación en ambos intercambiadores. Cuando se incrementa la refrigeración y las temperatura de EGR y admisión se reducen hasta 35°C y 25°C respectivamente, se puede observar que en ambos casos el punto a la salida de los intercambiadores se encuentra a la izquierda de la línea de saturación <sup>7</sup>. En este caso el contenido de agua del gas es superior al que puede admitir en las condiciones de presión y temperatura de funcionamiento y se produce la condensación del exceso de agua hasta llegar a las condiciones de saturación. Así lo reflejan los puntos medidos a la salida del intercambiador. Restando el agua recogida en los diferentes intercambiadores de la contenida a la entrada de los mismos se pasa desde las condiciones teóricas sin condensación a las condiciones reales a la salida de los intercambiadores.

La figura 5.32 muestra que las medidas experimentales de presión, temperatura y volumen de líquido condensado se ajustan al diagrama psicrométrico. No obstante hay ciertos errores asociados a las hipótesis utilizadas como son:

- El diagrama psicrométrico es para el aire, mientras que en ambos intercambiadores hay una mezcla de aire y gas quemado.

---

<sup>7</sup> estos puntos son totalmente ficticios y para plasmarlos en el diagrama simplemente se ha tomado la humedad a la entrada del intercambiador y la temperatura a la salida del mismo, luego no se ha contemplado el efecto del cambio de fase del vapor en la temperatura.

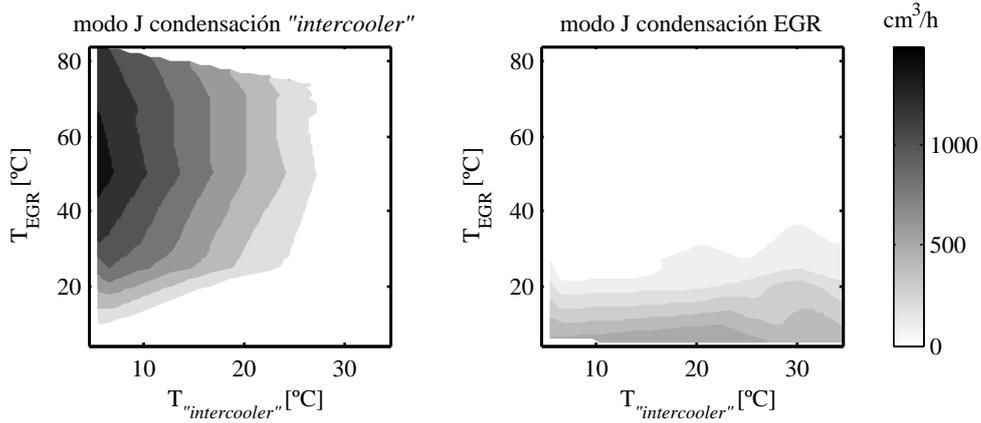


**Figura 5.32.** Diagrama psicrométrico y punto de operación de los intercambiadores de calor de admisión y EGR de baja presión. Condensación en los intercambiadores de admisión (izquierda) y EGR de baja presión (derecha) cuando se emplea la recirculación de gases de escape de baja presión. □: Condiciones antes del intercambiador. ○: Condiciones a la salida del intercambiador si no hubiese condensación. ★: Condiciones medidas a la salida del intercambiador.

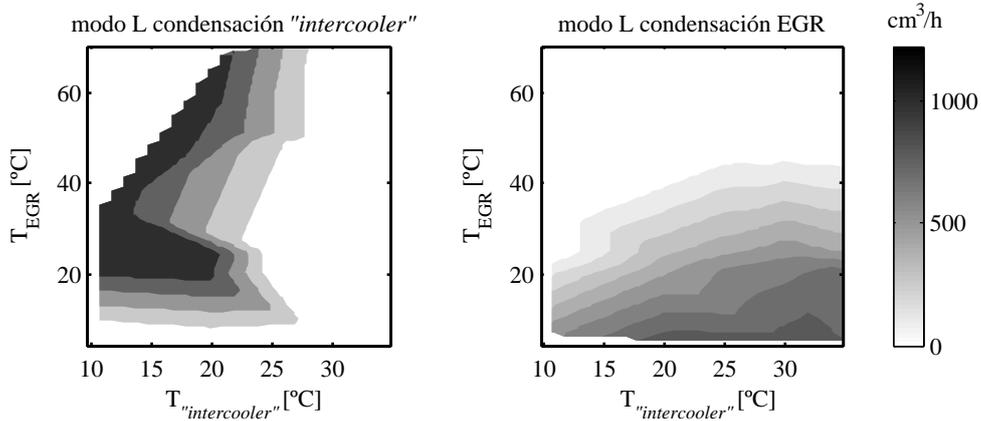
- El diagrama es válido para una presión de 1 atmósfera, y la presión en el intercambiador de admisión para los puntos en que hay una tasa considerable de EGR es ligeramente superior.
- La estimación únicamente tiene en cuenta la interacción entre las diferentes temperaturas del gas, pero no la iteración entre el fluido y las paredes, que es donde posiblemente haya mayor condensación.
- Para calcular la humedad en el escape se ha tomado una composición media del combustible dada por la fórmula  $C_{21}H_{44}$  y se ha supuesto que todo el combustible inyectado se quema.

Asimismo, es necesario tener en cuenta la incertidumbre de la medida. En efecto, el tiempo de medida debe ser suficientemente alto como para recoger un volumen de condensados adecuado al método de medida. Del mismo modo, tanto el tiempo como el volumen recuperado deben ser medidos con el mayor cuidado para obtener unos resultados lo más precisos posible. Se trata de unos ensayos muy laboriosos, no obstante, si el método de medida se acepta como válido, y la figura 5.32 así lo aconseja, los resultados obtenidos proporcionan una valiosa información, pues deben ser representativos de la condensación real.

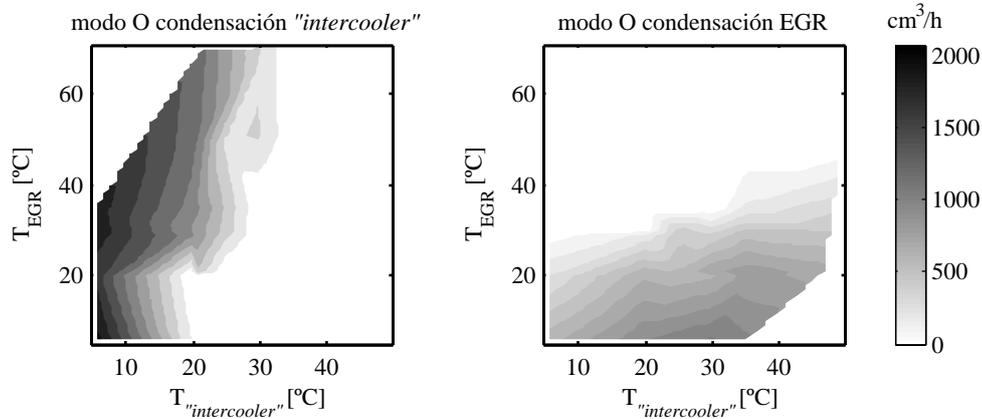
Mediante un barrido de temperaturas en ambos intercambiadores, la metodología experimental permite obtener un mapa de condensación para cada uno de los puntos de funcionamiento ensayados, tal y como muestran las figuras 5.33 a 5.35.



**Figura 5.33.** Efecto de la temperatura del gas sobre la tasa de condensación en los intercambiadores de admisión (izquierda) y EGR (derecha) para las condiciones de funcionamiento J al emplear el sistema de EGR de baja presión.



**Figura 5.34.** Efecto de la temperatura del gas sobre la tasa de condensación en los intercambiadores de admisión (izquierda) y EGR (derecha) para las condiciones de funcionamiento L al emplear el sistema de EGR de baja presión.

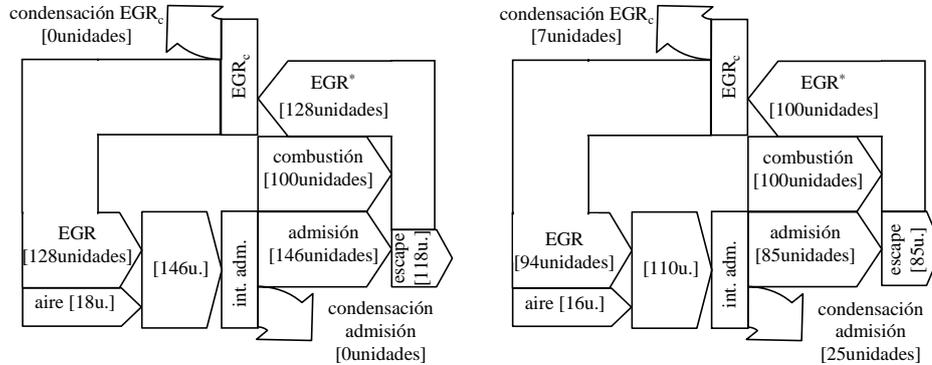


**Figura 5.35.** Efecto de la temperatura del gas sobre la tasa de condensación en los intercambiadores de admisión (izquierda) y EGR (derecha) para las condiciones de funcionamiento O al emplear el sistema de EGR de baja presión.

El primer hecho que llama la atención al observar los mapas de condensación es que en condiciones de refrigeración extrema se obtienen tasas de condensación importantes, netamente superiores al litro por hora. Los mapas de condensación muestran, lógicamente, como a medida que se reduce la temperatura en un intercambiador se incrementa la tasa de condensación. A su vez, las condiciones de condensación varían según el punto de funcionamiento del motor, parámetros como la tasa de EGR o el dosado influirán en el contenido de agua del gas y por tanto en el punto de rocío. Por ejemplo, en el modo O se obtiene condensación con temperaturas inferiores a  $35^{\circ}C$  mientras que en los modos J y L el límite de condensación está entorno a los  $30^{\circ}C$ .

Otro fenómeno interesante a observar es que dada una temperatura en un intercambiador, su tasa de condensación aumenta a medida que se incrementa la temperatura en el otro. Esto se debe a que por un lado, cuanto mayor condensación aparece en el intercambiador de EGR el gas de admisión contiene menor cantidad de agua para condensar. Del mismo modo, a medida que aparece condensación en el intercambiador de admisión, más secos salen los gases del escape y por tanto la cantidad que puede condensar en el intercambiador de EGR se reduce.

Con el fin de ilustrar este comportamiento, en la figura 5.36 se muestran los diagramas de contenido de agua para dos condiciones de temperatura diferentes en el modo de funcionamiento J. Considerando que en el proceso de combustión se generan 100 unidades de agua, en el caso de que no haya con-



**Figura 5.36.** Contenido en agua en las diferentes partes del motor en las condiciones de funcionamiento J con temperaturas de refrigeración de 35°C en la admisión y 70°C en el EGR (izquierda), y para temperaturas de 20°C en ambos intercambiadores (derecha). \*: las unidades de agua contenidas en el gas de recirculado dependen directamente de la tasa de EGR, 52 % en el caso de la izquierda y 54 % en el de la derecha.

densación el contenido en agua que arrastra el gas es de 128 y 146 unidades en los refrigeradores de EGR y admisión respectivamente. En este caso, el gas que entra en los cilindros contiene casi un 50 % más agua que la generada en la combustión. En cambio, cuando hay condensación el contenido de agua a la entrada de los intercambiadores se reduce a 100 y 110 unidades respectivamente. Otra conclusión que se puede extraer a partir de estos diagramas es que la cantidad de agua contenida en el aire admitido supone menos del 20 % de la generada en la combustión.

A pesar de que el proceso de combustión del motor produce principalmente CO<sub>2</sub> y agua, los gases de escape también contienen otras especies, que pueden ser tanto productos de la combustión como materia arrastrada de la línea de escape. Mediante la recirculación de los gases de escape estas especies se reintroducen en el motor, y si la temperatura en alguna posición desciende por debajo del punto de rocío pueden depositarse en forma líquida o sólida. Este efecto genera un problema puesto que gran parte de las especies contenidas en el gas de escape son altamente corrosivas y pueden dañar partes del motor, especialmente los intercambiadores, pues son de aluminio. La metodología experimental planteada en este trabajo permite, además de medir la tasa de condensación en los intercambiadores, tomar muestras del líquido condensado con el fin de analizar su composición. Esta tarea, aunque interesante es más propia de la química que de la fluido-dinámica y sobrepasa el ámbito de esta

tesis. No obstante, con el fin de dar ciertas nociones de la composición química de los condensados, que es de vital importancia a la hora de seleccionar los materiales y los tratamientos superficiales de los intercambiadores, se pueden resaltar los siguientes resultados experimentales:

- **pH.** El pH mínimo obtenido en todos los ensayos realizados es de 2.6, ligeramente superior al límite establecido para el uso del aluminio. Además, las muestras obtenidas del intercambiador de EGR son considerablemente más ácidas que las extraídas después del intercambiador de admisión. Esto hace pensar que los componentes ácidos contenidos en el gas pueden tener temperaturas de condensación superiores a la del agua, con lo que su condensación es predominante en el intercambiador de calor de EGR y por tanto llegan a la admisión menores concentraciones de dichos ácidos. Adicionalmente, el aceite procedente de las fugas del motor ("*blow-by*") y del compresor puede contribuir al incremento del pH en el condensado obtenido en la admisión.
- **Azufre.** Uno de los ácidos más corrosivos de los que pueden encontrarse en el líquido condensado es el sulfúrico [29]. Los resultados obtenidos muestran concentraciones de iones sulfato que no se han podido correlacionar con ningún parámetro del motor por ser relativamente bajas. Tampoco ha sido posible correlacionarlas con el contenido de azufre del combustible a pesar de hacer pruebas con combustibles de diferentes calidades (desde 10 hasta 2000 ppm). Una vez más, cuando se emplea la arquitectura de EGR de baja presión el sistema de post-tratamiento reduce el contenido de azufre del gas recirculado impidiendo cualquier correlación.

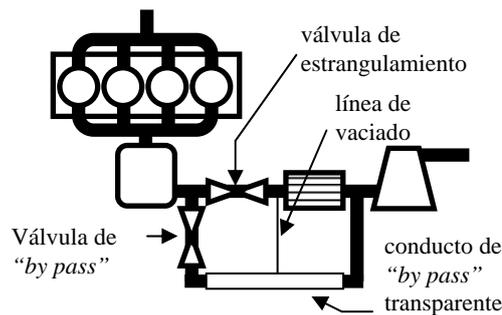
Un análisis más detallado de los resultados del análisis químico de los condensados pueden hallarse en [3] y [32].

#### 5.4.2. Soluciones a la condensación. Técnicas para evitarla y gestión de los condensados

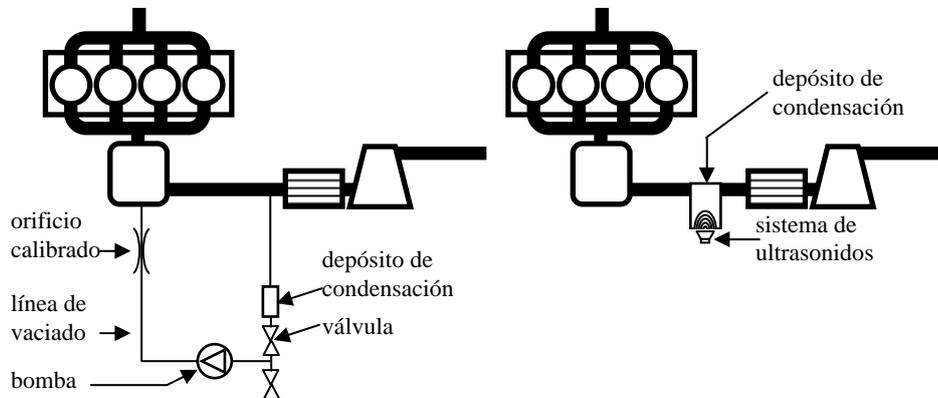
Tras analizar bajo qué condiciones aparece la condensación, y observar que la cantidad de líquido generada puede ser importante, el siguiente paso es estudiar posibles métodos para evitar la condensación, y si esto no es posible, eliminar el líquido generado. En cuanto a la condensación en el intercambiador de calor del EGR en la sección 5.2 ya se expuso que reducir temperaturas por debajo de las que permitan al compresor trabajar adecuadamente no reporta mayores beneficios, luego se convino utilizar el líquido refrigerante del motor

para reducir la temperatura del EGR hasta niveles cercanos a los  $90^{\circ}\text{C}$ , que por supuesto están muy lejanos de los límites de condensación (como se puede comprobar en las figuras 5.33 a 5.35). En este sentido el intercambiador de la admisión es el punto frío de la línea de admisión y por tanto donde más factible es la condensación. A la hora de afrontar el problema de la condensación en el intercambiador de calor de la admisión se pueden plantear dos tipos de soluciones, a saber:

- Evitar la condensación. Para ellos se propone emplear un “*by-pass*” del intercambiador de calor y regular la temperatura de admisión por encima del límite de condensación.
- Eliminar los condensados si no es posible evitar su formación. Existen, a su vez, dos tipologías:
  - Soluciones sin consumo energético. En esta categoría se encuentran los sistemas que permiten eliminar los condensados sin suministrar energía al fluido. Se propone emplear el propio sistema de “*by-pass*” para eliminar los condensados que puedan generarse. Para ello, es necesario comunicar la salida del intercambiador con el conducto de “*by-pass*” mediante un pequeño tubo que permita al condensado caer por gravedad tal y como se muestra en la figura 5.37. Mediante la apertura de la válvula de “*by-pass*” el gas arrastra el condensado hacia la admisión a la vez que la mayor temperatura contribuye a su evaporación. Cabe decir que pese a haber clasificado este sistema en el grupo de soluciones sin consumo energético existe un pequeño consumo eléctrico asociado a la actuación de las válvulas de “*by-pass*” y estrangulamiento.



