

TESIS DOCTORAL

EFFECTO DE LA RECIRCULACIÓN DEL GAS DE
ESCAPE EN EL PROCESO DE LA RENOVACIÓN DE
LA CARGA EN MOTORES
TURBO-SOBREALIMENTADOS

presentada por

FRANCISCO VERA GARCÍA

en el

DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES
TÉRMICOS de la UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE
VALENCIA

Para la obtención del grado de

DOCTOR POR LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE
VALENCIA

Valencia, 15 de Marzo de 2004

TESIS DOCTORAL

EFECTO DE LA RECIRCULACIÓN DEL GAS DE ESCAPE EN EL PROCESO DE LA RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTORES TURBO-SOBREALIMENTADOS

Realizada por: D. Francisco Vera García

Dirigida por: Dr. D. José Manuel Luján Martínez

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. Francisco Payri González

Secretario: Dr. D. José Galindo Lucas

Vocales: Dr. D. Magín Lapuerta Amigo

Dr. D. Ramón Carreras Planells

Dr. D. Pedro Acisclo Rodríguez Aumente

Vocales suplentes:

Dr. D. Juan José Hernández Adrover

Dr. D. Andrés Melgar Bachiller

Valencia, 15 de Marzo de 2004

*a los que me quieren,
por la energía recibida*

Agradecimientos

En primer lugar, quisiera agradecer el generoso apoyo y las valiosas aportaciones de José Manuel Luján, director de la tesis, de quien tanto he aprendido a lo largo de estos años. Su capacidad de análisis, su pragmatismo, sus profundos conocimientos y su capacidad para transmitirlos, han sido constantes en el desarrollo de la presente tesis.

Agradezco a la dirección del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia los medios técnicos y las herramientas puestas a disposición, sin los cuales hubiera sido imposible esta investigación.

Quisiera agradecer a todas las personas que integran el grupo CMT pero, como es natural, han sido los más cercanos los que han contribuido de forma directa o indirecta en las distintas etapas de la presente tesis: *Galindo, Héctor, Litos, Joserra, Paco, Carmen, Vicente, Andrés, Helena, José Manuel, Xemari, Antonio, Moises, Fenollo, Javidom, Sandro, Sebastien, Joselín*, etc. En especial, a *Jose Vi* por su compañía a lo largo de casi tres años. No quiero olvidar agradecer a *Leo* la revisión final del documento, sin duda, sus correcciones y sus diferentes puntos de vista han contribuido a mejorar esta tesis. Gracias a todos por todo.

Debo dar las gracias al competente personal de las instalaciones experimentales, cuyo trabajo y buen hacer ha contribuido de forma directa al desarrollo experimental de la tesis. En particular, a *Miquel* por su profesionalidad demostrada en el manejo del Banco Motor, sin olvidar a *Miguel, Toni, Fito*, etc. A todos, gracias por hacer realidad esos “extraños” experimentos.

La lista de amigos, colegas o profesionales de diferentes ramos que durante años han aportado, de una forma u otra, apoyos, información o sugerencias para que me haya sentido capaz de dar forma a esta tesis, es imposible de confeccionar. Espero que, como agradecimiento, todos la sientan un poco suya.

A título personal, le quiero agradecer a *Sofía* por saber endulzar esos momentos amargos por los que esta tesis nos ha hecho pasar.

Por último y más importante le quiero agradecer a Rosa, mi madre, por ser el mejor ejemplo a seguir.

“En resumen, y a pesar de todo, he logrado lo que me había propuesto. Y no se crea que el esfuerzo no valía la pena. Por lo demás, no es la opinión de los hombres lo que interesa; yo sólo quiero difundir conocimientos, sólo estoy informando. También a ustedes, excelentísimos señores académicos, me he limitado a informarles.”

Franz Kafka
Informe para una Academia.

Resumen

La recirculación de los gases de escape (*EGR*) introduce diferentes efectos sobre las prestaciones del motor debido a su influencia sobre los procesos de combustión y renovación de la carga del mismo. Los trabajos realizados en esta tesis doctoral se plantearon con el objetivo de profundizar en el conocimiento de los efectos que introduce la recirculación de los gases de escape en el proceso de renovación de la carga de un motor Diesel turbo-sobrealimentado.

La metodología utilizada ha sido la combinación adecuada de resultados experimentales y modelados del motor sujeto a estudio. Se han diseñado una serie de experimentos que permiten separar los efectos del EGR sobre el proceso de renovación de la carga, evitando y aislando el efecto que el EGR ejerce sobre la combustión.

Del análisis de los resultados obtenidos se desprende, por un lado, la influencia que tiene la estrategia de EGR utilizada y los elementos que introducen dicha estrategia sobre las prestaciones del motor, y por otro lado, la influencia que ejerce el EGR sobre la sobrealimentación y sobre el proceso de renovación de la carga.

Resum

La recirculació dels gasos d'escapament (*EGR*) introdueix diferents efectes sobre les prestacions del motor degut a la seua influència sobre els processos de combustió i renovació de la càrrega del mateix. Els treballs realitzats en aquesta tesi doctoral es plantejaren amb l'objectiu d'aprofundir en el coneixement dels efectes que introdueix la recirculació dels gasos d'escapament en el procés de renovació de la càrrega d'un motor Diesel turbo-sobrealimentat.

La metodologia utilitzada ha segut la combinació adequada de resultats experimentals i modelats del motor estudiat. S'han dissenyat una sèrie d'experiments que permeteixen separar els efectes de l'EGR sobre el procés de renovació de la càrrega, evitant i aïllant l'efecte que l'EGR exerceix sobre la combustió.

De l'anàlisi dels resultats obtinguts es desprén, per una banda, la influència que té l'estratègia d'EGR utilitzada i els elements que introdueix dita estratègia sobre les prestacions del motor, i d'altra banda, la influència que exerceix l'EGR sobre la sobrealimentació i sobre el procés de renovació de la càrrega.

Abstract

Exhaust Gas Recirculation (*EGR*) incorporates different effects on the engine performances due to its influence on combustion and exchange processes. The works developed in this PhD thesis focused in the knowledge of the effects that introduces the recirculation of exhaust gases in the process of exchange in a turbocharged Diesel engine.

The used methodology has been the suitable combination of experimental and modelled results from the specific studied engine. A series of experiments has been designed that allow to separate the effects of the EGR on the process of exchange, avoiding and isolating the EGR influence on the combustion.