**Figura 5.37.** Sistema de “*by-pass*” del intercambiador de calor de admisión empleado para evitar la condensación o eliminar los condensados en caso de no poder evitarla.



**Figura 5.38.** Soluciones con coste energético para eliminar el líquido condensado: bomba (izquierda) y sistema de ultrasonidos (derecha).

- Soluciones con consumo energético. En este grupo están contenidos aquellos sistemas en los que es necesario aportar cierta cantidad de energía al fluido para llevarlo desde el punto de condensación a la admisión del motor. El ejemplo más común es el uso de una bomba. En este trabajo se considerará el empleo de una bomba y el de un sistema de vaporización del líquido condensado mediante ultrasonidos. Un esquema de ambas configuraciones aparece en la figura 5.38.

En cuanto a la configuración con la bomba, el esquema muestra como se ha empleado un elemento con un orificio calibrado de 2 mm de diámetro para limitar el caudal de líquido que entra en los cilindros. Asimismo, la bomba<sup>8</sup> se ha situado en el punto más bajo del circuito para evitar problemas con su cebado. No obstante, esta configuración tiene el problema de que cuando la bomba se detiene, el volumen de líquido contenido en la línea de vaciado hasta el colector de admisión no puede ser eliminado. Finalmente, es necesario tener en cuenta que la línea de vaciado está conectada con el colector en su parte superior, lo que supone un importante problema de regulación, pues cuando la columna de líquido llega al punto más alto de la línea de vaciado entra en el colector de admisión (que está más bajo) de forma repentina. La solución más conveniente sería conectar la línea de vaciado con la parte inferior del colector de admisión para que el líquido entrara progresivamente en los cilindros, pero el colector está literalmente pegado a la tapa de balancines

<sup>8</sup>la potencia eléctrica de la bomba es de 2 W.

del motor y no hay espacio disponible para colocar la línea de vaciado de forma óptima. Respecto a la configuración con el sistema de ultrasonidos<sup>9</sup>, tal y como se aprecia en la figura 5.38, todo el gasto de admisión pasa a través del sistema de ultrasonidos, que está equipado con un depósito para recoger los condensados de un volumen igual al del depósito utilizado en el sistema anterior. Como en el caso de la bomba, el coste energético de esta solución depende casi exclusivamente del consumo eléctrico del sistema de ultrasonidos, no obstante, puesto que es atravesado por la totalidad del gasto de admisión, su pérdida de carga puede tener cierta repercusión en el trabajo de bombeo del motor. Por último, a diferencia de la configuración con la bomba, este sistema cuenta con un detector de nivel que activa automáticamente el aparato de ultrasonidos. En lo que resta de sección se analizarán las diversas soluciones propuestas.

#### 5.4.2.1. Control de la temperatura de admisión para evitar la condensación

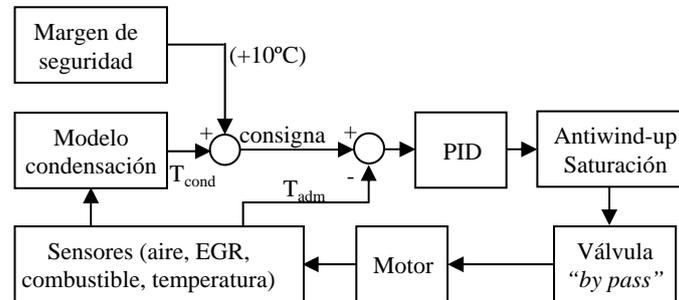
Mediante WAM y el modelo de condensación se han realizado simulaciones del funcionamiento del motor en el modo de funcionamiento L con el sistema de EGR de baja presión. Las condiciones de funcionamiento L han sido seleccionadas porque tal y como se observó en su validación (sección 4.2.6), en este punto el modelo de condensación funciona particularmente bien. Mediante estas simulaciones se pretende estudiar si es posible controlar la temperatura de admisión mediante un sistema de “*by pass*” para evitar la condensación

Con dicho fin se han llevado a cabo diversos escalones en la apertura de la válvula de EGR con el objetivo de variar la concentración de agua en el gas admitido y modificar de este modo las condiciones de condensación. Tras la identificación del sistema se diseña un PID que permite controlar la temperatura de admisión variando la posición de la válvula de “*by pass*”. El esquema del sistema de control es el que aparece en la figura 5.39. El motor modelado en WAM se ha equipado con una serie de sensores, principalmente de temperatura a la salida del intercambiador y gastos de aire y combustible. Se trata por tanto de variables totalmente disponibles para una centralita de control de un motor convencional.

Puesto que el modelo de condensación requiere el gasto de escape que se reintroduce en la admisión se ha simulado un sensor de gasto de EGR para determinarlo. Si bien es cierto que los sensores de gasto de EGR no están disponibles comercialmente, en la sección 5.3.2.2 se describió el método por el

---

<sup>9</sup>la potencia eléctrica del sistema es de 13 W.



**Figura 5.39.** Esquema de control de la válvula de “by pass” para evitar la condensación en el intercambiador de calor de admisión.

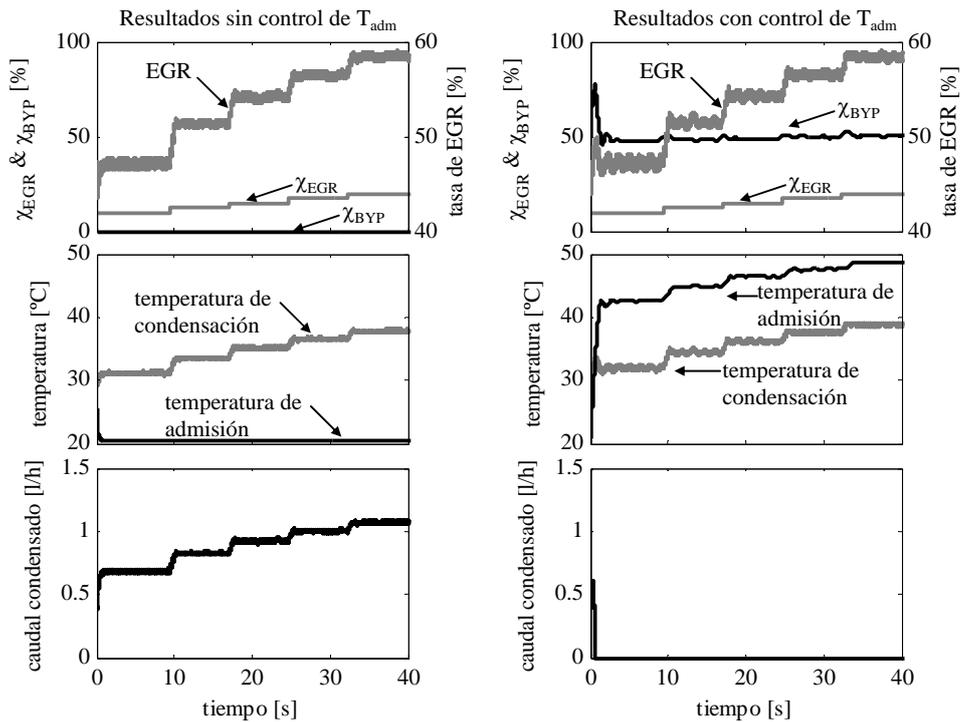
cuál es posible determinar el gasto de EGR mediante el uso de dos caudalímetros cuando se emplea un sistema de EGR de baja presión. Por esto, el sistema de control de la temperatura de admisión para evitar la condensación que se presenta en este apartado es fácilmente implementable en un motor real que esté equipado con un sistema de EGR de baja presión. El modelo de condensación devuelve la temperatura de condensación o punto de rocío para las condiciones higrométricas del intercambiador, y es esta temperatura más un margen de seguridad la que se utiliza como consigna.

A partir de la temperatura de consigna y la temperatura suministrada por el sensor se calcula un error que el controlador (PID con “*antiwind-up*” y saturación) transformará en una acción de control.

Los principales resultados de la simulación aparecen en la figura 5.40, donde el comportamiento del sistema sin control de temperatura de admisión (parte izquierda) se compara con la respuesta del sistema con control de dicha temperatura (parte derecha de la figura). En la parte superior de la imagen se muestran las aperturas de las válvulas de EGR y “*by pass*”. Mientras que en el caso de la simulación sin control de temperatura la válvula de “*by pass*” permanece totalmente cerrada, en el caso de controlar la temperatura de admisión dicha válvula se mueve para conseguir llegar a la consigna dada. En cualquier caso es posible notar como a medida que la válvula de EGR se abre se produce un incremento en la tasa de gas recirculado. El incremento en la tasa de EGR revierte en un aumento en la cantidad de vapor de agua contenida en el gas que llega a la admisión y por tanto un ascenso de la temperatura de condensación, tal y como se pone de manifiesto en la parte central de la figura 5.40.

En el caso de que la temperatura de admisión se mantenga fija a 20°C aparecen condensaciones importantes que van desde los 0.63 l/h en las condiciones nominales hasta superar 1 l/h cuando la tasa de EGR asciende hasta el 58%. Cuando se emplea el sencillo sistema de control planteado, el modelo de condensación suministra la temperatura de rocío en tiempo real, tras sumarle un margen de seguridad de 10°C el sistema de control la emplea como consigna. Tal y como muestra la 5.40 en su parte central el PID seleccionado es capaz de mantener la temperatura de admisión lejos de la condensación, por lo que no hay precipitación de líquido en el intercambiador.

De este modo se pone de manifiesto que un modelo de condensación tan sencillo como el planteado en este trabajo, fácilmente programable en la centralita de control de un motor, combinado con un sistema PID permite solventar uno de los principales inconvenientes de los sistemas de EGR de baja presión como es el control de la condensación en el motor.



**Figura 5.40.** Comparación entre la tasa de condensación obtenida en las condiciones de funcionamiento L sin control de la temperatura de admisión (izquierda) y con un control PID de la temperatura de admisión (derecha) ante escalones en la tasa de EGR.

No cabe duda de que para concluir este trabajo de forma completa sería necesaria una validación experimental, sin embargo la válvula de “*by pass*” disponible en la instalación no permite este tipo de regulación pues únicamente trabaja en dos posiciones, esto es, completamente abierta o completamente cerrada. Por este motivo la validación experimental de la técnica queda pendiente para un trabajo futuro.

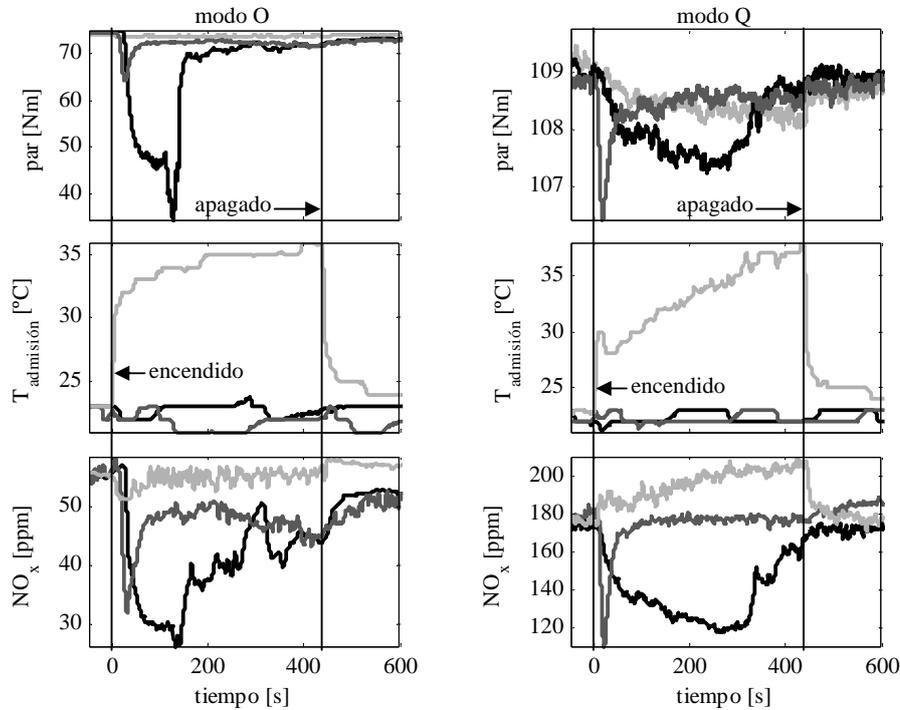
#### 5.4.2.2. Sistemas de eliminación de condensados

Si bien el control de la temperatura de admisión es la solución más conveniente cuando se trata de manejar la condensación y sus productos, es necesario aceptar que en determinados casos la condensación será inevitable<sup>10</sup> y el motor debe contar con una solución que le permita eliminar el líquido generado convenientemente. Tal y como se puso de manifiesto anteriormente, en este trabajo se han considerado tres métodos de eliminación de condensados, estos son: el sistema “*by pass*” (también empleado para evitar la condensación), el vaciado con bomba de pistón y el sistema de ultrasonidos. Para evaluar las prestaciones de cada uno de los sistemas se han realizado pruebas de vaciado con los tres sistemas montados en el motor. Tras obtener una cantidad de condensados de 100  $cm^3$  el sistema de vaciado se mantiene en funcionamiento durante 440 segundos en los que se registran los principales parámetros del motor.

La figura 5.41 muestra a modo de ejemplo algunas de las variables registradas en dos de las condiciones de funcionamiento ensayadas. En cuanto a la evolución del par durante el periodo de vaciado, en la parte superior de la figura se muestra como el empleo de la bomba produce una importante pérdida de prestaciones, especialmente al comienzo del proceso. Este comportamiento es debido a que a pesar de emplear un reductor de sección, el caudal de agua que entra en el motor es excesivo y la combustión se ve fuertemente perjudicada. Cuando el nivel de agua supera el reductor de sección, el líquido precipita al interior del colector repentinamente como consecuencia de la diferencia de altura, por este motivo sería conveniente que la línea de vaciado se comunicara con el repartidor por su parte inferior. Del mismo modo, la entrada del agua está situada en una posición muy cercana a los cilindros centrales, por lo que el balance entre cilindros se ve fuertemente afectado por esta solución. Tras el descenso del par al comienzo del proceso de vaciado, este continúa por debajo del valor habitual puesto que el líquido condensado se introduce continuamente en el motor aunque de forma más suave.

---

<sup>10</sup>por ejemplo durante el arranque en frío o en el caso en que el controlador no responda correctamente.



**Figura 5.41.** Comparación entre los diferentes métodos de eliminar los condensados del intercambiador de calor de la admisión bajo las condiciones de funcionamiento O (izquierda) y Q (derecha). —: bomba de pistón. —: sistema de ultrasonidos. —: sistema “by pass”.

El sistema de ultrasonidos tiene una respuesta más suave, pues el agua entra en el motor progresivamente en forma de pequeñas gotas arrastradas por el aire. Finalmente, el sistema de “by pass” permite la eliminación de los condensados con una pérdida de par prácticamente imperceptible, pues el incremento en la temperatura de admisión mostrado en la parte central de la figura contribuye a que el condensado se evapore a la vez que es arrastrado por la corriente de gas.

En cuanto a la evolución de las emisiones de  $\text{NO}_x$  se comprueba cómo la introducción de agua en los cilindros contribuye a su disminución, si bien el aumento en la temperatura de admisión tiene repercusiones negativas en este tipo de emisión.

A tenor de estos resultados, y teniendo en cuenta que los 3 sistemas permiten la eliminación total de los condensados, el “by pass” parece ser la mejor

solución pues además de permitir el control de la temperatura de admisión y por tanto la generación de condensados, es capaz de eliminarlos sin apenas penalización en las prestaciones del motor. En cuanto al coste energético de los diferentes sistemas cabe decir que se trata de sistemas cuya potencia de accionamiento es inferior a los 15 W en el peor de los casos, luego su impacto en el consumo específico del motor es completamente despreciable.

## 5.5. Estudio comparativo de las repercusiones de las diferentes arquitecturas de EGR sobre las emisiones contaminantes

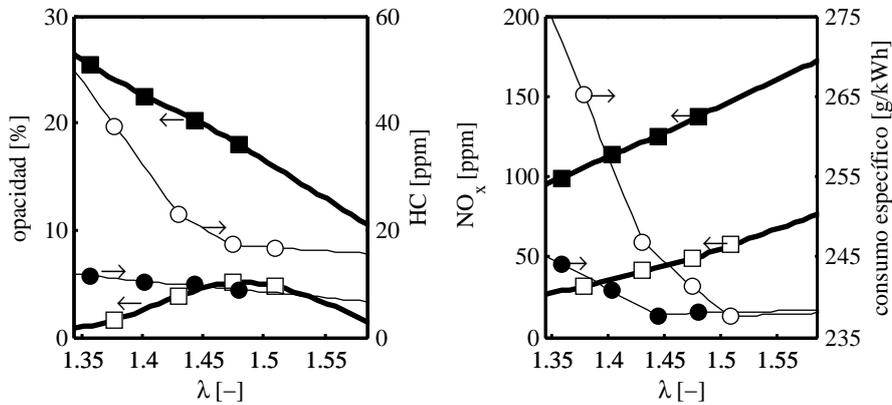
### 5.5.1. Estudio del efecto de la temperatura de admisión sobre las emisiones contaminantes

Puesto que la temperatura de admisión es una de las diferencias más importantes entre los sistemas de EGR de alta y baja presión, resulta interesante comprobar cuáles son los efectos de dicha diferencia de temperaturas en las prestaciones del motor. La literatura recoge gran cantidad de estudios acerca del efecto de la temperatura de admisión sobre las emisiones contaminantes, entre ellos [33, 34]. Por este motivo, en este apartado se van a aprovechar las posibilidades de la instalación experimental para extrapolar resultados que están contenidos en la bibliografía a un motor policilíndrico con diferentes sistemas de EGR.