The analysis of the obtained results allows the investigation, on the one hand, of the influence of each specific EGR strategy and its related elements introduce on the engine performances, and on the other hand, of the EGR influence on the turbocharging and the exchange process.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Marco de la presente investigación	3
1.2. Planteamiento y justificación de la investigación	4
1.3. Objetivos	7
1.4. Metodología	9
1.5. Resumen	10
Bibliografía	12
2. Emisión de contaminantes y el EGR como solución	15
2.1. Introducción al problema medioambiental. Emisión de contaminantes	17
2.1.1. Fuentes de emisión en un vehículo	18
2.2. Aspectos legislativos de las emisiones contaminantes	19
2.3. Soluciones tecnológicas a la emisión de contaminantes	23
2.4. Recirculación de los gases de escape	26
2.4.1. Efecto del EGR sobre la emisión de contaminantes	27
2.4.2. Clasificación de los sistemas de EGR	29
2.4.2.1. EGR interno	31
2.4.2.2. EGR externo	34
2.5. Resumen	36
Bibliografía	37

3. Análisis preliminar del efecto del EGR externo en el motor	45
3.1. Introducción. Planteamiento del problema	47
3.2. Definiciones asociadas al uso de EGR	50
3.3. Descripción del motor sujeto a estudio	53
3.3.1. Obtención del EGR interno del motor debido a los reflujos	54
3.4. Análisis del efecto global de las diferentes estrategias de EGR .	57
3.4.1. EGR de alta presión	59
3.4.2. Selección del turbo-grupo adecuado para realizar EGR .	60
3.4.3. Estrategias de compensación de presiones	61
3.4.3.1. Estrangulamiento del colector de admisión . .	62
3.4.3.2. Estrangulamiento del colector de escape	63
3.4.3.3. Sistema de compensación de presiones P2A-P3	64
3.4.4. Estrategias de aprovechamiento de los pulsos de escape del motor	66
3.4.4.1. Sistema de válvula rotativa en el circuito de EGR	67
3.4.4.2. Sistemas de láminas en el circuito de EGR . .	69
3.4.5. Estrategias de aprovechamiento del efecto venturi	72
3.4.5.1. Influencia del venturi de EGR en las pérdidas energéticas globales en el motor	74
3.5. Procesos sobre los que influye la recirculación de los gases de escape	76
3.5.1. Combustión con gases recirculados del escape	77
3.5.2. Renovación de la carga con EGR	80
3.5.3. Sobrealimentación con EGR	84
3.6. Resumen	85
3.7. Anexos	87
3.7.1. Anexo A: Evaluación del error cometido en el cálculo del %EGR	87
3.7.2. Anexo B: Ecuación de dosado con recirculación del gas de escape.	91

3.7.3. Anexo C: Resultados relevantes del modelado preliminar de las diferentes estrategias para la obtención de EGR	93
Bibliografía	99
4. Modelado del EGR en un motor	105
4.1. Introducción. Modelos aplicables al estudio	107
4.1.1. Modelos de llenado y vaciado	110
4.1.1.1. Ecuaciones generales	111
4.1.2. Modelo de acción de ondas	113
4.1.2.1. Método de Lax–Wendroff	115
4.1.3. Cálculo de las condiciones de contorno. Método de las características	116
4.1.3.1. Cálculo del flujo en uniones	120
4.2. Modelado del motor sujeto a estudio	122
4.2.1. Modelado del motor de referencia	122
4.2.2. Modelado de la ley de combustión	126
4.2.3. Modelado del motor con circuito de EGR	128
4.2.3.1. Modelado de la estrategia de compensación de presiones P2A-P3 y diseño de elementos	129
4.2.3.2. Modelado de las estrategias de aprovechamiento de los pulsos de presión y diseño de elementos	131
4.3. Modelos necesarios para el estudio del EGR en un motor	135
4.3.1. Cálculo y distribución de los gases quemados en el motor	136
4.3.1.1. Generación de gases quemados en el motor	139
4.3.2. Modelado de los elementos necesarios para la producción de EGR	140
4.3.3. Modelado del venturi de EGR	142
4.3.3.1. Cálculo de las pérdidas en la presión de sobrealimentación debidas al venturi	146
4.3.3.2. Modelado del comportamiento dinámico del venturi	147
4.4. Resumen	148
Bibliografía	149

5. Realización de los ensayos experimentales	155
5.1. Introducción. Justificación de los ensayos necesarios para el estudio	157
5.2. Descripción de las instalaciones experimentales	160
5.2.1. Banco de flujo estacionario	160
5.2.2. Banco de impulsos	162
5.2.3. Banco motor	166
5.3. Ensayo de los elementos necesarios para la producción de EGR	173
5.3.1. Caracterización del venturi de EGR	174
5.3.1.1. Caracterización del venturi con flujo continuo en Banco de Flujo	175
5.3.1.2. Caracterización del venturi con flujo pulsante en Banco Motor	179
5.3.1.3. Respuesta del venturi ante pulsos normalizados en Banco de Impulsos	180
5.3.1.4. Respuesta del venturi ante pulsos de escape en Banco Motor	183
5.3.2. Caracterización de los enfriadores de EGR	185
5.3.3. Caracterización de las válvulas anti-retorno de EGR	186
5.3.4. Caracterización de la válvula rotativa para la producción de EGR	187
5.4. Ensayo de las estrategias de EGR	188
5.4.1. Ensayo de la estrategia de compensación de presiones P2A-P3	189
5.4.2. Ensayo del circuito de EGR con válvula rotativa	191
5.4.3. Ensayo del circuito de EGR con válvulas anti-retorno	194
5.5. Ensayos para la caracterización del EGR	196
5.5.1. Ensayos del motor de referencia	200
5.5.2. Ensayos del motor sometido a EGR	201
5.5.3. Ensayos de caracterización del EGR sobre la renovación de la carga del motor	203
5.6. Resumen	209

5.7. Anexos	213
5.7.1. Anexo A: Resultados de la caracterización del venturi de EGR	213
5.7.1.1. Resultados del coeficiente de pérdidas de presión del venturi de EGR	213
5.7.1.2. Resultados de la respuesta dinámica del venturi de EGR	215
5.7.2. Anexo B: Resultados de los ensayos de caracterización de los elementos necesarios para la obtención de EGR	227
5.7.2.1. Resultados de la caracterización de las válvulas anti-retorno del circuito de EGR	227
Bibliografía	229
6. Análisis energético de un motor sometido a EGR	233
6.1. Introducción	235
6.2. Flujo energético en un motor con diferentes estrategias de EGR	236
6.2.1. Disponibilidad energética de los gases en el interior del motor	237
6.2.2. Diagramas de disponibilidad energética en el motor	239
6.3. Análisis comparativo de los ensayos de caracterización del EGR	244
6.3.1. Influencia de la estrategia de EGR	247
6.3.2. Influencia del EGR en el proceso de renovación de la carga	250
6.3.3. Influencia del EGR en la sobrealimentación	254
6.4. Cuantificación de la influencia del EGR	257
6.4.1. Análisis estadístico de los resultados experimentales	258
6.4.1.1. Identificación de variables representativas	258
6.4.1.2. Correlaciones obtenidas	260
6.5. Resumen	267
Bibliografía	269

7. Conclusiones y desarrollos futuros	271
7.1. Introducción	273
7.2. Conclusiones	274
7.3. Desarrollos futuros	277
Bibliografía	278

Tabla de símbolos

Latinos

a	Velocidad del sonido
a_A	Nivel de entropía
A	Velocidad del sonido adimensionalizada
A_A	Nivel de entropía adimensionalizado
c, c_i	Velocidad del fluido, velocidad del fluido en el punto “i”
C	Velocidad del fluido adimensionalizada
C_d	Coefficiente de descarga
c_p	Calor específico a presión constante
c_v	Calor específico a volumen constante
d	Diámetro
f	Coefficiente de fricción o coeficiente de Froude
F	Sección transversal de un conducto
G	Cantidad de movimiento trasferida a las paredes de un conducto por efecto de la fricción
H, h, h_i	Entalpía absoluta, entalpía específica, entalpía específica en un punto genérico “i”
K	Coefficiente de pérdida de presión
M_i	Factor de forma de la ley de Wiebe, Número de Mach
m, dm, dm_i	Masa, derivada de la masa, derivada de la masa en el punto “i”
\dot{m}, \dot{m}_i	Gasto másico, gasto másico en un punto genérico “i”
n	Régimen de giro del motor
n_i	Número de moles de la sustancia “i”
p, p_i	Presión estática, presión en el punto “i”
Q, q, \dot{q}	Calor, energía calorífica específica, potencia calorífica o flujo de calor por unidad de tiempo

Latinos

R	Constante de los gases
s	Carrera del pistón
t, dt	Tiempo, derivada del tiempo, intervalo temporal infinitesimal
T, T_i	Temperatura, Temperatura en un punto genérico "i"
u, u_i	Energía interna específica, energía interna de un fluido en un punto genérico "i"
v	Volumen específico
V	Volumen
W	Trabajo

Griegos

α_i	Ángulo de giro del cigüeñal
β, β_i	Variable de Riemann, Factor de ponderación de la ley de Wiebe
Δ	Delta, incremento
Γ	Término fuente de quemados
γ	Coefficiente adiabático
K	Coefficiente de proporcionalidad
κ	Conductividad
λ	Variable de Riemann
ρ	Densidad
τ	Esfuerzo cortante

Subíndices y superíndices

+	Componente progresiva
-	Componente regresiva
1, 2, 3	Puntos de medida
ADM	Admisión
ATM	Atmósfera

Subíndices y superíndices

<i>c</i>	Volumen de control
<i>cc</i>	Cortocircuito, corcocircuitado
<i>cil</i>	Cilindro
<i>COM</i>	Compresor
<i>e</i>	Entrante
<i>efe</i>	Efectivo/a
<i>EGR</i>	Gases de Escape Recirculados (<i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
<i>ens</i>	Ensayado
<i>ESC</i>	Escape
<i>est</i>	Estequiométrico
<i>f</i>	Fuel
<i>garg</i>	Garganta del venturi
<i>i</i>	Punto genérico
<i>INY</i>	Inyección
<i>isen</i>	Isentrópico
<i>lam</i>	Lámina
<i>n</i>	Neto
<i>que</i>	Quemados
<i>R</i>	relativo
<i>ref</i>	Condiciones de referencia
<i>s</i>	Saliente
<i>vent</i>	Venturi

Siglas

0D	Cero dimensional
1D	Unidimensional
2D	Bidimensional
3D	Tridimensional
4T	Cuatro Tiempos
BP	Presión de Sobrealimentación (<i>Boost Pressure</i>)
CFD	Código de cálculo de Mecánica de Fluidos (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
CO	Monóxido de Carbono

Siglas

CO ₂	Dióxido de Carbono
DI	Inyección Directa (<i>Direct Injection</i>)
dFQL	Derivada de la Fracción de Calor Liberado
ECE	Comisión Europea para Emisiones Contaminantes (<i>European Commission for Emissions</i>)
EP	Presión en el colector de Escape (<i>Exhaust Pressure</i>)
EURO 1	Normativa Anticontaminante Europea para Vehículos Industriales aplicable desde 1992
EURO 2	Normativa Anticontaminante Europea para Vehículos Industriales aplicable desde 1996
EURO 3	Normativa Anticontaminante Europea para Vehículos Industriales aplicable desde 2000
EURO 4	Normativa Anticontaminante Europea para Vehículos Industriales aplicable en 2005
EURO 5	Normativa Anticontaminante Europea para Vehículos Industriales aplicable en 2008
EGR	Gases de Escape Recirculados (<i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
EVAC	Equipo Versátil de Adquisición y Control
FQL	Fracción de Calor Liberado
HDDI	Motores Diesel de Transporte Pesado (<i>Heavy Duty Diesel Engines</i>)
HSDI	Motor rápido de inyección directa (<i>High Speed Direct Injection</i>)
IDI	Inyección Indirecta (<i>In-Direct Injection</i>)
MED	Modelo de Especies Desacoplado
MCIA	Motor de Combustión Interna Alternativo
NO	Óxido Nítrico
NO ₂	Dióxido de Nitrógeno
NO _x	Óxidos de Nitrógeno
NIT	Potencia Isoentrópica de Turbina
O ₂	Oxígeno molecular
PM	Peso molecular
PMB	Presión Media de Bombeo
PME	Presión Media Efectiva
PMI	Punto Muerto Inferior
PMN	Presión Media Neta

Siglas

PMS	Punto Muerto Superior
SOI	Ángulo de inicio de la inyección (<i>Start Of Injection</i>)
TEGR	Tasa de gases de escape recirculados
THC	Hidrocarburos sin quemar
TGV	Turbina de Geometría Variable
TIT	Trabajo Isoentrópico de Turbina
WAM	Modelo de Acción de Ondas (<i>Wave Action Model</i>)

Capítulo 1

Introducción

Índice General

1.1. Marco de la presente investigación	3
1.2. Planteamiento y justificación de la investigación . .	4
1.3. Objetivos	7
1.4. Metodología	9
1.5. Resumen	10
Bibliografía	12

Capítulo 1

Introducción

1.1. Marco de la presente investigación

El vehículo automóvil está teniendo hoy en día un protagonismo importante en la vida de los seres humanos. Esta máquina surge como solución a las necesidades crecientes de movilidad y transporte que la sociedad demanda para su prosperidad.

El crecimiento sostenido del uso y la producción de motores de combustión conlleva un preocupante aumento de las emisiones de contaminantes a la atmósfera de nuestro planeta, así como un agotamiento de los combustibles fósiles. Por esta razón, la sociedad demanda en la actualidad no sólo un crecimiento sostenido, sino también sostenible de esta clase de motores. La presión social ha llevado a las autoridades a la creación de normativas cada vez más restrictivas en cuanto a las emisiones contaminantes.

Por otro lado, la sociedad demanda motores con mayor potencia y menor consumo, lo que ha derivado en un incremento en la demanda de motores de combustión de encendido por compresión, o más comúnmente conocidos como, *Motores Diesel*.

El motor Diesel presenta hoy en día una gama de utilización muy extensa, desde motores de automóvil y transporte pesado por carretera, pasando por motores para tracción ferroviaria y aplicaciones industriales, culminando en los grandes motores para propulsión marina.

Debido a su mejor rendimiento y alta aplicabilidad, los motores Diesel están teniendo en estos últimos años un alto protagonismo, duplicándose su utilización en pocos años. Con el propósito de reducir emisiones contaminantes, la normativa que rige esta clase de motores es cada vez más restrictiva. Los fabricantes e investigadores se han hecho eco de este cambio en el entorno de los motores Diesel, y se puede afirmar que nos encontramos ante un cambio drástico en el diseño y la concepción de esta clase de motores.

Los motivos para que se esté dando esta situación se encuentran sustancialmente ligados a los aspectos anteriormente comentados, los cuales aquí se enumeran:

- La legislación, normativa vigente y futura relacionada con los motores de combustión [1].
- Los avances técnicos unidos a las nuevas técnicas experimentales y teóricas [2, 3].
- Los requerimientos y demandas de los usuarios de este tipo de motores son cada vez más exigentes.