En la figura 5.42 se muestran algunos resultados obtenidos para las condiciones de funcionamiento Q. En ella aparece la evolución de diferentes emisiones contaminantes y el consumo específico del motor en función del exceso de oxígeno ( $\lambda$ ), para las dos configuraciones de EGR a evaluar. Puesto que en ambos casos la temperatura del gas a la salida del intercambiador de calor de admisión se ha mantenido en 35°C, la temperatura de admisión con el sistema de baja presión es de 35°C, mientras que con el sistema de alta presión dicha temperatura aumenta desde 90 a 115°C a medida que se incrementa la tasa de EGR para reducir el exceso de oxígeno. De esta forma es posible evaluar el efecto que tiene la temperatura de admisión en las emisiones del motor.

En cuanto a la opacidad de los gases de escape, la figura muestra como inicialmente la reducción del exceso de oxígeno produce un aumento de la misma, que cuando la temperatura de admisión se mantiene en 35°C llega a un máximo en  $\lambda=1.49$  aproximadamente. A partir de ese punto, la opacidad desciende a medida que se incrementa el EGR. El punto en que comienza a

decrecer la opacidad de los gases de escape con el EGR es tanto mayor cuanto menor es la temperatura de admisión, tal y como se pone de manifiesto en [33, 35]. De hecho, además de comenzar a decrecer con concentraciones de oxígeno más elevadas, para una determinada disponibilidad de oxígeno, las emisiones de humo son inferiores a medida que desciende la temperatura de admisión. Respecto a los hidrocarburos sin quemar, el gráfico muestra como la reducción del exceso de oxígeno mediante el EGR y la menor temperatura de admisión contribuyen al incremento de este tipo de emisión, pues ambos factores reducen la temperatura de la combustión y por tanto su eficiencia. Por el contrario, las emisiones de  $\text{NO}_x$  se reducen debido al efecto conjunto de la reducción de la temperatura de admisión y el exceso de oxígeno.



**Figura 5.42.** Efectos de la temperatura de admisión para el modo de funcionamiento Q. Con una temperatura a la salida del intercambiador de calor de admisión de  $35^{\circ}\text{C}$ , la temperatura de admisión con el sistema de EGR de alta presión oscila entre  $90$  y  $115^{\circ}\text{C}$ , mientras que con el sistema de baja presión se mantiene en  $35^{\circ}\text{C}$ . Izquierda: Efecto en la opacidad de los gases de escape y las emisiones de hidrocarburos. ■: Opacidad con el sistema de EGR de alta presión. □: Opacidad con el sistema de EGR de baja presión. ●: Hidrocarburos con el sistema de EGR de alta presión. ○: Hidrocarburos con el sistema de EGR de baja presión. Derecha: Efecto en las emisiones de  $\text{NO}_x$  y el consumo específico del motor. ■:  $\text{NO}_x$  con el sistema de EGR de alta presión. □:  $\text{NO}_x$  con el sistema de EGR de baja presión. ●: Consumo específico con el sistema de EGR de alta presión. ○: Consumo específico con el sistema de EGR de baja presión.

Finalmente, la figura 5.42 muestra cómo llevar la temperatura de admisión y la concentración de oxígeno a valores excesivamente bajos daña el consumo específico del motor. El motivo es que la combustión se retrasa en exceso situándose en plena carrera de expansión donde las temperaturas decrecen

rápida, de este modo la eficiencia de la combustión se reduce notablemente.

Para suplir el incremento en el consumo específico obtenido con el sistema de EGR de baja presión es posible modificar el punto de inyección, adelantándolo y acercando la combustión hacia la carrera de compresión con el fin de mejorar la eficiencia. De este modo se pueden alcanzar los resultados mostrados en la figura 5.43 para las condiciones de funcionamiento O. En ella se puede observar cómo a medida que se disminuye la temperatura de admisión, bien disminuyendo la temperatura del intercambiador de calor o bien variando la configuración del lazo de EGR, la zona de funcionamiento en el plano  $\text{NO}_x$ -opacidad se desplaza hacia el origen de coordenadas, lo que supone importantes mejoras en términos de emisiones.

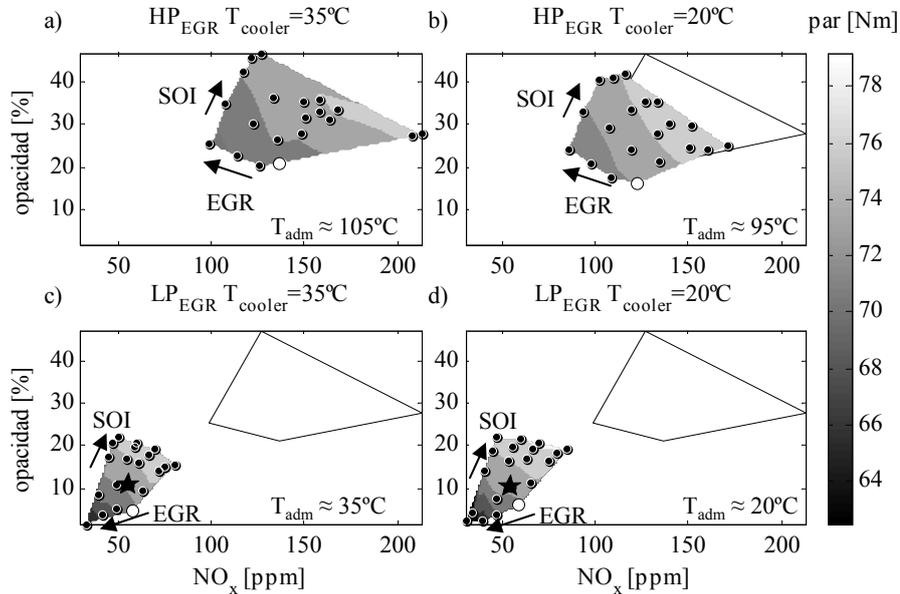
En cuanto a la pérdida de par obtenida cuando se opera con los parámetros originales del motor y el sistema de EGR de baja presión, la figura muestra cómo es posible variar el punto de inyección y la tasa de EGR para obtener unas condiciones de funcionamiento en las que manteniendo o incrementando el par con el mismo combustible, se reducen fuertemente las emisiones de  $\text{NO}_x$  y la opacidad de los gases de escape obtenidas originalmente con el sistema de EGR de alta presión.

Repitiendo el proceso de optimización para el resto de condiciones de funcionamiento del estudio se puede llegar a los resultados mostrados en la tabla 5.4<sup>11</sup>, donde se pueden observar notables mejoras en la práctica totalidad de las condiciones de funcionamiento estudiadas.

**Cuadro 5.4.** Resultados finales de la optimización del sistema de EGR de baja presión en estacionario.  $\text{NO}_x$  en ppm, Opacidad en % y par en Nm.

Modo	EGR ALTA PRESIÓN			EGR BAJA PRESIÓN		
	$\text{NO}_x$	Opacidad	Par	$\text{NO}_x$	Opacidad	Par
J	87	2.9	18.5	55	2.8	17.5
L	82	14	41.5	40	11	42
O	140	21	70	56	11	72
P	630	14.6	155	450	14.6	161
Q	280	26.5	102	165	24	108

<sup>11</sup>en las condiciones J, donde la carga es extremadamente baja, las pérdidas de eficiencia debidas al retraso de la combustión, y también al bombeo, no se pueden recuperar totalmente a pesar de adelantar la inyección.

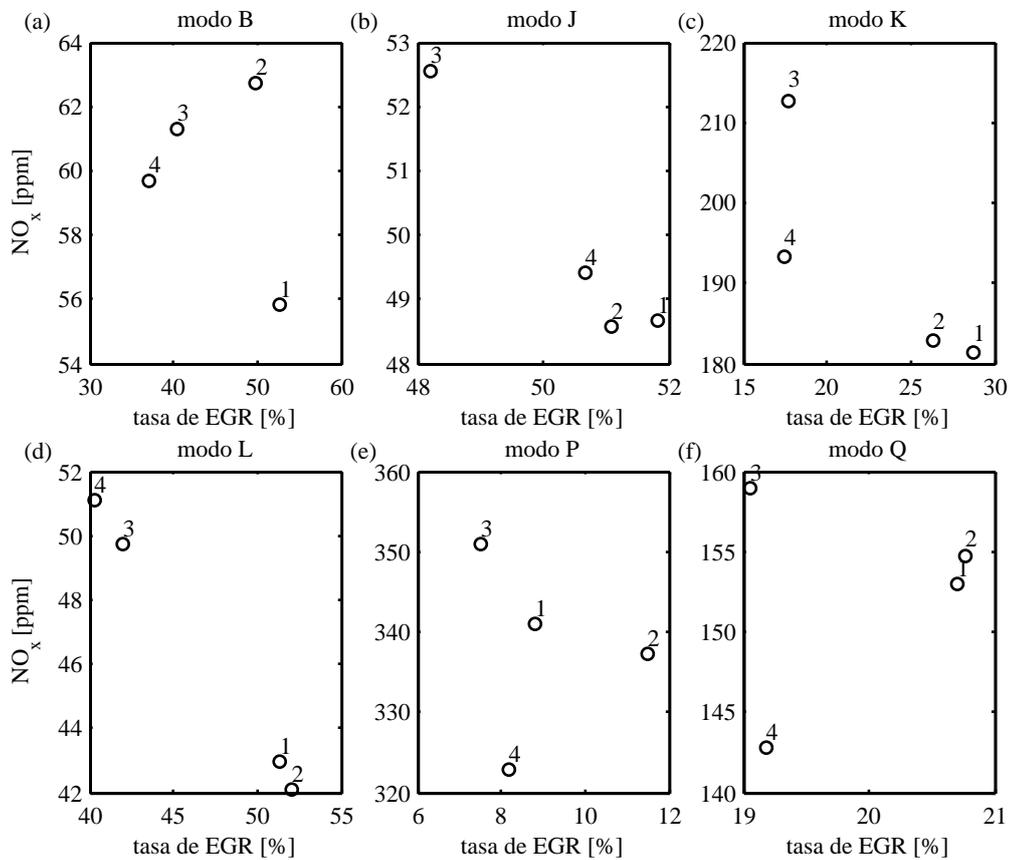


**Figura 5.43.** Efecto conjunto de la temperatura de admisión, el inicio de la inyección y la tasa de EGR sobre las prestaciones del motor para el modo de funcionamiento Q. ○: Punto de funcionamiento con los parámetros de control originales diseñados para el sistema de alta presión. ★: Punto de funcionamiento optimizado para el sistema de baja presión. a) Sistema de EGR de alta presión y temperatura del gas a la salida del intercambiador de admisión de 35°C. b) Sistema de EGR de alta presión y temperatura del gas a la salida del intercambiador de admisión de 20°C. c) Sistema de EGR de baja presión y temperatura del gas a la salida del intercambiador de admisión de 35°C. d) Sistema de EGR de baja presión y temperatura del gas a la salida del intercambiador de admisión de 20°C.

### 5.5.2. Estudio del efecto de la distribución del gas de admisión entre cilindros sobre las emisiones contaminantes

Una vez la dispersión en la distribución de EGR ha sido determinada en el apartado 5.2.1, es interesante estudiar cuáles son los efectos de dicha dispersión sobre el funcionamiento del motor y las emisiones contaminantes. Los ensayos de dispersión que permiten obtener la distribución del gas recirculado en el colector de admisión, y cuyos resultados fueron expuestos en el apartado 5.2.1, proporcionan de igual modo la concentración de emisiones gaseosas a la salida de cada cilindro, con lo que posibilitan la estimación de las emisiones de cada cilindro. No obstante, es necesario tener en cuenta que si la medida de la dispersión del CO<sub>2</sub> en el colector de admisión presenta problemas por

la respuesta dinámica del sensor, en el caso del colector de escape estos problemas se ven acrecentados pues se trata de un proceso mucho más pulsante. Las consecuencias inmediatas de la no homogeneidad del gas en el colector de admisión son las diferencias entre cilindros en cuanto a dosado y concentración de  $\text{CO}_2$  admitido. Por tanto, es de esperar que las pipas de escape de los cilindros con mayores tasas de EGR evacuen un gas con menor concentración de  $\text{NO}_x$  que sus homólogos con menor cantidad de gases quemados recirculados, y en cierto modo es así.



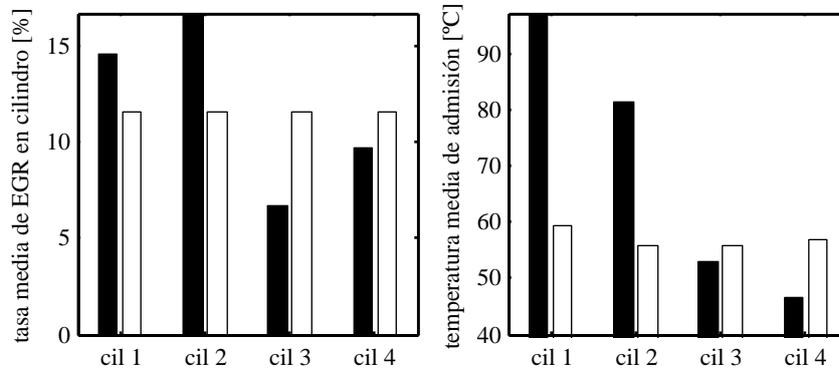
**Figura 5.44.** Relación entre la concentración de  $\text{NO}_x$  medida a la salida de cada cilindro y la concentración de  $\text{CO}_2$  a la entrada del mismo para diferentes condiciones de funcionamiento. Los números representan el cilindro en el que se han tomado las medidas, numerados correlativamente desde el 1 (situado en el lado opuesto de la toma de EGR) hasta el 4 (en el lado del EGR).

Sin embargo, los resultados mostrados en la figura 5.44 no presentan una correlación tan buena como sería deseable puesto que hay otros factores que afectan de forma importante a la combustión. Por ejemplo, las diferencias geométricas dan lugar a diferentes ratios de compresión para cada cilindro que afectan de forma importante a la presión y temperatura al final de la carrera de compresión y que por tanto influirán en el tiempo de retraso y el inicio de la combustión. Del mismo modo, pequeñas diferencias en la tasa de inyección producto de dispersión en la fabricación pueden afectar a las emisiones de cada cilindro. En este sentido, es posible notar en la figura 5.44 cómo la concentración de  $\text{NO}_x$  a la salida del cilindro 4 tiende a ser inferior a lo esperable, desafortunadamente el motivo de este comportamiento no está claro en absoluto.

Las diferentes condiciones de operación de cada uno de los cilindros no puede tener más que consecuencias negativas en el funcionamiento del motor. Sin embargo, cuando se trata de una combustión Diesel convencional, el efecto de la disparidad en la composición del gas en cada cilindro se ve fuertemente atenuado por el hecho de que la presencia de la inyección piloto tiene un fuerte impacto en el control del tiempo de retraso y en el inicio de la combustión. En el caso de llevar a cabo procesos de combustión a baja temperatura, la heterogeneidad en la carga admitida y la dispersión cíclica adquieren una importancia vital, tanto es así que la aplicación de estos modos de combustión puede requerir el control en bucle cerrado del proceso de combustión con la medida de la presión en cámara de cada uno de los cilindros [36]. En el límite, con altas tasas de EGR y una mala distribución puede darse el caso que en uno de los cilindros (el más cargado de EGR) se produzca apagado de llama, mientras que en el menos cargado se dé un auto-encendido indeseado que dé lugar al “picado de biela”.

Junto con la dispersión en la concentración de  $\text{CO}_2$ , la poca homogeneidad en la admisión también da lugar a diferencias en la temperatura del gas admitido por cada cilindro, lo que por supuesto también tendrá efectos en el funcionamiento del motor. Para evaluar los efectos de la dispersión del  $\text{CO}_2$  y la temperatura de admisión en el funcionamiento del motor, se ha llevado a cabo un ensayo particular en el que se han comparado las prestaciones del motor con el sistema de EGR de alta presión con las obtenidas con un sistema que mezcla perfectamente el aire y el EGR, el sistema de baja presión. El ensayo se ha llevado a cabo manteniendo una temperatura en el centro del colector de admisión de  $50^\circ\text{C}$  con ambas configuraciones.

Para ello, cuando se ha empleado el sistema de alta presión ha sido necesario reducir la temperatura a la salida del intercambiador de admisión hasta



**Figura 5.45.** Dispersión en la tasa de EGR y temperatura de admisión medias en cada cilindro. ■: Sistema de EGR de alta presión. □: Sistema de EGR de baja presión.

los 10°C. En la figura 5.45 se muestra la importante dispersión obtenida con el sistema de EGR de alta presión. Es especialmente notable como mientras la temperatura en el centro del colector es de 50°C a la entrada de los cilindros 1 y 2 (los más cargados de EGR) hay temperaturas netamente superiores a los 80°C.

En cuanto a los efectos que la dispersión tiene en las emisiones del motor se han empleado los resultados experimentales obtenidos con el sistema de EGR de baja presión a diferentes temperaturas para realizar un mapa de emisiones para el punto Q en función de la tasa de EGR y la temperatura de admisión. Dicho mapa se muestra en la parte izquierda de la figura 5.46. Los valores para temperaturas de admisión superiores a 50°C de este mapa son una extrapolación. En efecto, el sistema de baja presión no permite trabajar con temperaturas de admisión superiores en este punto debido a que la temperatura a la salida del compresor en estas condiciones es de 55°C. Si se acepta que el mapa es representativo del funcionamiento del motor en este punto, y se conviene que el sistema de EGR de baja presión produce una homogeneidad perfecta en la tasa de EGR y la temperatura de admisión de cada uno de los cilindros, es posible estimar las emisiones de cada cilindro cuando el motor trabaja en unas condiciones determinadas<sup>12</sup>.

De acuerdo con esto, la parte derecha de la figura 5.46 muestra unos interesantes resultados. En primer lugar, se observa que las emisiones del motor medidas con el sistema de EGR de baja presión son notablemente inferiores,

<sup>12</sup>también será necesario considerar que todos los cilindros son exactamente iguales y todos están sometidos a la misma transmisión de calor y tasa de inyección.

no en vano la concentración de  $\text{NO}_x$  en el escape se reduce de 230 a 216 ppm mientras que la opacidad de los gases de escape antes del filtro de partículas pasa del 27 al 19%. Puesto que la tasa de EGR media se ha mantenido en los ensayos llevados a cabo con ambas configuraciones y la temperatura en el centro del colector de admisión es la misma<sup>13</sup>, las diferencias en las emisiones se pueden atribuir a las diferentes tasas de EGR y temperaturas de admisión de los cilindros. Los círculos representan las emisiones de cada uno de los cilindros cuando se emplea el sistema de alta presión, y han sido calculadas interpolando con los valores de temperatura de admisión y tasa de EGR en el mapa  $\text{NO}_x$ -Opacidad obtenido con el sistema de mezcla perfecta (figura 5.46-izquierda). La falta de homogeneidad en la mezcla admitida da lugar a que los cilindros trabajen en zonas bastante alejadas del plano  $\text{NO}_x$ -Opacidad. De este modo, los cilindros 1 y 2, más cargados de EGR y con mayor temperatura, muestran una elevada opacidad de los gases de escape pero menores emisiones de  $\text{NO}_x$ , mientras que en los cilindros 3 y 4 se observa el comportamiento opuesto.

Si se promedian las emisiones de los cuatro cilindros se obtienen las emisiones representadas por la estrella, que como puede observarse están muy próximas a las emisiones medidas.

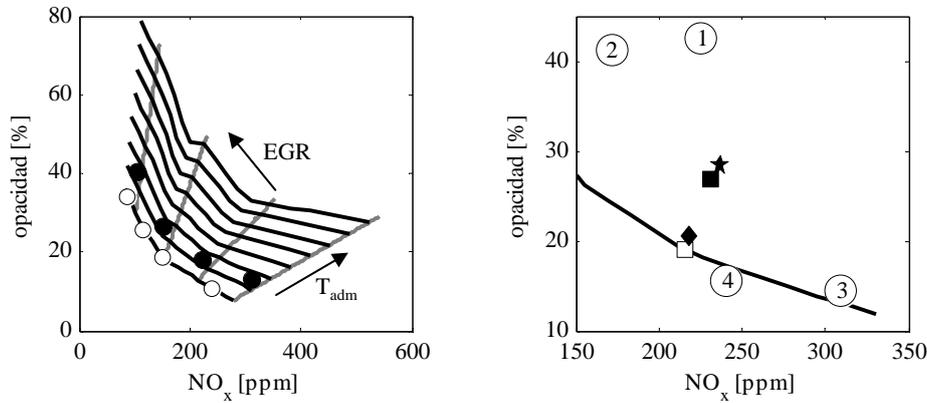
Cabe decir que este estudio sólo busca justificar la importancia de la adecuada distribución del EGR y en ningún caso se pretende obtener resultados cuantitativos precisos, no obstante, el hecho de que los resultados calculados estén próximos a las medidas experimentales permiten asegurar que los resultados son cualitativamente correctos a pesar de las importantes simplificaciones realizadas. Para terminar, el rombo muestra las emisiones calculadas teniendo en cuenta únicamente la dispersión en el EGR y considerando que la temperatura de admisión es la misma para todos los cilindros (50°C). El gráfico evidencia que la distribución desigual de temperaturas tiene un efecto más importante en las emisiones que la no-uniformidad de la concentración de  $\text{CO}_2$  en el gas de admisión, lo que coincide con los resultados expuestos en [36]. De hecho, si se considera únicamente la dispersión en la composición del gas (rombo) la opacidad se incrementa en 2 puntos y los  $\text{NO}_x$  en menos de 2 ppm, mientras que teniendo en cuenta el efecto conjunto de dispersión del EGR y la temperatura de admisión (estrella) la opacidad aumenta 9 puntos y los  $\text{NO}_x$  20 ppm.

Estos resultados también ponen de manifiesto que la opacidad de los gases de escape es más sensible a la dispersión en la composición y temperatura del gas de admisión que las emisiones de  $\text{NO}_x$ . Cabe remarcar que a pesar de que

---

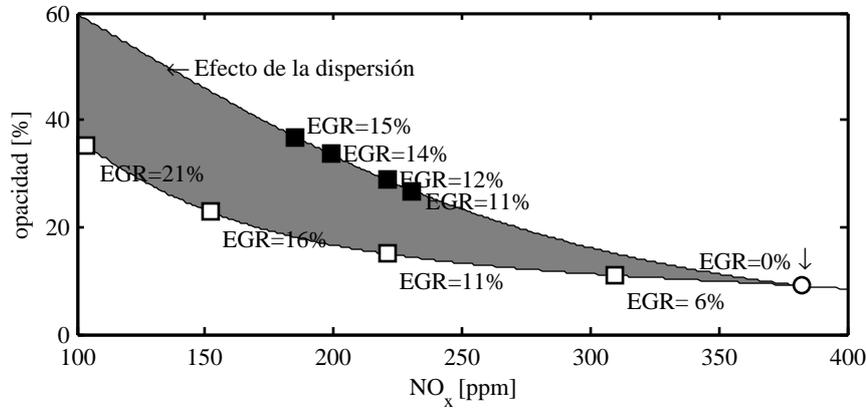
<sup>13</sup>además de mantener el resto de parámetros de funcionamiento del motor constantes, como presión de admisión y parámetros de inyección.

las emisiones de  $\text{NO}_x$  de cada cilindro están fuertemente afectadas por la concentración de  $\text{CO}_2$  en la masa que admite, las emisiones globales no se resienten demasiado de la dispersión de EGR. El motivo principal es la importante linealidad entre la concentración de  $\text{CO}_2$  en la admisión y las emisiones de  $\text{NO}_x$  [37]. La curva que relaciona los  $\text{NO}_x$  con la concentración de  $\text{CO}_2$  en la admisión es extremadamente suave para todo el dominio de trabajo, de forma que las emisiones de los cilindros menos cargados de gas recirculado son compensadas por las de los que más EGR reciben. En lo que respecta a la opacidad las ventajas del sistema de mezcla perfecta son más claras, puesto que la concentración de  $\text{CO}_2$  en el gas admitido por cada cilindro y los humos emitidos no guardan en general una relación tan lineal.



**Figura 5.46.** Efecto de la dispersión del EGR y la temperatura de admisión en las emisiones del motor. Izquierda: Mapa de las emisiones de  $\text{NO}_x$  y opacidad de los gases de escape para el modo de funcionamiento Q obtenido con el sistema de EGR de baja presión.  $\circ$ : temperatura de admisión de  $35^\circ\text{C}$ .  $\bullet$ : temperatura de admisión de  $35^\circ\text{C}$ . —: líneas de iso-temperatura de admisión. —: líneas de iso-tasa de EGR. Derecha: cálculo del efecto de la dispersión en las emisiones.  $\blacksquare$ : punto de funcionamiento medido con el sistema de alta presión.  $\square$ : punto de funcionamiento medido con el sistema de baja presión.  $\textcircled{1}$ : emisiones teóricas del cilindro j con el sistema de alta presión.  $\blacklozenge$ : emisiones globales teóricas con una temperatura de admisión de  $50^\circ\text{C}$  en todos los cilindros con el sistema de alta presión.  $\star$ : emisiones teóricas con el sistema de EGR de alta presión.

Finalmente, la figura 5.47 muestra los resultados del ensayo de balanceo llevados a cabo con los sistemas de EGR de alta y baja presión. Estos ensayos confirman el efecto que tiene la dispersión del EGR y sobretodo de temperatura en las emisiones de  $\text{NO}_x$ , y el efecto mucho más importante en los humos.

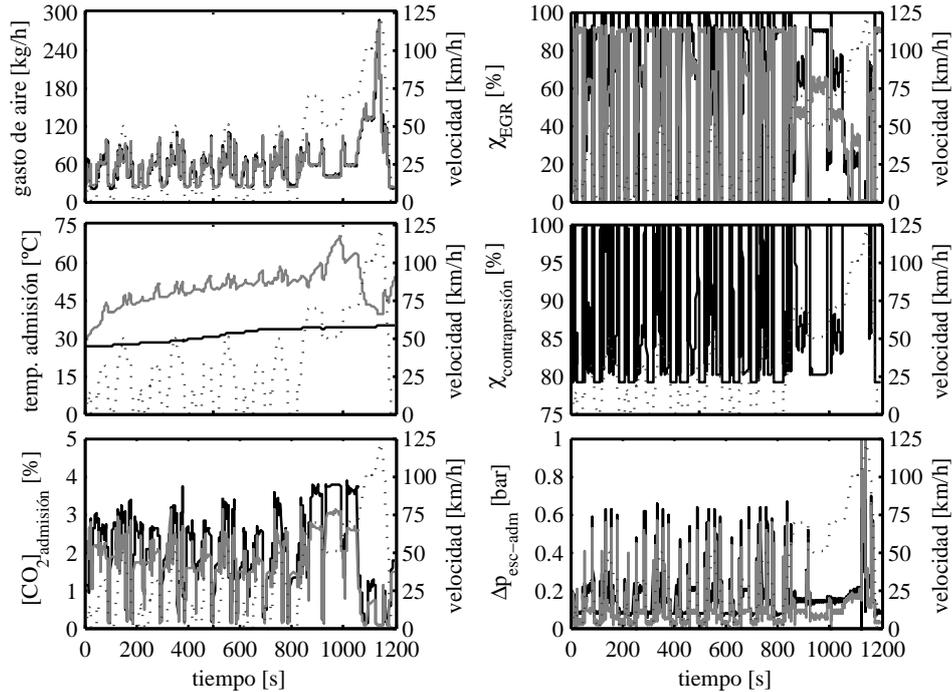


**Figura 5.47.** Opacidad de los gases de escape y emisiones de  $\text{NO}_x$  con los sistemas de EGR de alta y baja presión para el modo de funcionamiento Q con una temperatura en el colector de admisión de  $50^\circ\text{C}$  y diferentes tasas de EGR. ■: EGR de alta presión. □: EGR de baja presión. ○: sin recirculación de gases de escape.

### 5.5.3. Evaluación final de las emisiones producidas por el motor con los diferentes sistemas de EGR a través del análisis del comportamiento durante un ciclo de homologación NEDC

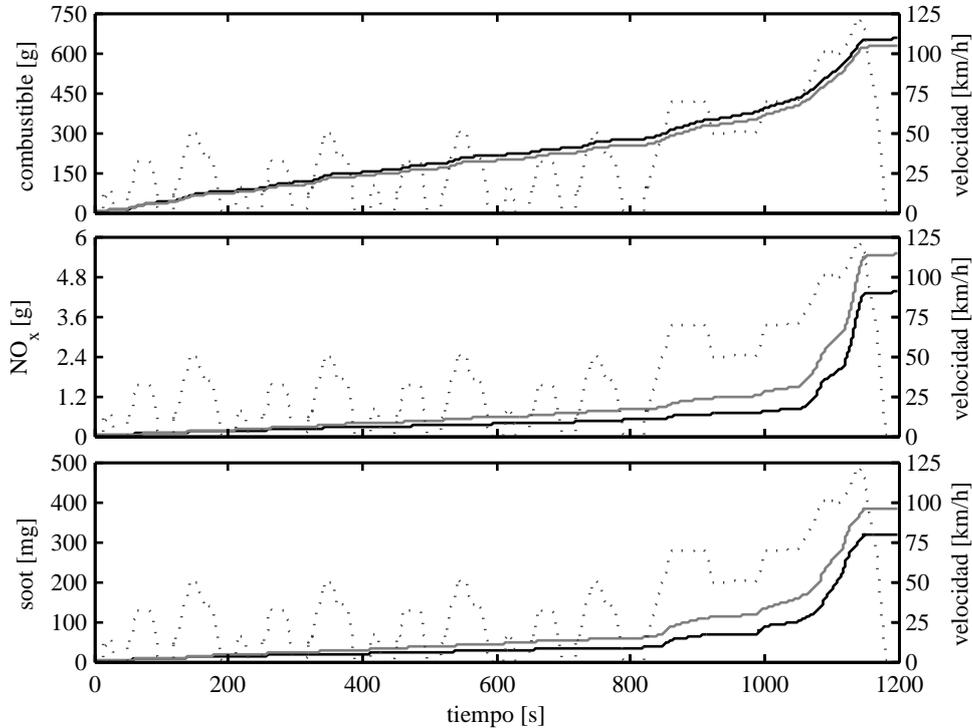
Para concluir con el análisis de los efectos de la arquitectura del sistema de EGR sobre las emisiones contaminantes, parece interesante evaluar el comportamiento en un ciclo Europeo de homologación de vehículos ligeros. Por un lado, esto permite observar de forma conjunta los efectos descritos en los dos apartados anteriores. Por otro, el ciclo de homologación es la zona de funcionamiento del motor donde se evalúan las emisiones del mismo, y por tanto resulta de especial interés para el fabricante examinar el comportamiento del motor en estas condiciones. Tal y como se detalló en el capítulo destinado al trabajo experimental (capítulo 3) los ensayos del ciclo de homologación han sido llevados a cabo de acuerdo con la metodología descrita en [19, 38]. La evolución de algunos de los parámetros más importantes durante la operación del motor en el ciclo de homologación se muestran en la figura 5.48. Los parámetros de control del motor no han sido modificados por lo que el gasto de aire alcanzado con las dos configuraciones del circuito de EGR es el mismo, tal y como se muestra en la parte superior izquierda de la figura. Con el fin de alcanzar la consigna de aire, la válvula de EGR modifica su posición a lo largo del ciclo según la evolución mostrada en el gráfico. No obstante, el sistema de

EGR de baja presión requiere la actuación sobre la válvula de contrapresión en algunos casos. Para reducir al máximo la contrapresión de escape, se ha limitado la posibilidad de cerrar la válvula de contrapresión a los casos en que la válvula de EGR permanezca completamente abierta (apertura del 90 %).



**Figura 5.48.** Evolución de los principales parámetros de funcionamiento durante el ciclo de homologación EUDC. —: sistema de EGR de baja presión. —: sistema de EGR de alta presión.  $\cdots$ : velocidad del vehículo .

Debido a la configuración del circuito de EGR la temperatura de admisión para el caso del sistema de baja presión es sustancialmente menor, lo que permite al motor mantener el gasto de aire e introducir una cantidad adicional de gases recirculados a la admitida por el motor con el sistema de alta presión. De este modo la concentración de  $\text{CO}_2$  en la admisión se incrementa, tal y como muestra la figura 5.48 en su parte inferior izquierda. Desafortunadamente, para el sistema de EGR de baja presión, también las pérdidas por bombeo se ven incrementadas a tenor de la diferencia de presión entre colectores de admisión y escape mostrada en la figura 5.48. Tal y como se justificó en la sección 5.3.1, las pérdidas por bombeo son especialmente importantes en las zonas en las que se actúa sobre la válvula de contrapresión.



**Figura 5.49.** Evolución del combustible consumido, de los  $\text{NO}_x$  y soot emitidos durante el ciclo de homologación NEDC. —: sistema de EGR de baja presión. - - -: sistema de EGR de alta presión. ···: velocidad del vehículo.

De acuerdo con la evolución en los parámetros de funcionamiento mostrada, y teniendo en cuenta los efectos de la arquitectura del sistema de EGR descritos en apartados anteriores, en la figura 5.49 se muestran la masa de combustible consumido, así como la masa de  $\text{NO}_x$  y soot emitidos durante el ciclo de homologación EUDC. Cabe decir que la masa de soot ha sido calculada a partir de la opacidad de los gases de escape de acuerdo con a la correlación experimental descrita en [39]. Respecto al consumo de combustible, las pérdidas por bombeo y la ligera pérdida de rendimiento debida a la mayor tasa de EGR hacen que el motor con el sistema de baja presión consuma un 4% más de combustible al final del ciclo. Las emisiones de  $\text{NO}_x$  se reducen fuertemente (20%) con el sistema de baja presión debido a la mayor concentración de  $\text{CO}_2$  y las menores temperaturas en la admisión. Finalmente, la reducción en los  $\text{NO}_x$  emitidos no perjudica las emisiones de soot, pues la relación aire fresco combustible se ha mantenido prácticamente constante, más bien al contrario,

las emisiones de *soot* sufren una notable reducción (17 %) como consecuencia de la reducción en la temperatura de admisión. De este modo, el sistema de EGR de baja presión permite al motor desplazarse fuera de su tradicional compromiso entre  $\text{NO}_x$  y *soot* reduciendo ambas emisiones simultáneamente, eso sí, a costa de una penalización en el consumo combustible.

Para concluir es necesario remarcar otra vez que en este estudio no se ha llevado a cabo una optimización del control del motor para el sistema de EGR de baja presión en transitorio, por lo que no se debe descartar que modificando ciertos parámetros de funcionamiento tales como las condiciones de inyección, el gasto de aire o la presión de sobrealimentación se mejoren las prestaciones del motor en cuanto a consumo específico manteniendo la ventaja del sistema de baja presión en emisiones tal y como ya se hizo para el caso estacionario en la sección 5.5.1. No obstante, la optimización completa del motor es una tarea que excede los propósitos de este trabajo y queda propuesta para un futuro trabajo de desarrollo del motor.