Estas restricciones pueden ser cumplidas gracias a los nuevos avances tanto del conocimiento como tecnológicos, que tanto la industria como la sociedad están acostumbradas a asimilar y utilizar. Una de las técnicas más utilizada por los fabricantes de motores Diesel para la reducción de las emisiones de óxidos de nitrógeno, el denominado EGR (del inglés *Exhaust Gas Recirculation*). Este trabajo se centra en los efectos e implicaciones de la utilización de la técnica de EGR sobre motores Diesel.

1.2. Planteamiento y justificación de la investigación

El hombre, ante el conocimiento del universo que habita y que pretende dominar, es infinitamente ignorante. Pero, como numerosos investigadores van alcanzando objetivos aunque sean muy modestos, la comunidad científica en su conjunto avanza en el conocimiento, si bien lentamente, de forma espectacular [4].

El presente trabajo se plantea como uno de esos pequeños y modestos avances para la comunidad científica en busca de un conocimiento, más concretamente del conocimiento del funcionamiento de los motores Diesel.

Para la justificación del presente trabajo científico, se hace necesario la formalización del problema al cual se enfrenta el autor de la presente tesis. La formalización del problema queda reflejada en el título del presente estudio, “*Efecto de la recirculación del gas de escape en el proceso de la renovación de la carga en motores turbo-sobrealimentados*”. Es necesario enfatizar que el presente trabajo investiga la influencia del EGR en el proceso de renovación de la carga, intentando aislar este proceso en la medida de lo posible. Por lo tanto, se ha tratado evitar la interferencia que tiene el EGR sobre otros procesos del motor, como p.e. sobre el proceso de la combustión, o sobre la formación de contaminantes. Estas influencias han sido extensamente estudiadas tal y como muestra la bibliografía relacionada [5–10].

Para obtener respuesta a este problema se ha seguido un método inductivo–deductivo, siguiendo el sistema: hipótesis, experimentación, comprobación o corrección de las hipótesis y por último correlación de los resultados con parámetros medibles.

El planteamiento de hipótesis razonables, en busca de los fenómenos que rigen el comportamiento de los motores, y su posterior contraste con resultados experimentales es un método eficaz y ampliamente utilizado por la comunidad científica. Para que el proceso de renovación de la carga se realice correctamente en un motor sobrealimentado entran en juego varios sistemas y sub–sistemas del motor. Se pueden nombrar desde sistemas tan importantes como el sistema de turboalimentación hasta el sub–sistema del colector de admisión constituido por las pipas de admisión del motor. En principio el EGR puede influir sobre todos estos sistemas. Además el propio sistema de EGR introduce otros elementos, los cuales pueden a su vez afectar a sistemas propios del motor. Por lo tanto, para el correcto planteamiento del problema se hace necesario el enunciado y comprobación de varias hipótesis.

La tabla 1.1 enumera los diferentes sistemas del proceso de renovación de la carga de un motor sobre los cuales se va a estudiar el efecto del EGR, distinguiéndose si constituye una influencia directa o indirecta. En dicha tabla se incluye el sistema de EGR debido a que en el momento que se introduce en el motor forma parte del sistema de renovación de la carga de éste.

Una exhaustiva revisión bibliográfica sobre el tema sujeto a estudio y la correcta observación de los fenómenos que se estudian pueden llevar al planteamiento de una serie de premisas sobre la influencia que tiene la recirculación de los gases de escape sobre el motor durante el proceso de renovación de la

Sistema del motor:	Efecto del EGR
Colector de escape	Si, Directamente
Turbina del turbogrupo	Si, Indirectamente
Silenciador y resto del sistema de escape	No
Colector de admisión	Si, Directamente
Intercooler	No
Compresor del turbogrupo	Si, Indirectamente
Sistema de EGR	Si, Directamente
Elementos del sistema de EGR	Si, Directamente

Tabla 1.1: *Sistemas de la renovación de la carga del motor sobre los cuales el EGR tiene efecto.*

carga y, por lo tanto, sobre los diferentes elementos que participan en este proceso en un motor turbo-alimentado. Una vez han sido planteadas las premisas de partida, del tipo, “*El EGR influye en un determinado porcentaje sobre el rendimiento de la turbina*”, o p.e., “*El EGR reduce el rendimiento volumétrico en un determinado porcentaje*”, o, “*La disponibilidad de la energía en el escape se reduce por la inclusión de un sistema de EGR*”, o bien, “*El EGR hace necesario un redimensionamiento de los colectores para conseguir una sintonización aceptable*”, etc. y siguiendo con el método científico, se han de diseñar experimentos específicos y realizar ensayos que proporcionen resultados que constaten o desmientan las hipótesis planteadas con anterioridad.

Para el correcto diseño de los experimentos necesarios, es importante la definición de las variables indicadoras más adecuadas para cada uno de los experimentos. Por ejemplo, para obtener la influencia sobre el colector de escape una variable apropiada podría ser la presión de escape, o la disponibilidad energética en la turbina [11], o bien, para obtener la influencia sobre el colector de admisión podría ser la presión de admisión, o el rendimiento volumétrico. Todas estas variables se irán definiendo conforme se presenten cada uno de los experimentos realizados.

Para la obtención de determinadas variables, difícilmente medibles en motor, se ha utilizado un modelo informático ampliamente contrastado en otros estudios relacionados con los fenómenos termo-fluidodinámicos que tienen lugar en el proceso de renovación de la carga [6, 11–14]. Las ventajas de la utilización de un modelo adaptado a las necesidades de este estudio se explicarán detenidamente en el Capítulo 4. El modelado proporciona además la posibilidad de obtener simulaciones específicas del motor, las cuales son difícilmente realizables en laboratorio.

Los resultados de los experimentos, correctamente diseñados y realizados, deben proporcionar la información necesaria para la comprobación de la veracidad o falsedad de las hipótesis o premisas iniciales planteadas.

Una vez se han comprobado las hipótesis, el siguiente paso es el análisis de los resultados observados, lo que llamaremos método correlacional y observacional. La correlación de las variables medidas, variables indicadoras y causantes de los de los fenómenos sujetos a estudio, puede dar lugar a la creación de nuevas hipótesis de comportamiento. Por último, la combinación de la observación y la correlación dará lugar a las conclusiones que se derivan del estudio.

En el apartado 1.4 de este capítulo se expone la metodología seguida en el presente trabajo. Esta metodología está muy ligada con el planteamiento presentado.

1.3. Objetivos

Un objetivo global de esta investigación es la evaluación del efecto que tiene la instalación de un sistema de recirculación de los gases de escape sobre el proceso de la renovación de la carga en un motor sobrealimentado. La recirculación de los gases de escape afecta a las prestaciones de este tipo de motores. Este efecto se ha estudiado por varios autores desde diferentes puntos de vista, sobre todo desde el punto de vista del efecto que tiene el EGR sobre el proceso de combustión [5, 7, 8, 15] y sobre la formación de contaminantes [16–18]. En este caso, el objetivo del presente trabajo doctoral se centra en el análisis teórico y experimental de los procesos termo-fluidodinámicos que tienen lugar en los motores Diesel de inyección directa de alta cilindrada turboalimentados¹ durante el proceso de renovación de la carga cuando se introduce un sistema para la recirculación de los gases de escape.

Para la consecución del ambicioso objetivo del trabajo, éste se ha subdividido en objetivos más específicos debido a la variedad de fenómenos en los que influye la recirculación de los gases de escape, a la singularidad de los elementos que introducen los sistemas de recirculación, y a su comportamiento durante el proceso de la renovación de la carga del motor. Dichos objetivos se enumeran a continuación:

1. Influencia de la instalación de un sistema de EGR, **SIN** recirculación de los gases, sobre los sistemas de renovación de la carga y sobre las varia-

¹A este tipo de motores se les denomina comúnmente motores HDDI.

bles que definen el funcionamiento de estos sistemas, y cómo afecta esta influencia al rendimiento del motor. Así, se prestará especial tratamiento a los siguientes parámetros:

- La disponibilidad de la energía en la turbina.
 - Forma de los pulsos de presión a la entrada de la turbina.
 - Sintonización del colector de escape.
 - Trabajo de bombeo en el motor.
 - Reducción o aumento de la presión de admisión.
2. Influencia de la instalación del sistema de EGR, **CON** recirculación efectiva de los gases de escape, sobre el rendimiento del motor y, como en el caso anterior, sobre la renovación de la carga del motor. Se cuantificará la influencia de la cantidad recirculada sobre los parámetros siguientes:
- Reducción de la energía disponible en la turbina.
 - Forma de los pulsos de presión a la entrada de la turbina.
 - Sintonización de los colectores de escape y de admisión.
 - Trabajo de bombeo en el motor.
 - Reducción o aumento de la presión de admisión.
 - Reducción o aumento del rendimiento volumétrico.
 - Temperatura de admisión.
3. Comparativa de los parámetros anteriormente evaluados cuando se introducen sistemas de EGR sobre el motor, tanto **CON** como **SIN** recirculación efectiva de gases en el motor, realizando un análisis comparativo de las variables representativas de la renovación de la carga.
- Comparación de la energía disponible en la turbina.
 - Comparación de los pulsos de presión de escape en la turbina.
 - Influencia sobre la sintonización de los colectores de escape y de admisión cuando se realiza una recirculación de los gases de escape. Forma de los pulsos de presión e interacción del EGR sobre estos pulsos.
 - Influencia de la tasa de EGR sobre el trabajo de bombeo en el motor.
 - Cuantificación de la reducción/aumento de la energía (en forma de presión) en la admisión.

- Cuantificación de la reducción/aumento del rendimiento volumétrico cuando se realiza recirculación. Influencia de la temperatura del gasto recirculado procedente del escape.
4. Comportamiento particular de los elementos que introducen los diferentes sistemas de EGR.
 - Cuantificación de la pérdida de carga introducida por el venturi de EGR.
 - Obtención del comportamiento del venturi de EGR sometido a las condiciones de funcionamiento en un motor turboalimentado.
 - Cuantificación de las pérdidas de carga introducidas por los elementos de regulación y control de la tasa de EGR.
 - Cuantificación de las pérdidas energéticas introducidas por los enfriadores del EGR.
 5. Un objetivo adicional del presente trabajo es la optimización de los parámetros que definen el funcionamiento del motor sujeto a estudio con recirculación de los gases de escape.

Los objetivos específicos están completamente relacionados para la consecución del objetivo global del trabajo, tratando el problema desde diferentes puntos de vista, evitando la influencia de otros procesos del motor y obteniendo una visión completa del efecto que produce la recirculación de los gases de escape sobre el proceso de renovación de la carga.

1.4. Metodología

La metodología seguida en este trabajo se ha explicado de forma implícita en el apartado 1.2. En este apartado se explica de una forma esquemática cada uno de los pasos realizados para la consecución de los objetivos planteados en el apartado 1.3 del presente capítulo.

En primer lugar se ha realizado una exhaustiva revisión bibliográfica en la que se muestran las distintas soluciones que existen en la actualidad para la reducción de emisiones contaminantes en motores Diesel. Se analizan los procesos generales de formación, desarrollo y destrucción de dichas sustancias y se justifica el uso de la técnica objeto de este trabajo, la recirculación de los gases de escape.

Situado ya el problema dentro del campo de la investigación actual, se dirige el estudio de forma particular hacia la producción de EGR externo en motores Diesel, dejando de lado los efectos que pueda producir sobre la emisión de sustancias contaminantes y concentrándose en los efectos fluidodinámicos que tenga sobre la renovación de la carga del motor la instalación de diferentes sistemas de EGR. Este estudio se efectúa mediante la utilización del modelado del motor. Para la obtención de resultados útiles para el estudio ha sido necesario el desarrollo de un modelo de especies y de diferentes elementos especiales constituyentes del sistema de EGR. Con ayuda del modelado y con la información recopilada en la revisión bibliográfica se proponen una serie de hipótesis sobre la influencia del sistema de EGR sobre el proceso de renovación de la carga.

Tal y como se anuncia en el apartado 1.2, el trabajo realizado para la consecución de este estudio ha sido primordialmente experimental, lo que no quiere decir que se hayan dejado apartadas del estudio herramientas teóricas como son el modelado, así muchas conclusiones resultan de la combinación del trabajo experimental y de modelado. Por lo tanto, la siguiente fase de este trabajo ha consistido en el desarrollo de experimentos específicos sobre el motor o sobre elementos particulares de éste para la obtención de resultados que avalen las hipótesis planteadas con anterioridad. Para esta fase ha sido necesario el uso de varias técnicas específicas en la experimentación de motores.

Con los resultados obtenidos de los experimentos realizados se entra en la última de las fases de este estudio. Esta fase ha consistido en la elaboración de modelos semi-empíricos entre los resultados experimentales para obtener de esta forma las variables más importantes que influyen sobre el rendimiento del motor cuando se instala un sistema de EGR.

Para finalizar, se ha efectuado una síntesis de todo el trabajo realizado, obteniéndose así las conclusiones más relevantes del trabajo.

1.5. Resumen

En este capítulo se expone el marco general en el que encuentran los estudios realizados para el desarrollo de la presente tesis doctoral, apartado 1.1. Se hace un planteamiento genérico del problema al cual se enfrenta el estudio y se justifica la necesidad de la investigación del EGR en los aspectos en los cuales se centra la la presente tesis, apartado 1.2. En este apartado, se enuncian de manera general los efectos que produce el EGR en los diferentes sistemas que engloba un motor.

A continuación, en el apartado 1.3, se enuncian los objetivos generales de la investigación y, cada uno de estos objetivos, se subdivide en objetivos más específicos. Para pasar a describir en el apartado 1.4 la metodología llevada a cabo para la consecución correcta de los objetivos planteados.