## Bibliografía

- [1] Ladommatos N, Abdelhalim SM y Zhao H. “The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 1, pp. 107–126, 1999.
- [2] Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z. “The Effects on Diesel Combustion and Emissions of Reducing the Inlet Charge Mass due to Thermal Throttling with Hot EGR”. *SAE paper 980185*, 1998.
- [3] Moroz S, Bourgoïn G, Luján JM y Pla B. “A 2.0 litre Diesel Engine with Low Pressure Exhaust Gas Recirculation and Advanced Cooling System”. *The Diesel Engine Conference, Proceedings of the SIA 2008 Conference, Rouen, France*, 2008.
- [4] Luján JM, Pla B, Moroz S y Bourgoïn G. “Effect of Low Pressure EGR on gas exchange processes and turbocharging of a HSDI engine”. *Proceedings of the THIESEL Congress*, 2008.
- [5] “Guide to expression of uncertainty in measurement”. *International Organization for Standardization*, 1995.
- [6] Vera F. “Efecto de la recirculación del gas de escape en el proceso de la renovación de la carga en motores turbosobrealimentados”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004.
- [7] Jacobs T, Assanis D y Filipi Z. “The Impact of Exhaust Gas Recirculation on Performance and Emissions of a Heavy-Duty Diesel Engine”. *SAE paper 2003-01-1068*, 2003.
- [8] Luján JM, Galindo J y Serrano JR. “Efficiency characterization of centripetal turbines under pulsating flow conditions”. *SAE paper 2001-01-0272*, 2001.
- [9] Tiseira AO. “Caracterización experimental y modelado de bombeo en compresores centrífugos de sobrealimentación”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2007.

- [10] Benajes J, Luján JM, Bermúdez V y Serrano JR. “Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 1: insight into the relevant physical phenomena”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 216, pp. 431–441, 2002.
- [11] Hagen JR, Filipi ZS y Assanis DN. “Transient Diesel Emissions: Analysis of Engine Operation During a Tip-In”. *SAE paper 2006-01-1151*, 2006.
- [12] Serrano JR. “Análisis y modelado del transitorio de carga en MEC turboalimentados”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1999.
- [13] Guzzella L y Amstutz A. “Control of Diesel engines”. *IEEE Control System Magazine*, Vol. 8, pp. 55–71, 1998.
- [14] van Nieuwstadt MJ, Kolmanovsky IV, Moraal PE, Stefanopoulou A y Jankovic M. “EGR-VGT control schemes: experimental comparison for a high-speed Diesel engine”. *IEEE Control Systems Magazine*, Vol. 20, pp. 63–79, 2000.
- [15] García-Ortiz JV. “Aportación a la mejora del control de la gestión de aire en motores Diesel turboalimentados mediante distintos algoritmos de control”. *Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004.
- [16] Amstutz A y Del Re LR. “EGO sensor based robust output control of EGR in Diesel engines”. *IEEE Transactions on Control System Technology*, Vol. 3, pp. 39–48, 1995.
- [17] Langthaler P y Del Re LR. “Fast Predictive Oxygen Charge Control of a Diesel Engine”. *Proceedings of the 2007 American Control Conference*, pp. 4388–4393, 2007.
- [18] Espinosa J, Vandewalle J y Wertz V. “Fuzzy logic, identification and predictive control”. *Springer-Verlag*, 2004.
- [19] Broatch A, Luján JM, Serrano JR y Pla B. “Pollutants Instantaneous Measurement and Data Analysis of Engine-in-the-Loop Tests”. *Proceedings of the THIESEL Congress*, 2006.
- [20] Luján JM, Climent H, Guardiola C y García-Ortiz JV. “A comparison of different algorithms for boost pressure control in heavy-duty turbocharged diesel engine”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 221, pp. 629–640, 2007.
- [21] Ogata K. “Sistemas de control en tiempo discreto (2ª ed.)”. *Prentice-Hall International*, 1996.
- [22] Wahlström J. “Control of EGR and VGT for emission control and pumping work minimization in diesel engines”. *Tesis doctoral. Linköpings universitet*, 2006.
- [23] Kolmanovsky I, Moraal P, van Nieuwstadt MJ y Stefanopoulou AG. “Issues in Modelling and Control of Intake Flow in Variable Geometry Turbocharged Engines”. *Proceedings of the 18th IFIP Conference on System Modeling and Optimization, Detroit*, pp. 436–445, 1997.
- [24] Bristol EH. “On a New Measure of Interaction for Multivariable Process Control”. *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 11, pp. 133–134, 1965.
- [25] Rossiter JA. “Model-Based Predictive Control”. *CRC Press*, 2003.
- [26] Camacho EF y Bordons C. “Model Predictive Control”. *Springer*, 1998.
- [27] Furuhashi S, Suzuki M, Ishikawa H y Watanabe T. “The Primary Cause for Abnormal Wear in Diesel Engines with EGR systems”. *Tribology Transactions*, Vol. 34, pp. 86–92, 1991.

- [28] Zhang R, Charles F, Ewing D, Chang JS y Cotton JS. “Effect of Diesel Deposition on the Performance of Exhaust Gas Recirculation Cooling Devices”. *SAE paper 2004-01-0122*, 2004.
- [29] Kass MD, Thomas JF, Wilson D, Lewis SA y Sarles A. “Assessment of Corrosivity Associated With Exhaust Gas Recirculation in a Heavy-Duty Diesel Engine”. *SAE paper 2005-01-0657*, 2005.
- [30] Takakura T, Ishikawa Y e Ito K. “The Wear Mechanism of Piston Rings and Cylinder Liners Under Cooled-EGR Condition and the Development of Surface Treatment Technology for Effective Wear Reduction”. *SAE paper 2005-01-1655*, 2005.
- [31] Magand S, Watel E, Castagné M, Soleri D, Grondin O, Devismes S y Moroz S. “Optimisation of a Low NOx Emission HCCI Diesel Prototype Vehicle”. *Proceedings of the THIESEL Congress*, 2008.
- [32] Moroz S, Bourgoïn G, Luján JM y Pla B. “Advanced cooling systems for low pressure exhaust gas recirculation in a turbocharged Diesel passenger car engine”. *Poster Presentation, FISITA 2008 Conference, Munich, Alemania*, 2008.
- [33] Akihama K, Takatori Y, Inigaki K, Sasaki S y Dean AM. “Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature”. *SAE paper 2001-01-0655*, 2001.
- [34] Kimura S, Aoki O, Kitahara Y y Aiyoshizawa E. “Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards”. *SAE paper 2001-01-0200*, 2001.
- [35] Idicheria CA y Pickett LM. “Effect of EGR on diesel premixed-burn equivalence ratio”. *Proceedings of the Combustion Institute*, pág. doi:10.1016/j.proci.2006.08.022, 2006.
- [36] Beatrice C, Avolio G, Bertoli C, Del Giacomo N, Guido C y Migliaccio M. “Critical Aspects on the Control in the Low Temperature Combustion Systems for High Performance DI Diesel Engines”. *Oil & Gas Science and Technology*, Vol. 62, pp. 471–482, 2007.
- [37] Lapuerta M, Salavert JM y Doménech C. “Modelling and Experimental Study About the Effect of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Combustion and Emissions”. *SAE paper 950216*, 1995.
- [38] Arrègle J, Bermúdez V, Serrano JR y Fuentes E. “Procedure for Engine Transient Cycle Emissions Testing in Real-Time”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 485–496, 2006.
- [39] Bermúdez VR, Luján JM, Serrano JR y Pla B. “Transient particle emission measurement with optical techniques”. *Measurement Science & Technology*, Vol. 19, pp. 1–13, 2008.



# Capítulo 6

## Conclusiones y trabajos futuros

### Contenido

---

<b>6.1. Principales aportaciones y conclusiones . . . . .</b>	<b>174</b>
6.1.1. Aportaciones relacionadas con la metodología, nuevos sistemas medida y nuevos modelos . . . . .	174
6.1.1.1. Metodología para la determinación de la distribución del gas recirculado entre cilindros . . . . .	174
6.1.1.2. Metodología experimental para la determinación de la tasa de condensación . . . . .	175
6.1.1.3. Medida de la tasa de EGR con el sistema de baja presión a partir de caudalímetros . . . . .	175
6.1.1.4. Modelo de condensación . . . . .	176
6.1.2. Efectos de la recirculación de gases de escape sobre las condiciones de admisión . . . . .	176
6.1.3. Efectos de la recirculación de gases de escape en el trabajo de bombeo . . . . .	177
6.1.4. Efectos de la recirculación de gases de escape en el funcionamiento de compresor y turbina . . . . .	178
6.1.5. Control del sistema EGR-TGV . . . . .	178
6.1.6. Repercusiones del sistema de EGR en la generación de condensados en la línea de admisión . . . . .	179
6.1.7. Efecto de la temperatura de admisión en las emisiones contaminantes . . . . .	180
6.1.8. Efecto de la distribución del gas de admisión entre cilindros sobre las emisiones contaminantes . . . . .	181

6.1.9. Prestaciones del motor con los diferentes sistemas de EGR en el ciclo de homologación de vehículos europeos NEDC . . . . .	182
<b>6.2. Trabajos futuros . . . . .</b>	<b>182</b>

---

## 6.1. Principales aportaciones y conclusiones

A lo largo de la presente tesis doctoral se ha llevado a cabo un análisis del proceso de recirculación de gases de escape y sus efectos sobre el funcionamiento de motores Diesel sobrealimentados, profundizando en las repercusiones de la arquitectura del sistema de EGR empleado. Para llegar a tal fin, se han empleado las técnicas experimentales y de modelado descritas en los capítulos 3 y 4 de acuerdo con la metodología presentada en el capítulo inicial. Algunas de las aportaciones de esta tesis tienen que ver precisamente con la metodología empleada para llevar a cabo el trabajo, pero es en el capítulo de análisis de los resultados dónde se comenta la mayor parte de las contribuciones de la tesis. En los siguientes apartados se hace hincapié en las aportaciones originales del presente trabajo, así como las conclusiones más relevantes. Su exposición ha sido ordenada según su temática, comenzando por las contribuciones asociadas a la metodología, sensores y modelos empleados, para posteriormente abordar las conclusiones relacionadas con los efectos de la recirculación de los gases de escape en el funcionamiento del motor.

### 6.1.1. Aportaciones relacionadas con la metodología, nuevos sistemas medida y nuevos modelos

#### 6.1.1.1. Metodología para la determinación de la distribución del gas recirculado entre cilindros

Uno de los pilares de este trabajo ha sido la tarea de determinar la distribución del gas recirculado entre cilindros. Para ello ha sido necesario desarrollar una metodología que combina técnicas experimentales con el modelado. Así, el estudio de la dispersión de EGR entre cilindros comienza con la medida experimental de la concentración de CO<sub>2</sub> en cada una de las pipas de admisión. Para ello se ha llevado a cabo una instrumentación particular del colector de admisión. Con el fin de paliar las deficiencias del método de medida de CO<sub>2</sub>, que tienen que ver principalmente con la frecuencia de muestreo y el hecho de medir concentración en lugar de gasto, se ha empleado el modelado. Mediante

el modelo unidimensional con WAM pueden reproducirse los resultados experimentales de forma que se puedan obtener mediante simulación los parámetros que no pueden medirse. De este modo, se pueden emplear los gastos a la entrada del colector y las presiones a la salida del mismo como condiciones de contorno para un modelo CFD del colector de admisión que permite obtener la distribución del gas de EGR. Finalmente, puesto que los resultados del modelo CFD obtenidos mediante la simulación de la técnica de medida son acordes con los resultados experimentales, la metodología propuesta queda completamente validada. La metodología desarrollada ha permitido poner de manifiesto y cuantificar algunas de las deficiencias principales de la técnica convencional de medida de EGR. Esto es, el tiempo de respuesta del analizador y el hecho de medir concentraciones en lugar de gasto.

#### **6.1.1.2. Metodología experimental para la determinación de la tasa de condensación**

Con el fin de determinar la tasa de condensación en los diferentes intercambiadores de calor del motor se ha diseñado un sistema de recogida de condensados particular, así como un sistema de refrigeración que permite controlar la temperatura de los intercambiadores en un amplio rango de condiciones de funcionamiento. Los resultados obtenidos a partir de este método de medida se han comparado con cálculos basados en la higrometría mostrando una buena correlación.

#### **6.1.1.3. Medida de la tasa de EGR con el sistema de baja presión a partir de caudalímetros**

En el presente trabajo se ha propuesto emplear dos caudalímetros en la línea de admisión para poder determinar la tasa de EGR. El primero de ellos se sitúa a la salida del filtro de aire, mientras que un segundo caudalímetro se coloca a la entrada del compresor, tras la toma de EGR del sistema de baja presión. De esta forma, mientras que uno de los caudalímetros mide el gasto de aire, el otro contabiliza el gasto total admitido, permitiendo calcular la tasa de EGR. Se ha demostrado la validez de este sistema comparando sus resultados con los obtenidos con un analizador de gases de un coste mucho superior. No obstante, las ventajas de emplear los caudalímetros para determinar el EGR van mucho más allá, pues su respuesta dinámica los hace ser aptos para el control del motor. Además el caudalímetro a la entrada del compresor puede ser periódicamente calibrado utilizando los periodos de funcionamiento en los que el EGR permanece cerrado.

#### 6.1.1.4. Modelo de condensación

Se ha implementado un modelo de condensación que acoplado al modelo de acción de ondas WAM permite estimar bajo que condiciones aparecerá condensación en el intercambiador de calor de admisión y cuál es la cantidad de condensado esperada. El modelo es relativamente sencillo con el fin de poder ser implementado en la lógica de control del motor sin un elevado coste computacional. Para validar convenientemente el modelo se ha diseñado y construido un sistema de medida de condensados que ha permitido elaborar un mapa de condensación en diferentes condiciones de funcionamiento.

#### 6.1.2. Efectos de la recirculación de gases de escape sobre las condiciones de admisión

El análisis de los resultados experimentales permite llegar a las siguientes conclusiones relacionadas con los efectos del sistema de EGR en las condiciones del gas de admisión:

- En el caso de combinar un sistema de EGR de baja presión con un intercambiador de calor en la admisión de elevada eficiencia y con la potencia suficiente, refrigerar el EGR más allá de evitar temperaturas excesivas en el compresor no reporta ventajas adicionales, pues para una temperatura de refrigerante del intercambiador de calor de admisión dada, la temperatura de admisión es constante independientemente de la temperatura del EGR.
- Mientras que con el sistema de EGR de alta presión el incremento de la tasa de EGR lleva asociado un descenso de la densidad en el colector de admisión, el sistema de EGR de baja presión permite independizar la temperatura de admisión de la tasa de EGR. De esta forma, para una presión de admisión dada, el sistema de EGR de baja presión permite reducir las emisiones de  $\text{NO}_x$  mediante el incremento de la concentración de  $\text{CO}_2$  en la admisión sin penalización en los humos por no reducir la relación oxígeno-combustible.
- La tasa de EGR medida en un motor policilíndrico con sistema de EGR de alta presión está fuertemente afectada por el punto de medida. Es posible encontrar diferencias de entre 5 y 10 puntos porcentuales dependiendo de la localización de la sonda. Una buena estrategia para obtener resultados representativos de la tasa media de EGR es instrumentar el colector con varias sondas y medir con ellas simultáneamente, pero en cualquier caso,

la tasa de EGR del gas admitido por cada cilindro será sustancialmente diferente. Cuando se emplea el sistema de EGR de baja presión la mezcla entre aire y gas recirculado es perfecta.

- El régimen de giro es la variable que más afecta a la distribución del gas recirculado entre cilindros para un motor equipado con un sistema de EGR del alta presión, pues las distribuciones obtenidas experimentalmente se agrupan en torno a patrones de reparto donde están contenidos los modos de funcionamiento con régimen de giro próximos. El gasto de aire, o la tasa de EGR no tienen una influencia importante en el patrón de distribución del EGR.
- La geometría del colector de admisión juega un papel fundamental en el reparto del aire y el gas recirculado entre cilindros, en el caso de emplear la arquitectura de EGR de alta presión. El estudio CFD ha puesto de manifiesto que, para el caso particular del motor estudiado, la cercanía de la entrada de EGR y la asimetría del colector, favorece la llegada del gas recirculado a los cilindros denominados 1 y 2 (situados en la parte opuesta del colector a la entrada del EGR). Asimismo, las pipas más cercanas a la toma del EGR también reciben mayores tasas de EGR. Cabe decir que estos resultados experimentales corroboran los resultados numéricos.
- Se han desarrollado varios sistemas para reducir la dispersión de EGR obtenida con el sistema de alta presión. Durante el proceso de diseño se han combinado nuevamente técnicas experimentales y de modelado. Finalmente, el compromiso entre pérdida de carga y reparto del gas recirculado hace del venturi la mejor solución para reducir la dispersión del gas recirculado admitido por los cilindros. El venturi en cuestión ha sido construido y se ha aplicado el método de análisis de la distribución de EGR al motor con este sistema, poniendo de manifiesto una clara mejora de la dispersión sin otras repercusiones importantes en el funcionamiento del motor.