El presente documento está estructurado en siete capítulos teniendo en cuenta el presente. En los siguientes capítulos se presentan las siguientes contenidos:

- En el capítulo 2 se expone el problema medioambiental debido a la emisión de contaminantes que tienen los motores de combustión interna alternativos. Se hace una descripción de los aspectos legislativos en cuanto a la emisión de contaminantes. Se exponen las diferentes soluciones tecnológicas que están siendo utilizadas para la reducción de las emisiones, entre las cuales el EGR es una de la más utilizadas por los fabricantes de motores. Por último, se realiza una escueta explicación del efecto que tiene el EGR sobre la emisión de contaminantes y se clasifican los diferentes sistemas de EGR utilizados en la actualidad.
- En el capítulo 3 se realiza un análisis preliminar del efecto que produce el EGR sobre el motor sujeto a estudio. En primer lugar se hace una serie de definiciones asociadas al EGR para pasar a la descripción del motor sujeto a estudio. También, en este capítulo se presentan las estrategias disponibles para que sea posible la recirculación de los gases de escape en un motor con las características descritas. Y, por último, se realiza un análisis preliminar de cómo el EGR influye sobre los diferentes procesos que se llevan a cabo en el motor.
- En el capítulo 4 se hace una descripción del modelo utilizado como herramienta en el presente trabajo. También, en este capítulo se exponen los submodelos desarrollados para la correcta modelización del EGR para que, de esta manera, sea posible el desarrollo de los estudios planteados en la presente tesis.
- En el capítulo 5 se muestran los materiales y métodos utilizados en el estudio. Se describen las instalaciones experimentales utilizadas, los experimentos y los ensayos realizados para la presente tesis. Los ensayos realizados en el estudio se dividen en tres grandes grupos. En primer lugar, se describen los ensayos de caracterización de los diferentes elementos que introduce el circuito de EGR en el motor. En segundo lugar, se exponen los ensayos realizados para la optimización del motor sujeto a las tres estrategias de EGR consideradas en el estudio. Y, por último, se

describe el experimento diseñado para el presente estudio y los ensayos realizados para la correcta caracterización del EGR en el motor.

- En el capítulo 6 se realiza un análisis energético del motor sometido a EGR desde diferentes puntos de vista y mediante la discusión de los resultados más relevantes obtenidos mediante la modelización del motor y la experimentación llevada a cabo sobre éste. En primer lugar, se exponen los diagramas energéticos del motor sujeto a las diferentes estrategias ensayadas mediante la ayuda de resultados procedentes del modelado y ajuste del motor. Y, en segundo lugar, se realiza un análisis comparativo de los resultados experimentales más relevantes obtenidos en el experimento de caracterización del EGR diseñado para la presente tesis. Por último, en este capítulo se obtienen una serie de correlaciones que ayudan a cuantificar cuál es el efecto que produce el EGR sobre el proceso de renovación de la carga en el motor sujeto a estudio.
- Por último, en el capítulo 7 se enuncian las conclusiones más importantes del presente trabajo y se enumeran los trabajos futuros que se desprenden de los resultados y conclusiones del trabajo realizado.

Bibliografía

- [1] Directiva 1999/96/CE.
Directiva 1999/96/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 13 de Diciembre de 1999.
Diario Oficial de las Comunidades Europeas. Bruselas, Diciembre 1999.
- [2] W. Knecht.
European emission legislation of heavy duty Diesel engines and strategies for compliance, pp. 289–302.
Proceedings of THIESEL 2000, 2000.
- [3] Binder K. Schwarz V.
Present and future of heavy duty engines strategies for compliance to the emission legislation, pp. 191–198.
Proceedings of THIESEL 2002, 2002.
- [4] Primo Yufera E.
Introducción a la investigación científica y tecnológica.
Alianza Universidad, Alianza Editorial, S.A. Madrid, 1994.

-
- [5] Molina Alcaide S.A.
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.
- [6] Luján Martínez J.M.
Recirculación interna de gases de combustión en motores diesel sobrealimentados. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [7] Ladommatos, N. Abdelhalim S. Zhao H.
The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions, volume 1 no.1, pp. 107–126.
International Journal Engine Research, 2000.
- [8] Ladommatos, N. Balian R. Horrocks R. Cooper L.
The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Combustion and NOx Emissions in a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine.
SAE Paper 960840, 1996.
- [9] Ladommatos, N. Balian R. Horrocks R. Cooper L.
The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Soot Formation in a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine.
SAE Paper 960841, 1996.
- [10] Payri, F. Lapuerta M. Cazaux Ph.
Insight into the combustion process of a Diesel engine with exhaust gas recirculation, volume Proceedings of 5th International EAEC Congress. Strasbourg.
SIA Paper 9506A13, 1995.
- [11] Santos Luque R.
Estudio del aprovechamiento de la energía de los gases de escape en motores diesel. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1999.
- [12] Payri, F.; Benajes J. y Chust M.D.
Programme pour étude assistée par ordinateur de systèmes d'admission et d'échappement de moteurs, volume 162, pp. 17–23.
Entropie, 1991.
- [13] Benajes, J; Luján J.M.; Bermúdez V.; Serrano J.R.
Modelling of Turbocharger Diesel Engines in Transient Operations. Part

- 1: Insight into the Relevant Physical Phenomena*, volume 216.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 2002.
- [14] Galindo, J.; Serrano J.R.; Climent H.; Arnau F.J.
New one-dimensional fluid-dynamic model for automotive intercoolers,
volume A, pp. 347–365.
Proceeding of 8th European Automotive Congress (EAEC-FISITA), 2001.
- [15] Tsunemoto, H.; Ishitani H.
*A study of Diesel combustion process under the conditions of EGR and
high-pressure fuel injection with gas sampling method*.
SAE Paper 960030, 1996.
- [16] Lapuerta, M.; Hernandez J.J.; Jimenez F.
*Evolution of exhaust gas recirculation as a technique for reducing Diesel
engine NO_x emissions*, volume 214.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 2000.
- [17] Hernandez Adrover J.J.
*Modelado de la formación y emisión de contaminantes en sistemas de
combustión*. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valen-
cia, 2000.
- [18] Desantes, J.M.; Lapuerta M.; Salavert J.M.
*Study on independent effect of Diesel engine operating conditions on Ni-
tric Oxide formation and emissions through schematical combustion si-
mulation*, volume 210, pp. 71–80.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 1996.

Capítulo 2

Emisión de contaminantes y el EGR como solución

Índice General

2.1. Introducción al problema medioambiental. Emisión de contaminantes	17
2.1.1. Fuentes de emisión en un vehículo	18
2.2. Aspectos legislativos de las emisiones contaminantes	19
2.3. Soluciones tecnológicas a la emisión de contaminantes	23
2.4. Recirculación de los gases de escape	26
2.4.1. Efecto del EGR sobre la emisión de contaminantes .	27
2.4.2. Clasificación de los sistemas de EGR	29
2.4.2.1. EGR interno	31
2.4.2.2. EGR externo	34
2.5. Resumen	36
Bibliografía	37

Capítulo 2

Emisión de contaminantes y el EGR como solución

2.1. Introducción al problema medioambiental. Emisión de contaminantes

Cuando se trata de definir el concepto de contaminación se comprueba lo difícil que ello resulta. El tema es, ciertamente, complejo y en la bibliografía especializada se encuentra enfocado desde una amplia variedad de puntos de vista que pueden, esquemáticamente, ser reducidos a tres:

1. La descarga en el medio ambiente de materiales en proporciones que ponen en peligro el equilibrio natural del medio ambiente.
2. La introducción de un cambio sensible en las características del medio ambiente.
3. La disminución del valor intrínseco del medio ambiente para su uso o aprovechamiento por parte del hombre.

Debe, pues, evitarse la concepción restrictiva de la contaminación, entendida como la acción y efecto de una descarga en el medio ambiente de sustancias al mismo. Conviene entender la contaminación contemplando a la vez el cambio forzado en las características del medio ambiente, definiéndola como el deterioro de los componentes de la biosfera, en cuanto que suponga perjuicio para la salud o la actividad humana.

Se denominan contaminantes a todas aquellas sustancias que, en concentración suficiente, pueden producir un efecto nocivo sobre los seres humanos, la vegetación o el entorno en general.

Los efectos de las emisiones contaminantes liberadas a la atmósfera producidas por vehículos y otras actividades humanas, tales como los procesos industriales, centrales de producción de energía y calefacciones, han generado una justificada preocupación de la opinión pública, tanto por sus manifestaciones locales (calidad del aire en ciudades o lluvia ácida), como por las globales (efecto invernadero o destrucción de la capa de ozono).

Tal preocupación conduce con frecuencia a considerar a los automóviles como los principales responsables del problema. No obstante, un crecimiento sostenido del transporte y del número de vehículos podría llegar a convertir a este sector en el mayor contaminador del medio ambiente, si no se adoptan medidas eficaces para evitarlo.

Cada motor en particular y en cada situación de funcionamiento, produce una cantidad determinada de sustancias contaminantes [1–3] siendo preciso actuar de manera distinta sobre cada tipo de motor cuando se trate de reducir estas emisiones. El conocimiento de los mecanismos de formación de estos compuestos durante el funcionamiento del motor, se hace fundamental a la hora de diseñar los distintos sistemas del mismo, pues permite reducir las emisiones obteniéndose así motores más limpios, con el consiguiente beneficio para el medio ambiente.

2.1.1. Fuentes de emisión en un vehículo

En un vehículo automóvil podemos distinguir tres fuentes diferentes de emisiones [4]:

Combustible evaporado del depósito Estas emisiones sólo son representativas en motores de encendido provocado (MEP). En el motor objeto del presente trabajo (motor de encendido por compresión MEC, o comúnmente denominado motor Diesel) es despreciable la emisión por combustible evaporado. En MEP es responsable aproximadamente de

una cuarta parte de los hidrocarburos sin quemar (THC) que emite un motor de este tipo.

Gases procedentes del cárter del motor Fluyen al exterior del motor por el respiradero del cárter. Están compuestos fundamentalmente de hidrocarburos, aunque dependiendo del estado del motor pueden contener también productos procedentes de la combustión. Esta fuente de emisiones se elimina fácilmente, recirculando estos vapores hacia la admisión. La solución práctica más habitual es introducirlos en la caja del filtro de aire.

Gases de escape Los gases procedentes de la combustión en motores Diesel aportan prácticamente el 100 % de productos contaminantes, tales como el monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrógeno (NO_x), partículas (humos), hidrocarburos sin quemar (THC), etc.

En el presente trabajo, y como un efecto final del EGR, nos ocuparemos principalmente de los gases procedentes de la combustión y más concretamente de los óxidos de nitrógeno y de las partículas, debido a que estos dos contaminantes han sufrido una reducción drástica en la legislación vigente para el tipo de motor sujeto a estudio, motor Diesel de alta cilindrada fuertemente sobrealimentado de inyección directa¹.

2.2. Aspectos legislativos de las emisiones contaminantes. Breve introducción histórica

El primer estudio registrado sobre emisiones data de 1775. Buscaba encontrar una relación entre los hollines emitidos y los cánceres sufridos por la población. Hasta el año 1950, no se empezó a estudiar las emisiones de los gases de escape y su relación con el “smog” de California.

En 1957 (tratado de Roma) se tuvo ya la evidencia de que más de un cuarto de las materias tóxicas contenidas en el aire eran debidas a los automóviles. Los estudios realizados hasta entonces y los subsiguientes llevaron sobre los años 70 a la creación de una legislación anticontaminación. A finales de los 70 entró en vigor una legislación contra la opacidad de los gases de escape. El 5 de Abril de 1982 en Ginebra, la Comisión Europea para Emisiones (ECE) fija

¹Estos motores se conoce en la literatura inglesa como *Heavy Duty Diesel Engines* (HD-DE).

los valores máximos de emisiones de diferentes tipos de contaminantes en el reglamento ECE R49 [5–7].

La figura 2.1² muestra una evolución histórica para Europa, Estados Unidos y Japón, de los límites máximos de las emisiones de óxidos de nitrógeno y partículas para motores de transporte pesados por carretera (HDDE). En la figura se indican con una cruz los límites de las sucesivas normativas Europeas desde EURO 1 pasando por la vigente EURO 3, hasta las aún no implementadas EURO 4 y 5. Adicionalmente se pueden ver en la figura los límites de las normativas japonesas (círculos) y de los Estados Unidos (cuadrados), con sus respectivos años de aplicación. Como puede observarse la tendencia de las tres legislaciones es más o menos similar y todas ellas convergen al punto de emisiones cero.

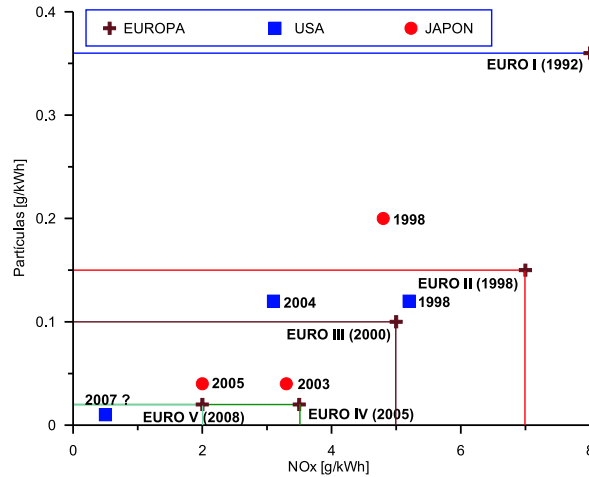


Figura 2.1: Evolución de los niveles máximos de emisión de NO_x y partículas permitidos [5, 8–10].

Tradicionalmente las normas de control de emisiones han contemplado como emisiones gaseosas los óxidos de nitrógeno (NO_x), los hidrocarburos sin quemar (THC) y el monóxido de carbono (CO). Adicionalmente, para los motores Diesel se comenzó regulando la opacidad de los gases de escape (EURO 1 y 2), que posteriormente se reemplazó por la medida de la masa de materia atrapada en un filtro después de diluir los gases de escape en aire hasta alcanzar temperaturas del orden de $50^\circ C$. A este cuarto contaminante legislado se le conoce por materia particulada (Particulate Matter) o más sencillamente

²Las concentraciones de contaminantes se expresan en (gramos de contaminante) / (kWh producido en el ciclo), tal como dicta la normativa europea EURO.

partículas. En la normativa actualmente vigente (EURO 3) [5] se contempla un límite tanto para la masa de partículas como para la opacidad de humos, que son evaluados en dos ensayos diferentes.

El cuadro 2.1 muestra la evolución que han tenido a lo largo de los últimos 10 años y la previsión para el futuro de los límites máximos permitidos para los distintos compuestos considerados como contaminantes. Los valores indicados en esta tabla muestran la fuerte reducción que se ha ido produciendo a lo largo de los años. Así, el límite de los óxidos de nitrógeno se ha reducido desde 1982 hasta la fecha en un 72 % y se prevé una reducción del 89 % para el año 2008. El límite en la emisión de CO y THC ha disminuido aproximadamente en un 82 % y para el año 2008 la reducción será del orden del 88 %. La emisión de partículas, como se dijo anteriormente, no estaba legislada como tal, y fue a partir de la década del 90 cuando se empezó a tener límites que puedan servir de comparación. De todos modos se puede decir que la reducción en los límites máximos admitidos para este contaminante es la más acusada estando ahora en valores del 85 % del valor inicial y se prevé una reducción que alcanza el 97 % para el año 2008.