### 6.1.3. Efectos de la recirculación de gases de escape en el trabajo de bombeo

Las pérdidas de bombeo obtenidas con el sistema de EGR de baja presión son superiores a las producidas por el sistema de alta presión. El motivo principal es el mayor gasto a través de los elementos del sistema de renovación de la carga (*“intercooler”*, filtro de partículas, ...). Además, mientras que para

una presión de admisión dada el incremento de la tasa de EGR con el sistema de alta presión supone una reducción de las pérdidas por bombeo, pues se reduce el gasto admitido, en el caso del sistema de baja presión las pérdidas por bombeo son independientes de la tasa de EGR, pues el gasto trasegado por el motor es constante. Finalmente, el cierre de la válvula de contrapresión para incrementar la tasa de EGR tiene repercusiones negativas en el trabajo de bombeo, pues incrementa la contrapresión de escape.

#### 6.1.4. Efectos de la recirculación de gases de escape en el funcionamiento de compresor y turbina

El mayor gasto a través del compresor en el caso de emplear un sistema de EGR de baja presión conlleva un funcionamiento del compresor más alejado de la línea de bombeo. Adicionalmente, el punto de operación del compresor es prácticamente independiente de la tasa de EGR (únicamente afecta la temperatura sobre la densidad del gas), mientras que en el caso del sistema de alta presión el punto de funcionamiento se desplaza hacia la línea de bombeo a medida que la tasa de EGR aumenta. En cuanto al rendimiento del turbogrupo, no se ha obtenido una tendencia clara, pues el rendimiento depende de las condiciones de funcionamiento, particularmente de las condiciones instantáneas en el colector de escape. El mayor gasto de escape a través de la turbina permite alcanzar mayores presiones de sobrealimentación (con EGR) en el caso de emplear un sistema de baja presión. Además, la mayor disponibilidad de energía en la turbina permite una respuesta más rápida en el caso de un incremento brusco en la carga del motor. De acuerdo con los resultados obtenidos esta ventaja en términos de tiempo de respuesta del motor puede ser del orden de 1 segundo, lo que no es nada despreciable.

La longitud de la línea de admisión da lugar a un importante retraso en la respuesta de la fracción de gas quemado ante la apertura de la válvula de EGR al emplear el sistema de baja presión. Por este motivo, es fundamental reducir al máximo dicha longitud si se desea emplear este sistema de recirculación de gases de escape.

#### 6.1.5. Control del sistema EGR-TGV

El acoplamiento entre los sistemas de EGR y TGV se ve reducido al emplear un sistema de baja presión. Por este motivo las no-linealidades, como la inversión de la ganancia en el gasto de aire o el comportamiento de fase no-mínima de la presión de admisión, desaparecen. Con este sistema el efecto

de la posición de la válvula de EGR en la presión de admisión y el de la TGV en la tasa de EGR es despreciable.

A la hora de emplear un sistema de control basado en PID para el sistema formado por TGV y EGR de alta presión, el par formado por gasto de aire y presión de admisión presenta problemas importantes al controlador. No obstante esta es la solución empleada en la actualidad por la falta de sensores de oxígeno en la admisión con un coste asequible. En caso de estar disponible la medida de la concentración de quemados en la admisión, el par de control formado por presión de admisión y concentración de quemados es el que mejor resultados proporciona.

A pesar de ser el par de variables de control que tienen una influencia más directa en las prestaciones del motor, el gasto de aire y la concentración de gases quemados en la admisión no deben emplearse pues su fuerte acoplamiento dificulta enormemente la tarea del control.

El control predictivo basado en modelos mejora notablemente los resultados obtenidos mediante el uso de PID tanto en sistemas de EGR de alta como de baja presión.

Para una configuración de EGR dada, el control predictivo basado en modelos presenta unas prestaciones similares sean cuales sean las variables a controlar seleccionadas. La selección de las consignas adecuadas es el punto más importante a la hora de conseguir buenos resultados, pues en todos los casos el sistema de control permite alcanzar las consignas de forma adecuada.

#### 6.1.6. Repercusiones del sistema de EGR en la generación de condensados en la línea de admisión

En lo que se refiere a la generación de condensados, las aportaciones y conclusiones más importantes son:

- Se han identificado teórica y experimentalmente las condiciones bajo las que aparece condensación en los intercambiadores de admisión y EGR de baja presión. A pesar de que estas condiciones dependen del punto de funcionamiento (dosado, tasa de EGR, etc) y de las condiciones ambiente, se puede decir que para condiciones habituales de funcionamiento el punto de rocío no es inferior a los 35°C en el *intercooler* y 40°C en el intercambiador de EGR de baja presión.
- El mapa de condensación para diferentes condiciones de funcionamiento ha sido obtenido experimentalmente, hallando la tasa de condensación

en los diferentes intercambiadores para varias temperaturas de funcionamiento. Estos resultados han puesto de manifiesto que se pueden llegar a generar cerca de 2 litros por hora en el *intercooler* con temperaturas del orden de 10°C, lo que supone un problema importante a la hora de implementar el sistema de EGR de baja presión en un vehículo, y justifica el desarrollo de sistemas que eviten y eliminen los condensados.

- La tasa de condensación en un intercambiador afecta a la tasa de condensación en el otro como consecuencia de la recirculación de los gases de escape. Además, se ha representado el diagrama del contenido en agua del gas a través de las diferentes partes del motor, lo que ha puesto de manifiesto que la cantidad de agua introducida en el cilindro puede ser del orden de 1.5 veces la cantidad generada durante la combustión.
- El análisis químico de los condensados ha permitido determinar que el pH mínimo obtenido es ligeramente superior al límite establecido para el uso del aluminio. Mientras, el sistema de post-tratamiento ha impedido correlacionar el azufre contenido en el condensado con parámetros de funcionamiento del motor tales como el contenido de azufre del combustible.
- Se ha demostrado que el modelo de condensación desarrollado, junto con un sensor de temperatura a la salida del *intercooler* y una válvula de *by-pass* permite controlar mediante un PID la temperatura de admisión para evitar la condensación. Adicionalmente, en el caso de que se produzca, el sistema de *by-pass* es un buen método para eliminar el líquido generado sin efectos importantes en el funcionamiento del motor. Otras soluciones como la bomba de pistón o el sistema ultrasonidos también permiten la eliminación de los condensados, si bien es necesario mejorar la regulación de la cantidad de condensados introducida, especialmente en el caso de emplear la bomba de pistón.

#### 6.1.7. Efecto de la temperatura de admisión en las emisiones contaminantes

Se ha estudiado el efecto de la temperatura de admisión en las prestaciones del motor, y se ha puesto de manifiesto la ventaja en cuanto a emisiones que representa la menor temperatura de admisión obtenida con el sistema de EGR de baja presión. Las conclusiones son las siguientes:

- Para una temperatura de admisión dada, existe una relación oxígeno-combustible para la cual las emisiones de humo son máximas, de forma

que relaciones oxígeno-combustible menores reducen este tipo de emisiones. Dicha relación oxígeno-combustible es mayor a medida que la temperatura de admisión se reduce. Además, para una relación oxígeno-combustible dada, las emisiones de humos disminuyen con la temperatura del gas a la admisión.

- Las emisiones de hidrocarburos sin quemar aumentan a medida que disminuye la temperatura de admisión y la relación oxígeno-combustible.
- La reducción en la temperatura y la concentración de oxígeno en la admisión contribuyen a disminuir las emisiones de  $\text{NO}_x$ .
- Mediante la optimización de las condiciones de inyección y el aire admitido es posible mantener, con el sistema de baja presión, el consumo específico obtenido con el sistema de EGR de alta presión reduciendo fuertemente las emisiones de  $\text{NO}_x$  y la opacidad en los gases de escape.

#### 6.1.8. Efecto de la distribución del gas de admisión entre cilindros sobre las emisiones contaminantes

Se ha llevado a cabo un ensayo particular con ambos sistemas de EGR en condiciones de iso-temperatura de admisión para evaluar el efecto de la distribución del gas de admisión entre cilindros sobre las emisiones contaminantes. Las conclusiones extraídas son:

- No se ha podido correlacionar la tasa de EGR determinada para cada cilindro con las emisiones de  $\text{NO}_x$  a la salida de los mismos de modo totalmente satisfactorio. Si bien se aprecia cierta tendencia, existen otros factores como la dispersión de fabricación de los inyectores o de la relación de compresión de los cilindros que enmascaran el efecto de la distribución del EGR en los  $\text{NO}_x$ .
- La dispersión en la temperatura de admisión de cada cilindro tiene un efecto mucho más importante en las emisiones contaminantes que la dispersión en la composición del gas admitido.
- Las emisiones de humos se ven más afectadas por la dispersión en el gas admitido que las emisiones de  $\text{NO}_x$ . El motivo es que la linealidad entre los  $\text{NO}_x$  y el  $\text{CO}_2$  en la admisión hace que las mayores emisiones del cilindro con menor EGR se vean compensadas por las menores emisiones del cilindro más cargado.

### 6.1.9. Prestaciones del motor con los diferentes sistemas de EGR en el ciclo de homologación de vehículos europeos NEDC

Se ha ensayado el ciclo de homologación de vehículos ligeros (NEDC) en banco dinamométrico mediante un programa de simulación del comportamiento del vehículo y el conductor. Los resultados muestran que sin ningún tipo de modificación en los parámetros de control del motor, con el sistema de EGR de baja presión se logran importantes reducciones de las emisiones contaminantes (los  $\text{NO}_x$  disminuyen un 20 % y el hollín un 17 %) a costa de incrementar el consumo de combustible un 4 %.

A modo de resumen, de todo lo expuesto se puede concluir que el sistema de EGR de baja presión presenta numerosas ventajas con respecto a la configuración actual empleada en los motores Diesel sobrealimentados, y si bien todavía es necesario dar respuesta a una serie de incógnitas, que tienen que ver sobre todo con la fiabilidad, es de esperar que en un breve espacio de tiempo comience a estar disponible en el mercado de vehículos ligeros.

## 6.2. Trabajos futuros

A partir de los resultados obtenidos, y de acuerdo con las conclusiones planteadas en este trabajo, se abren nuevas vías de investigación de carácter científico y tecnológico relacionadas con la recirculación de gases de escape en motores Diesel sobrealimentados.

En cuanto a las vías de investigación que requieren ser estudiadas en un futuro próximo, se pueden citar:

- **Efecto de la dispersión del EGR en la combustión a baja temperatura.** Tras establecer una metodología para determinar la distribución del gas recirculado entre cilindros y poner de manifiesto sus efectos en el funcionamiento del motor en condiciones de combustión Diesel convencional, el estudio de los efectos de la dispersión de EGR en un motor operando en modos de combustión de baja temperatura parece muy interesante. En efecto, uno de los principales problemas de la aplicación de estos nuevos modos de combustión en motores policilíndricos es precisamente las diferencias en la composición y temperatura de admisión de cada uno de los cilindros.
- **Efecto de la arquitectura del sistema de EGR en el comportamiento del motor a alta carga.** Si bien la presente tesis ha sido

enfocada a la recirculación de gases de escape a baja carga por tratarse de un motor destinado a aplicaciones en vehículos ligeros, en motores de mayor cilindrada para el uso en camiones y maquinaria pesada la técnica de recirculación de los gases de escape se lleva a cabo incluso a alta carga. Por tanto, un estudio de los efectos de la arquitectura del sistema de recirculación de gases de escape en condiciones de carga elevada queda justificado.

- **Modelo de condensación.** En el presente trabajo se ha desarrollado un modelo de condensación orientado al control. A pesar de que los resultados arrojados por dicho modelo han sido satisfactorios para los objetivos de este estudio, no cabe duda que el modelo debe ser mejorado para estudiar el proceso de condensación con mayor rigor. Asimismo, integrar el modelo de condensación en el modelo de acción de ondas del motor mejoraría las prestaciones de ambos.
- **Combinación de sistemas de EGR de alta y baja presión.** A tenor de los resultados expuestos en el presente trabajo, la combinación de ambos sistemas de EGR puede ser una alternativa a explotar. En principio, sería posible emplear el sistema de alta presión durante el arranque y en ambientes fríos para evitar la condensación. Además puede ser interesante combinar ambos circuitos de EGR para reducir conjuntamente emisiones contaminantes y consumo específico, ya que combinando ambos sistemas podría eliminarse la válvula de contrapresión. Obviamente, la combinación de ambos sistemas de EGR acarrea una importante cantidad de trabajo, pues es necesario determinar el nivel de EGR óptimo que debe realizar cada circuito, y al mismo tiempo desarrollar todo el sistema de control asociado, por ello podría ser el tema de una tesis doctoral futura.
- **Combinación del sistema de EGR de baja presión con nuevas tendencias en los motores Diesel.** Tratándose de un sistema novedoso de recirculación de gases de escape, todavía está por evaluar cuál será el comportamiento del motor cuando se combine su uso con el de biocombustibles, SCR, sistemas de sobrealimentación de doble etapa y otras tendencias actuales de los motores Diesel. Asimismo, la sobrealimentación de doble etapa da lugar a nuevas arquitecturas del sistema de EGR que será necesario evaluar.
- **Estudio de durabilidad.** A lo largo de este trabajo no se han tenido en cuenta los efectos del EGR en el desgaste del motor. En este sentido, se propone estudiar el efecto del EGR de baja presión en el desgaste de

la rueda del compresor (golpeteo continuo de gotas de agua y partículas procedentes del desgaste del filtro de partículas) así como el efecto del EGR de baja presión en el envejecimiento del sistema de post-tratamiento (el gasto que atraviesa estos sistemas es mayor al emplear el sistema de baja presión).

- **Composición de los condensados y su efecto en el desgaste del motor.** Es necesario profundizar en este aspecto, pues en la presente tesis únicamente se han dado unas pinceladas en lo referente a la composición química de los condensados, y nunca se ha evaluado su efecto en el desgaste del motor.

Además de los trabajos futuros anteriormente propuestos, algunos de los trabajos realizados a lo largo de la presente tesis doctoral se han llevado a cabo a través del modelado, quedando pendiente la comprobación de los resultados mediante ensayos experimentales. En este sentido, cabe destacar:

- El modelo de condensación ha demostrado ser válido para controlar la temperatura de admisión mediante un PID que actúa sobre el *by pass* del intercambiador de calor evitando la generación de condensados. Puesto que el estudio se ha llevado a cabo con el modelo unidimensional del motor, los resultados deben ser extrapolables al motor real, no obstante es necesario comprobarlo experimentalmente.
- Todas las estrategias de control del sistema de renovación de la carga se han desarrollado a partir del modelo unidimensional y por tanto es necesaria su comprobación experimental.

Para terminar, como en todo estudio que pretende tener una aplicación real, cabe decir que si bien el presente trabajo ha tenido un carácter completamente científico y técnico, otros aspectos del desarrollo de un producto, como son el económico o el productivo, tendrán un papel igualmente importante en la implantación definitiva del sistema de recirculación de gases de escape de baja presión en los motores comerciales.

# Índice Bibliográfico

Council Directive 70/220/EEC of March 20, 1970 on the Approximation of the Laws of the Member States relating to Measures to be taken against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles.

*Official Journal of the European Communities*, 1970. (citado en p. 16)

Guide to expression of uncertainty in measurement.

*International Organization for Standardization*, 1995. (citado en p. 103)

Directive 98/69/EC of the European Parliament and of the Council of 13 October 1998 relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles and amending Council Directive 70/220/EEC. L 350/1.

*Official Journal of the European Communities*, 1998. (citado en pp. 17, 41)

Fluent 6 User's Guide.

*Fluent Incorporated*, 2001. (citado en p. 90)

Reglamento CE No 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo de 20 de junio de 2007 sobre la homologación de tipo de los vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6) y sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos.

*Diario Oficial de la Unión Europea*, 2007. (citado en p. 17)

**Akihama K, Takatori Y, Inigaki K, Sasaki S y Dean AM.**

Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature.

*SAE paper 2001-01-0655*, 2001. (citado en pp. 42, 157, 158)

**Ammann M, Fekete NP, Guzzella C y Glattfelder AH.**

Model-based control of the VGT and EGR in a turbocharged common-rail Diesel engine: Theory and passenger car implementation.

*SAE paper 2003-01-0357*, 2003. (citado en p. 36)

**Amnéus P, Mauss F, Kraft M, Vressner A y Johansson B.**

NOx and N2O Formation in HCCI Engines.

*SAE paper 2005-01-0126*, 2005. (citado en p. 41)

**Amstutz A y Del Re LR.**

EGO sensor based robust output control of EGR in Diesel engines.

*IEEE Transactions on Control System Technology*, Vol. 3, pp. 39–48, 1995.

(citado en p. 129)

**Armas O, Rodríguez J, Payri F, Martín J y Agudelo JR.**

Effect of the trapped mass and its composition on the heat transfer in the compression cycle of a reciprocating engine.

*Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 2842–2853, 2005.

(citado en p. 32)

**Arnau FJ.**

Aportaciones al cálculo numérico para el modelado del flujo compresible unidimensional en conductos de MCIA.

*Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2003.

(citado en pp. 76, 77, 79)

**Arrègle J, Bermúdez V, Serrano JR y Fuentes E.**

Procedure for Engine Transient Cycle Emissions Testing in Real-Time.

*Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 485–496, 2006.

(citado en pp. 70, 166)

**Azuma T, Yura T y Tokunaga Y.**

Some aspects of constant pressure turbocharged marine engines of medium and low speed.

*Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - ASME Transactions*, Vol. 105, pp. 697–711, 1983.

(citado en p. 78)

**Babajimopoulos A, Lavoie GA y Assanis DN.**

Modeling HCCI Combustion with High Levels of Residual Gas Fraction - A Comparison of Two VVA Strategies.

*SAE paper 2003-01-3220*, 2003.

(citado en p. 23)

**Baert RSG, Beckman DE y Veen A.**

Efficient EGR Technology for Future HD Diesel Engine Emission Targets.

*SAE paper 1999-01-0837*, 1999.

(citado en p. 38)

**Beatrice C, Avolio G, Bertoli C, Del Giacomo N, Guido C y Migliaccio M.**

Critical Aspects on the Control in the Low Temperature Combustion Systems for High Performance DI Diesel Engines.

*Oil & Gas Science and Technology*, Vol. 62, pp. 471–482, 2007.

(citado en pp. 162, 164)

**Benajes J, Bermúdez V y Galindo J.**

Efecto de la geometría del intercooler en las prestaciones de motores de automoción.

*Anales de Ingeniería Mecánica*, Vol. 10(2), pp. 375–384, 1994.

(citado en p. 77)

**Benajes J, Luján JM, Bermúdez V y Serrano JR.**

Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 1: insight into the relevant physical phenomena.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 216, pp. 431–441, 2002.

(citado en pp. 77, 127)

**Benajes J, Reyes E, Bermúdez V y Serrano JR.**

Pre-design criteria for exhaust manifolds in IC automotive engines.

*SAE paper 980783*, 1998.

(citado en p. 77)

**Benajes J, Reyes E, Galindo J y Peidró J.**

Pre-design model for intake manifolds in internal combustion engines.

*SAE paper 970055*, 1997.

(citado en p. 77)

**Benajes J, Reyes E y Luján JM.**

Modeling study of the scavenging process in a turbocharged Diesel engine with modified valve operation.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, pp. 383–393, 1996. (citado en p. 77)

**Benson RS.**

The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines (vol.I).

*Oxford Clarendon Press*, 1982. (citado en pp. 76, 78, 80)

**Bentley RW.**

Global Oil and Gas depletion: an overview.

*Energy Policy*, Vol. 30, pp. 189–205, 2002. (citado en p. 1)

**Bermúdez VR, Luján JM, Serrano JR y Pla B.**

Transient particle emission measurement with optical techniques.

*Measurement Science & Technology*, Vol. 19, pp. 1–13, 2008. (citado en pp. 70, 168)

**Bravo Y, Catalán MT y Pérez C.**

Efficient EGR cooler technologies for Euro 5 compliant engines.

*Proceedings of The Diesel Engine Conference, 31 Mayo - 1 Junio, Ecole Centrale de Lyon, Francia*, 2006. (citado en p. 54)

**Bravo Y, Lázaro JL y García-Bernad JL.**

Study of Fouling Phenomena on EGR Coolers due to Soot Deposits. Development of a Representative Test Method.

*SAE paper 2005-01-1143*, 2005. (citado en p. 7)

**Bremm S, Pfeifer M, Leyrer J, Mueller W, Kurze S, Paule M, Keppeler B y Vent G.**

Bluetec Emission Control System for the US Tier 2 Bin 5 Legislation.

*SAE paper 2008-01-1184*, 2008. (citado en p. 21)

**Bristol EH.**

On a New Measure of Interaction for Multivariable Process Control.

*IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 11, pp. 133–134, 1965. (citado en p. 138)

**Broatch A, Luján JM, Serrano JR y Pla B.**

Pollutants Instantaneous Measurement and Data Analysis of Engine-in-the-Loop Tests.

*Proceedings of the THIESEL Congress*, 2006. (citado en pp. 70, 132, 166)

**Broatch A, Luján JM, Serrano JR y Pla B.**

A procedure to reduce pollutant gases from Diesel combustion during European MVEG-A cycle by using electrical intake air-heaters.

*Fuel*, Vol. 87, pp. 2760–2778, 2008. (citado en p. 37)

**Buchwald R, Lautrich G, Maiwald O y Sommer A.**

Boost and EGR System for the Highly Premixed Diesel Combustion.

*SAE paper 2006-01-0204*, 2006. (citado en pp. 21, 38)

**Camacho EF y Bordons C.**

Model Predictive Control.

*Springer*, 1998. (citado en p. 141)

**Cervelló C.**

Contribución a la caracterización experimental y al modelado de turbinas de geometría variable en grupos de sobrealimentación.

*Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2005.

(citado en p. 81)

**Chalgren RD, Parker GG, Arici O y Johnson JH.**

A Controlled EGR Cooling System for Heavy Duty Diesel Applications Using the Vehicle Engine Cooling System Simulation.

*SAE paper 2002-01-0076*, 2002.

(citado en p. 37)

**Challen B y Baranescu R.**

Diesel engine reference book.

*Butterworth Heinemann, Inc.*, 1999.

(citado en p. 20)

**Chan CC.**

The State of the Art of Electric and Hybrid Vehicles.

*Proceedings of the IEEE transactions on vehicular technology*, Vol. 90, pp. 247–275, 2002.

(citado en p. 1)

**Clyne MAA, Thrush BA y Wayne RP.**

Kinetics of the chemiluminescent reaction between nitric oxide and ozone,.

*Transactions of the Faraday Society*, Vol. 44, pp. 1342, 1964.

(citado en p. 16)

**Corberán JM.**

Contribución al modelado del proceso de renovación de la carga en motores de combustión interna alternativos.

*Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1984.

(citado en p. 76)

**Dauron A.**

Model-Based Powertrain Control: Many Uses, No Abuse.

*Oil & Gas Science and Technology*, Vol. 62, pp. 427–435, 2007.

(citado en p. 19)

**Dec JE.**

A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging.

*SAE paper 970873*, 1997.

(citado en pp. 38, 43)

**Dec JE y Espey C.**

Ignition and early soot formation in a DI diesel engine using multiple 2-D imaging diagnostics.

*SAE paper 950456*, 1995.

(citado en pp. 38, 43)

**Dec JE, zur Loye AO y Siebers DL.**

Soot distribution in a diesel engine using 2-D laser-induced incandescence imaging.

*SAE paper 910224*, 1991.

(citado en pp. 38, 43)

**Desantes JM, Benajes J, Luján JM y Fremond E.**

Production of internal EGR in turbocharged Diesel engines by means of intake valve pre-lift and exhaust valve post-lift.

*Proceedings of 5th International EAEC Congress*, 1995.

(citado en p. 77)

**Desantes JM, Chust MD y Llorens J.**

Análisis comparativo de métodos numéricos para la resolución del flujo no estacionario en colectores de motores de combustión interna alternativos.

*II Congreso de Métodos Numéricos en Ingeniería*, 1993.

(citado en p. 76)

**Emadi A, Rajashekara K, Williamson SS y Lukic SM.**

Topological Overview of Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicular Power System Architectures and Configurations.

*Proceedings of the IEEE transactions on vehicular technology*, Vol. 54, pp. 763–770, 2005.  
(citado en p. 1)

**Espey C y Dec JE.**

Diesel engine combustion studies in a newly designed optical-access engine using high speed visualization and 2-D laser imaging.

*SAE Transactions*, Vol. 102, pp. 703–723, 1993. (citado en p. 38)

**Espey C y Dec JE.**

The effect of TDC temperature and density on the liquid-phase fuel penetration in a D.I. diesel engine.

*SAE Transactions*, Vol. 104, pp. 1400–14, 1995. (citado en p. 38)

**Espinosa J, Vandewalle J y Wertz V.**

Fuzzy logic, identification and predictive control.

*Springer-Verlag*, 2004. (citado en p. 131)

**Fenimore CP y Jones GW.**

Nitric oxide decomposition at 2200-2400K.

*The Journal of Physical Chemistry*, Vol. 61, pp. 654, 1957. (citado en p. 16)

**Flaig U, Polach W y Ziegler G.**

Common Rail System (CR-System) for Passenger Car DI Diesel Engines; Experiences with Applications for Series Production Projects.

*SAE paper 1999-01-0191*, 1999. (citado en p. 19)

**Fuentes E.**

Caracterización de la influencia de las condiciones de operación de motor sobre la distribución de tamaños de las partículas Diesel.

*Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2006. (citado en p. 60)

**Furuhashi S, Suzuki M, Ishikawa H y Watanabe T.**

The Primary Cause for Abnormal Wear in Diesel Engines with EGR systems.

*Tribology Transactions*, Vol. 34, pp. 86–92, 1991. (citado en p. 143)

**Galindo J.**

Caracterización experimental y modelado de uniones direccionales de colectores de escape de motores de combustion interna alternativa.

*Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1998. (citado en p. 77)

**Galindo J, Serrano JR, Climent H y Arnau FJ.**

New one-dimensional fluid-dynamic model for automotive intercoolers.

*Proceedings of 8th International EAEC Congress*, Vol. A, pp. 347–365, 2001.  
(citado en pp. 77, 82)

**Galindo J, Serrano JR, Guardiola C y Cervelló C.**

Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive turbochargers.

*Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 449–462, 2006. (citado en p. 86)

**García-Ortiz JV.**

Aportación a la mejora del control de la gestión de aire en motores Diesel turboalimentados mediante distintos algoritmos de control.

*Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, 2004.*

(citado en pp. 36, 129, 133, 135)

**Georgi B, Hunkert S, Liang J y Willmann M.**

Realizing Future Trends in Diesel Engine Development.

*SAE paper 972686, 1997.*

(citado en p. 19)

**Graf G, Hrauda G y Bartsch P.**

Layout of a High Load EGR System for LD, MD and HD Truck Engines by Means of Simulation.

*SAE paper 2000-01-225, 2000.*

(citado en p. 24)

**Green RM.**

Measuring the Cylinder-to-Cylinder EGR Distribution in the Intake of a Diesel Engine During Transient Operation.

*SAE paper 2000-01-2866, 2001.*

(citado en p. 33)

**Grondin O, Stobart R, Chafouk H y Maquet J.**

Modelling the Compression Ignition Engine for Control: Review and Future Trends.

*SAE paper 2004-01-0423, 2004.*

(citado en p. 19)

**Guardiola C.**

Diseño mediante modelado y ensayos experimentales de un sistema de recirculación de gas de combustión basado en ondas de presión en un motor Diesel turboalimentado.

*Proyecto final de carrera. ETS. Ing. Ind. Universidad Politécnica de Valencia, 2000.*

(citado en p. 24)

**Guzzella L y Amstutz A.**

Control of Diesel engines.

*IEEE Control System Magazine, Vol. 8, pp. 55–71, 1998.*

(citado en pp. 36, 129)

**Haagen-Smit AJ.**

Chemistry and physiology of Los Angeles smog.

*Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 44, pp. 1342, 1952.*

(citado en pp. 16, 21)

**Hagena JR, Filipi ZS y Assanis DN.**

Transient Diesel Emissions: Analysis of Engine Operation During a Tip-In.

*SAE paper 2006-01-1151, 2006.*

(citado en p. 127)

**Hall MJ y Zuzek P.**

Fiber Optic Sensor for Time-Resolved Measurements of Exhaust Gas Recirculation in Engines.

*SAE paper 2000-01-2865, 2000.*

(citado en p. 22)

**Haller R.**

"The application of a graphic method to some dynamic problems in gases".

*Sulzer Technical Review, Vol. 1(6), pp. 6–14, 1946.*

(citado en p. 78)

**Hawley JG, Wallace FJ, Cox A, Horrocks RW y Bird GL.**

Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, Vol. 213, pp. 145–159, 1999.*

(citado en p. 20)

**Hawley JG, Wallace FJ, Cox A, Horrocks RW y Bird GL.**

Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 213, pp. 145–159, 1999. (citado en p. 37)

**He Y.**

Development and Validation of a 1D Model of a Turbocharged V6 Diesel Engine Operating Under Steady-State and Transient Conditions. *SAE paper 2005-01-3857*, 2005. (citado en p. 36)

**Hendricks E.**

The analysis of mean value engine models. *SAE paper 890563*, 1989. (citado en p. 36)

**Heywood JB.**

Internal combustion engine fundamentals. *McGraw-Hill, Inc.*, 1988. (citado en p. 19)

**Hochegger W, Hrauda G, Prenninger P y Steiz HF.**

Effects of various EGR systems on HDT-turbocharging. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science. C602/040/2002*, pp. 267–281, 2002. (citado en pp. 36, 37)

**Hohl Y, Amstutz A, Onder C, Guzzella L y Mayer A.**

Retrofit Kit to Reduce NOX and PM Emissions from Diesel Engines using a Low-Pressure EGR and a DPF-System with FBC and Throttling for Active Regeneration without Production of Secondary Emissions. *SAE paper 2008-01-0330*, 2008. (citado en p. 53)

**Hountalas DT, Benajes J, Pariotis EG y Gonzalez CA.**

Combination of high injection pressure and EGR to control nitric oxide and soot in DI diesel engines. *Proceedings of the THIESEL Congress*, 2004. (citado en p. 38)

**Hountalas DT, Mavropoulos GC y Binder KB.**

Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions. *Energy*, pág. doi:10.1016/j.energy.2007.07.002, 2007. (citado en p. 38)

**Hribernik A.**

The potential of high- and low-pressure exhaust gas recirculation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science. C602/024/2002*, pp. 375–384, 2002. (citado en p. 33)

**Idicheria CA y Pickett LM.**

Effect of EGR on diesel premixed-burn equivalence ratio. *Proceedings of the Combustion Institute*, pág. doi:10.1016/j.proci.2006.08.022, 2006. (citado en pp. 43, 158)

**Idicheria ChA y Pickett LM.**

Soot Formation in Diesel Combustion under High-EGR Conditions. *SAE paper 2005-01-3834*, 2005. (citado en p. 43)

**Çinar C, Topgül T, Civaniz M y Hasimoglu C.**

Effects of injection pressure and intake CO<sub>2</sub> concentration on performance and emission parameters of an IDI turbocharged diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 1854–1862, 2005. (citado en p. 38)

**Jacobs T, Assanis D y Filipi Z.**

The Impact of Exhaust Gas Recirculation on Performance and Emissions of a Heavy-Duty Diesel Engine.

*SAE paper 2003-01-1068*, 2003.

(citado en pp. 33, 122)

**Jenny E.**

Unidimensional transient flow with consideration of friction, heat transfer and change of section.

*Brown Boverly Review*, Vol. 37(11), pp. 447–461, 1950.

(citado en p. 78)

**Kangyao D, Ohtani M y Shimomizuki N.**

EGR simulation of a turbocharged diesel engine - EGR control using CCS and intake and exhaust manifold pulsations.

*JSAE technical paper 9540390*, 1995.

(citado en p. 24)

**Kass MD, Thomas JF, Wilson D, Lewis SA y Sarles A.**

Assessment of Corrosivity Associated With Exhaust Gas Recirculation in a Heavy-Duty Diesel Engine.

*SAE paper 2005-01-0657*, 2005.

(citado en pp. 7, 37, 143, 149)

**Kimura S, Aoki O, Kitahara Y y Aiyoshizawa E.**

Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards.

*SAE paper 2001-01-0200*, 2001.

(citado en pp. 3, 42, 157)

**Kimura S, Aoki O, Ogawa H, Murakana S y Enomoto Y.**

New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines.

*SAE paper 1999-01-3681*, 1999.

(citado en p. 42)

**Kolmanovsky I, Moraal P, van Nieuwstadt MJ y Stefanopoulou AG.**

Issues in Modelling and Control of Intake Flow in Variable Geometry Turbocharged Engines.

*Proceedings of the 18th IFIP Conference on System Modeling and Optimization, Detroit*, pp. 436–445, 1997.

(citado en pp. 4, 36, 136)

**Kolmanovsky I, Stefanopoulou AG y Powell BK.**

Improving Turbocharged Diesel Engine Operation with Turbo Power Assist System.

*IEEE International Conference on Control Applications*, pp. 454–459, 1999.

(citado en p. 21)

**Kouremenos DA, Hountalas DT y Binder KB.**

Using Advanced Injection Timing and EGR to Improve DI Diesel Engine Efficiency at Acceptable NO and Soot Levels.

*SAE paper 2001-01-0199*, 2001.

(citado en p. 38)

**Ladommatos N, Abdelhalim SM y Zhao H.**

Control of oxides of nitrogen from diesel engines using diluents while minimising the impact on particulate pollutants.

*Applied Thermal Engineering*, Vol. 18, pp. 963–980, 1998.

(citado en pp. 27, 38)

**Ladommatos N, Abdelhalim SM y Zhao H.**

Effects of exhaust gas recirculation temperature on diesel engine combustion and emissions.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 212, pp. 479–500, 1998.

(citado en pp. 27, 38)

**Ladommatos N, Abdelhalim SM y Zhao H.**

The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions.

*International Journal of Engine Research*, Vol. 1, pp. 107–126, 1999.

(citado en pp. 26, 27, 38, 42, 99, 101)

**Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu H.**

The effects of carbon dioxide in exhaust gas recirculation on diesel engine emissions.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 212, pp. 25–42, 1998.

(citado en pp. 27, 38, 39)

**Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z.**

The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 1: Effects of Reducing Inlet Charge Oxygen.

*SAE paper 961165*, 1996.

(citado en pp. 27, 30, 38)

**Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z.**

The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 2: Effects of Carbon Dioxide.

*SAE paper 961167*, 1996.

(citado en pp. 27, 38)

**Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z.**

The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 3: Effects of Water Vapour.

*SAE paper 971659*, 1997.

(citado en pp. 27, 38)

**Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z.**

The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Emissions - Part 4: Effects of Carbon Dioxide and Water Vapour.

*SAE paper 971660*, 1997.

(citado en pp. 27, 38)

**Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z.**

Effects of EGR on Heat Release in Diesel Combustion.

*SAE paper 980184*, 1998.

(citado en pp. 27, 38)

**Ladommatos N, Abdelhalim SM, Zhao H y Hu Z.**

The Effects on Diesel Combustion and Emissions of Reducing the Inlet Charge Mass due to Thermal Throttling with Hot EGR.

*SAE paper 980185*, 1998.

(citado en pp. 27, 30, 38, 99)

**Langthaler P y Del Re LR.**

Fast Predictive Oxygen Charge Control of a Diesel Engine.

*Proceedings of the 2007 American Control Conference*, pp. 4388–4393, 2007.

(citado en pp. 130, 143)

**Lapuerta M, Hernández JJ y Gimenez F.**

Evaluation of exhaust gas recirculation as a technique for reducing diesel engine NOx emissions.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 214, pp. 85–93, 2000.

(citado en p. 38)

**Lapuerta M, Salavert JM y Doménech C.**

Modelling and Experimental Study About the Effect of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Combustion and Emissions.

*SAE paper 950216*, 1995.

(citado en pp. 38, 165)

**Lax PD y Wendroff B.**

Systems of conservation laws.

*Communications on Pure and Applied Mathematics*, Vol. 15, pp. 217–237, 1960.

(citado en p. 79)

**Lee J, Nam D y Chun KM.**

Measurements and Improvements of Cylinder-to-Cylinder Variations of EGR Distribution in a DI Diesel Engine.

*Proceedings of the THIESEL Congress*, pp. 561–567, 2002.

(citado en p. 33)

**Lu XC, Chen W y Huang Z.**

A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 2. Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion.

*Fuel*, Vol. 84, pp. 1084–1092, 2005.

(citado en p. 3)

**Luján JM.**

Recirculación interna de gases de combustión en motores Diesel sobrealimentados.

*Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1998. (citado en pp. 3, 23, 27, 77)**Luján JM, Payri F, Guardiola C y Vera F.**

Modeling, Effect and Behaviour of the EGR Venturi in a Heavy-Duty Diesel Engine.

*SAE paper 2001-01-3227*, 2001.

(citado en p. 24)

**Luján JM.**

Proyecto de desarrollo y optimización de un modelo de cálculo asistido por ordenador para el grupo de sobrealimentación en motores de combustión interna alternativos.

*Proyecto final de carrera. ETS. Ing. Ind. Universidad Politécnica de Valencia*, 1993.

(citado en p. 81)

**Luján JM, Climent H, Guardiola C y García-Ortiz JV.**

A comparison of different algorithms for boost pressure control in heavy-duty turbocharged diesel engine.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 221, pp. 629–640, 2007.

(citado en p. 135)

**Luján JM, Galindo J y Serrano JR.**

Efficiency characterization of centripetal turbines under pulsating flow conditions.

*SAE paper 2001-01-0272*, 2001.

(citado en pp. 124, 126)

**Luján JM, Pla B, Moroz S y Bourgoïn G.**

Effect of Low Pressure EGR on gas exchange processes and turbocharging of a HSDI engine.

*Proceedings of the THIESEL Congress*, 2008.

(citado en p. 100)

**Luján JM, Serrano JR, Arnau FJ y Dolz V.**

Heat transfer model to calculate turbocharged HSDI Diesel engines performance.

*SAE paper 2003-01-1066*, 2003.

(citado en p. 77)

**Lundqvist U, Gudmund S y Stalhammar P.**

A Comparison Between Different EGR Systems for HD Diesel Engines and Their Effect on Performance, Fuel Consumption and Emissions.

*SAE paper 2000-01-226*, 2000.

(citado en p. 24)

**Magand S, Watel E, Castagné M, Soleri D, Grondin O, Devismes S y Moroz S.**

Optimisation of a Low NOx Emission HCCI Diesel Prototype Vehicle.

*Proceedings of the THIESEL Congress*, 2008.

(citado en p. 143)

**Maiboom A, Tauzia X y Hétet JF.**

Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine.

*Energy*, Vol. 33, pp. 22–34, 2008.

(citado en p. 38)

**Martín J.**

Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diesel de inyección directa.

*Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia*, 2007.

(citado en p. 87)

**Miller, AE Sullis S.**

Recycling Exhaust Gas for Suppressing of Knock in I.C.E.

*Proceedings of the American Petroleum Institution*, 1953.

(citado en p. 21)

**Molina SA.**

Estudio de la influencia de los parámetros de inyección y la recirculación de gases de escape sobre el proceso de combustión, las prestaciones y las emisiones de un motor diesel de 1.8 litros de cilindrada.

*Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia*, 2003.

(citado en pp. 19, 23, 29, 32, 41)

**Moos R, Reetmeyer B, Hürland A y Plog C.**

Sensor for directly determining the exhaust gas recirculation rate - EGR sensor.

*Sensors and Actuators*, Vol. 119, pp. 57–63, 2006.

(citado en p. 22)

**Moran MJ, Shapiro HN, Munson BR y DeWitt DP.**

Introduction to Thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer.

*John Wiley and Sons, Inc.*, 2003.

(citado en p. 82)

**Moroz S, Bourgoin G, Luján JM y Pla B.**

A 2.0 litre Diesel Engine with Low Pressure Exhaust Gas Recirculation and Advanced Cooling System.

*The Diesel Engine Conference, Proceedings of the SIA 2008 Conference, Rouen, France*, 2008.

(citado en pp. 67, 100, 149)

**Moroz S, Bourgoin G, Luján JM y Pla B.**

Advanced cooling systems for low pressure exhaust gas recirculation in a turbocharged Diesel passenger car engine.

*Poster Presentation, FISITA 2008 Conference, Munich, Alemania*, 2008.

(citado en pp. 67, 149)

**Muñoz M y Payri F.**

Motores de combustión interna alternativos.

*Sección de publicaciones de la ETSII - Fundación General UPM*, 1989.

(citado en pp. 20, 24)

**Narusawa K, Odaka M, Koike N y Tsukamoto Y.**

Study on Combustion Control by Changing the Intake Charge Composition of Diesel Engines.

*JSAE Review*, Vol. 13, pp. 24–29, 1992.

(citado en p. 39)

**Newhall HK.**

Control of Nitrogen Oxides By Exhaust Recirculation, a Preliminary Theoretical Study.

*SAE paper 670495*, 1967.

(citado en p. 21)

**Nikolic D e Iida N.**

Effects of intake CO<sub>2</sub> concentrations on fuel spray flame temperatures and soot formations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 221, pp. 1567–1573, 2007. (citado en p. 38)

**Ogata K.**

Sistemas de control en tiempo discreto (2<sup>a</sup> ed. *Prentice-Hall International*, 1996. (citado en p. 136)

**Olsson JA, Tunestal P, Ulfvik J y Johansson B.**

The Effect of Cooled EGR on Emissions and Performance of a Turbocharged HCCI Engine. *SAE paper 2003-01-0743*, 2003. (citado en p. 3)

**Patridge WP, Lewis SA, Ruth MJ, Muntean GG, Smith RC y Stang JH.**

Resolving EGR Distribution and Mixing. *SAE paper 2001-01-2882*, 2002. (citado en p. 33)

**Payri F, Benajes J y Chust MD.**

Programme pour l'étude assistée par ordinateur de systèmes d'admission et d'échappement de moteurs. *Entropie*, Vol. 162, pp. 17–23, 1991. (citado en p. 76)

**Payri F, Benajes J y Galindo J.**

One-dimensional fluid-dynamic model for catalytic converters in automotive engines. *SAE paper 950785*, 1995. (citado en p. 77)

**Payri F, Benajes J, Galindo J y Serrano JR.**

Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 2: wave action models for calculating the transient operation in a high speed direct injection engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 216, pp. 479–493, 2002. (citado en pp. 77, 87)

**Payri F, Benajes J y Reyes M.**

Modelling of supercharger turbines in internal-combustion engines. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 38, pp. 835–869, 1996. (citado en p. 81)

**Payri F, Corberán JM y Boada F.**

Modifications to the method of characteristics for the analysis of the gas exchange process in internal combustion engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 200, pp. 259–266, 1986. (citado en p. 76)

**Payri F, Corberán JM y Tinaut F.**

Solución a la condición de contorno de la unión cilindro-conducto de los MCIA. *Anales de Ingeniería Mecánica*, Vol. 2(1), pp. 393–398, 1984. (citado en p. 76)

**Payri F, Desantes JM y Corberán JM.**

A quasi-steady model on gas exchange process, some results. *Proceedings of the Motor Sympo '88*, 1984. (citado en p. 76)

**Payri F, Luján JM, Guardiola C y Lapuente GS.**

Experimental evaluation of the impact of VGT control malfunction on pollutant emissions. *Proceedings of the E-COSM - Rencontres Scientifiques de l'IFP, 2-4 Octobre, Institute Français du Pétrole, Rueil-Malmaison, France*, 2006. (citado en p. 55)

**Payri F, Reyes E y Galindo J.**

Analysis and modelling of the fluid-dynamic effects in branched exhaust junctions of ICE.  
*Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - ASME Transactions*, Vol. 123, pp. 197–203, 2001. (citado en p. 77)

**Payri F, Reyes E y Serrano JR.**

A model for load transient of turbocharged Diesel engines.  
*SAE paper 1999-01-0225*, 1999. (citado en p. 77)

**Peng H, Cui Y, Shi L y Deng K.**

Improve Combustion During Cold Start of DI Diesel Engine by EGR Under Normal Ambient Temperature.  
*SAE paper 2008-01-1084*, 2008. (citado en p. 25)

**Pierpont DA, Montgomery DT y Reitz RD.**

Reducing Particulate and NO<sub>x</sub> Using Multiple Injections and EGR in a D.I. Diesel.  
*SAE paper 950217*, 1995. (citado en p. 38)

**Requejo I.**

Contribución al modelado de los grupos de turbosobrealimentación de los motores de combustión interna alternativos.  
*Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Cataluña*, 1986. (citado en p. 80)

**Reyes M.**

Contribución al modelado del proceso de transferencia de calor en colectores de escape de motores alternativos.  
*Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1993. (citado en p. 76)

**Richtmayer RD y Morton KW.**

Difference methods for initial-value problems.  
*Intersciencia*, 1967. (citado en p. 79)

**Riemann B.**

Über die Fortpflanzung ebener Luftwellen von endlicher Schwingungsweite.  
*Abhandlungen der Königlich Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen*, Vol. 8(Math.), pp. 43–65, 1860. (citado en p. 78)

**Rossiter JA.**

Model-Based Predictive Control.  
*CRC Press*, 2003. (citado en p. 141)

**Satoh K, Zhang L, Hatanaka H, Takatsuki T y Yokota K.**

Relationship between NO<sub>x</sub> and SM emissions from DI diesel engine with EGR.  
*JSAE Review*, Vol. 18, pp. 369–375, 1997. (citado en p. 38)

**Schindler KP.**

Why Do We Need the Diesel?  
*SAE paper 972684*, 1997. (citado en p. 2)

**Serrano JR.**

Análisis y modelado del transitorio de carga en MEC turboalimentados.  
*Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 1999. (citado en pp. 77, 129)

**Shaver GM, Roelle MJ y Gerdes JC.**

Modeling cycle-to-cycle dynamics and mode transition in HCCI engines with variable valve actuation.  
*Control Engineering Practice*, Vol. 14, pp. 213–222, 2006. (citado en p. 23)

**Shi L, Cui Y, Deng K, Peng H y Chen Y.**

Study of low emission homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine using combined internal and external exhaust gas recirculation (EGR).

*Energy*, Vol. 31, pp. 2665–2676, 2006.

(citado en p. 23)

**Shost M, Noetzel M, Wu MC, Sugiarto T, Bordewyk T, Fulks G y Fisher GB.**

Monitoring, Feedback and Control of Urea SCR Dosing Systems for NO<sub>x</sub> Reduction: Utilizing an Embedded Model and Ammonia Sensing.

*SAE paper 2008-01-1325*, 2008.

(citado en p. 2)

**Siebers D, Higgings B y Pickett L.**

Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects.

*SAE paper 2002-01-0890*, 2002.

(citado en p. 43)

**Siewert RM, Krieger RB, Huebler MS, Baruah PC, Khalighi B y Wesslau M.**

Modifying an Intake Manifold to Improve Cylinder-to-Cylinder EGR Distribution in a DI Diesel Engine Using Combined CFD and Engine Experiments.

*SAE paper 2001-01-3685*, 2001.

(citado en p. 33)

**Stefanopoulou AG, Kolmanovsky I y Freudenberg JS.**

Control of Variable Geometry Turbocharged Diesel Engines for Reduced Emissions.

*IEEE Transactions On Control Systems Technology*, Vol. 8, pp. 733–745, 1999.

(citado en p. 36)

**Steve A.**

Turbocharging Technologies to Meet Critical Performance Demands of Ultra-Low Emissions Diesel Engines.

*SAE paper 2004-01-1359*, 2004.

(citado en pp. 21, 25)

**Sun J, Kolmanovsky I, Cook JA y Buckland JA.**

Modeling and Control of Automotive Powertrain Systems: A Tutorial.

*American Control Conference*, pp. 3271–3283, 2005.

(citado en p. 36)

**Sweby PK.**

High resolution schemes using flux limiters for hyperbolic conservation laws.

*SIAM Journal Numerical Analysis*, Vol. 21, pp. 995–1011, 1984.

(citado en p. 79)

**Szengel R, Middendorf H, Pott E, Theobald J, Etzrodt T y Krebs R.**

The TSI with 88kW - the expansion of the Volkswagen family of fuel-efficient gasoline engines.

*28 Internationaler Wiener Motorensymposium, Vienna, Austria*, 2007.

(citado en p. 58)

**Takakura T, Ishikawa Y e Ito K.**

The Wear Mechanism of Piston Rings and Cylinder Liners Under Cooled-EGR Condition and the Development of Surface Treatment Technology for Effective Wear Reduction.

*SAE paper 2005-01-1655*, 2005.

(citado en p. 143)

**Takiwaza M, Uno T, Que T y Yura T.**

A study of gas exchange process simulation of an automotive multi-cylinder internal combustion engine.

*SAE paper 820410*, 1982.

(citado en p. 79)

**Tiseira AO.**

Caracterización experimental y modelado de bombeo en compresores centrífugos de sobrealimentación.

*Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2007.

(citado en pp. 81, 125)

**van Nieuwstadt M.**

Coordinated Control of EGR Valve and Intake Throttle for Better Fuel Economy in Diesel Engines.

*SAE paper 2003-01-0362*, 2003.

(citado en p. 24)

**van Nieuwstadt MJ, Kolmanovsky IV, Moraal PE, Stefanopoulou A y Jankovic M.**

EGR-VGT control schemes: experimental comparison for a high-speed Diesel engine.

*IEEE Control Systems Magazine*, Vol. 20, pp. 63–79, 2000. (citado en pp. 55, 129, 143)

**Vera F.**

Modelado unidimensional y tridimensional del proceso de mezcla de un motor de gas multipunto.

*Proyecto final de carrera. ETS. Ing. Ind. Universidad Politécnica de Valencia*, 1999.

(citado en p. 77)

**Vera F.**

Efecto de la recirculación del gas de escape en el proceso de la renovación de la carga en motores turbosobrealimentados.

*Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia*, 2004.

(citado en pp. 4, 27, 33, 60, 117)

**Verbeek R, van Aken M y Verkiel M.**

DAF Euro-4 heavy duty diesel engine with TNO EGR system and CRT particulates filter.

*SAE paper 2001-01-1947*, 2001.

(citado en p. 38)

**Wagner RM, Green Jr. JB, Dam TQ, Edwards KD y Storey JM.**

Simultaneous Low Engine-Out NO<sub>x</sub> and Particulate Matter with Highly Diluted Diesel Combustion.

*SAE paper 2003-01-0262*, 2003.

(citado en pp. 38, 42)

**Wahlström J.**

Control of EGR and VGT for emission control and pumping work minimization in diesel engines.

*Tesis doctoral. Linköpings universitet*, 2006.

(citado en pp. 33, 136)

**Watson N y Janota MS.**

Turbocharging the internal combustion engine.

*Macmillan Publishers*, 1982.

(citado en p. 81)

**Wijetunge RS, Brace CJ, Hawley JG, Vaughan ND, Horrocks RW y Bird GL.**

Dynamic Behaviour of a High Speed Direct Injection Diesel Engine.

*SAE paper 1999-01-0829*, 1999.

(citado en p. 37)

**Wijetunge RS, Hawley JG y Vaughan ND.**

An exhaust pressure control strategy for a diesel engine.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 218, pp. 449–464, 2004.

(citado en p. 37)

**William J, Dupont A, Bazile R y Marchal M.**

Study of Geometrical Parameter Influence on Air/EGR Mixing.

*SAE paper 2003-01-1796*, 2003.

(citado en p. 33)

**Zeldovich YB.**

The oxidation of nitrogen in combustion explosions.

*Acta Physicochimica USSR*, Vol. 21, pp. 577–628, 1946.

(citado en pp. 16, 41)

**Zelenka P, Aufinger H, Renzek W y Wolfgan C.**

Cooled EGR - a key technology for future efficient HD Diesel.  
*SAE paper 980190*, 1998.

(citado en p. 37)

**Zhang R, Charles F, Ewing D, Chang JS y Cotton JS.**

Effect of Diesel Deposition on the Performance of Exhaust Gas Recirculation Cooling Devices.

*SAE paper 2004-01-0122*, 2004.

(citado en p. 143)

**Zhao H, Hu J y Ladommatos N.**

In-cylinder studies of the effects of CO<sub>2</sub> in exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions.

*Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, Vol. 214, pp. 405–419, 2000.

(citado en pp. 27, 38)

**Zhao H, Lowry G y Ladommatos N.**

Time-Resolved Measurements and Analysis of In-Cylinder Gases and Particulates in Compression-Ignition Engines.

*SAE paper 961168*, 1996.

(citado en pp. 27, 38)

**Zheng M, Reader GT y Hawley JG.**

Diesel engine exhaust gas recirculation - a review on advanced and novel concepts.

*Energy Conversion and Management*, Vol. 45, pp. 883–900, 2004.

(citado en p. 3)