Normativa	NO _x (g/kWh)	Partículas (g/kWh)	CO (g/kWh)	THC (g/kWh)
año 1982	18.0	0.70 [†]	14.0	3.5
EURO 1 (1992)	8.0	0.36	4.5	1.1
EURO 2 (1995)	7.0	0.25	4.0	1.1
EURO 3 (1999)	5.0	0.1	2.5	0.66
EURO 4 (2005)	3.5	0.02	1.5	0.46
EURO 5 (2008)	2.0	0.02	1.5	0.46

[†]: Legislación sobre partículas posterior a 1982, el valor corresponde al año 1990

Tabla 2.1: Evolución de los límites de emisiones de escape a través de los años, para motores HDDE. Normativa Europea [9, 10].

La normativa europea además de establecer los límites máximos en las emisiones de escape, también define la forma en que el motor debe ser ensayado para su homologación definitiva. La normativa vigente EURO 3 para motores HDDE establece como método de ensayo el llamado ESC (“*European Steady Cycle*”), también conocido como “ciclo de los trece modos europeo”, que consiste en la realización de ensayos en trece condiciones de funcionamiento. En la parte izquierda de la figura 2.2 se muestra la distribución de los trece modos en un mapa carga / régimen de giro del motor a ensayar. Para cada modo de ensayo hay un número en porcentaje que indica el peso relativo que cada

modo de operación tiene sobre el valor final. El reparto de las condiciones de operación se realiza sobre cuatro grados de carga (25, 50, 75 y 100 %) y tres regímenes de giro que se definen para cada motor ensayado. El ciclo se completa con el ralentí. Adicionalmente al ESC la normativa EURO 3 estipula un ensayo en modo continuo ELR (“*European Load Response*”, parte derecha de la figura 2.2) que sólo es utilizado para la medida de humos (opacidad). Existe un nuevo ciclo denominado ETC (European Transient Cycle) que consiste en la realización de un ensayo en continuo pasando por diferentes condiciones de funcionamiento, que representan el uso de este tipo de motores en ciudad, en carretera y en autopistas. Este ciclo será de aplicación obligatoria para las normativas futuras, EURO 4 y 5, como complemento a los ciclos ESC y ELR. La normativa establece que los fabricantes pueden optar entre el ciclo ESC o el ETC para homologación de nuevos vehículos con EURO 3.

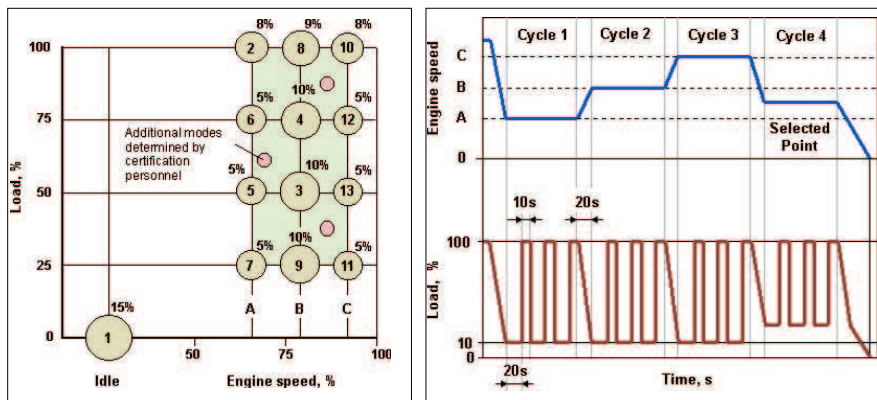


Figura 2.2: Ciclos ESC y ELR para la homologación de vehículos según la normativa EURO [5].

Los motores del tipo HDDE son, con la tecnología actual, poco problemáticos desde el punto de vista de las emisiones de THC y de CO, y cumplen generalmente la normativa vigente (tabla 2.1) respecto a estos contaminantes. El desafío tecnológico consiste en reducir simultáneamente las emisiones de óxidos de nitrógeno y partículas sin deteriorar las emisiones de hidrocarburos sin quemar y las emisiones de monóxido de carbono, manteniendo o incluso reduciendo el consumo específico de combustible. Para llegar a este objetivo se han desarrollado diferentes soluciones tecnológicas, algunas de las cuales se presentan en el siguiente apartado.

2.3. Soluciones tecnológicas a la emisión de contaminantes

Los motores Diesel de cilindrada total de alrededor de doce litros y cilindradas unitarias de dos litros son, salvo escasas excepciones, la única planta motriz empleada en la Unión Europea para vehículos de transporte pesado por carretera o transporte interurbano de pasajeros.

Esta planta motriz ha evolucionado en los últimos años hasta alcanzar actualmente potencias específicas del orden de 25 kW/litro con una presión media efectiva máxima del orden de 25 bar. La velocidad lineal media del pistón en el régimen de giro de máxima potencia está alrededor de 10 m/s y es posible conseguir consumos específicos de combustible, medidos sobre la base del Ciclo Estacionario Europeo (ESC) inferiores a 200 g/kWh. Por otra parte estas plantas motrices han alcanzado elevadas cotas de fiabilidad, mantenibilidad y conductibilidad con curvas de par en función del régimen de giro muy adaptadas al tipo de aplicación.

El gran reto al que se enfrentan estas plantas motrices es la reducción sistemática de los niveles de emisiones contaminantes que las normativas cada vez más restrictivas imponen, así como la severidad de los ensayos de homologación, como se ha puesto de manifiesto en el apartado anterior.

Existen características generales en este tipo de motor que han permanecido prácticamente inalteradas en los últimos diez años. Por ejemplo, son motores de inyección directa con relaciones de compresión alrededor de 16:1, se trata de motores turbo-sobrealimentados con refrigeración del aire de admisión (intercooler) y prácticamente sin excepción utilizan cuatro válvulas por cilindro. Por otro lado, estos motores están sufriendo una importante revolución tecnológica, por ejemplo la utilización de nuevos sistemas de inyección [11–14], de sistemas en la renovación de la carga mejorados [15, 16], introducción de sistemas para el tratamiento de los gases de escape [17, 18], etc. La aplicación de toda esta tecnología tiene como principal objetivo la reducción de la formación y de la emisión de los contaminantes.

No existe una solución universal que nos permita afrontar de manera general la reducción de emisiones de sustancias contaminantes en los motores de combustión [19–21]. En general, cada una de las tendencias producen efectos contrapuestos para uno u otro tipo de contaminante y afecta de manera distinta sobre los parámetros característicos del motor [22–24]. Incluso para cada tipo de motor es necesario abordar el problema de manera diferente, dado que las características de las emisiones cambian con el punto de funcionamiento del motor. La diferencia más clara aparece cuando se comparan las características

de las emisiones de los motores de encendido por compresión (Diesel) con los de encendido provocado (gasolina), siendo en este sentido diferentes las estrategias utilizadas para la reducción de contaminantes para los motores que pertenecen a uno u otro grupo [25].

Dado que este trabajo está enfocado a la reducción de contaminantes en motores Diesel de alta cilindrada sobrealimentados de inyección directa (HDDI), se comentan a continuación las técnicas actuales que abordan este problema para este tipo particular de motores. En la actualidad los trabajos se dirigen hacia los campos siguientes [26–30]:

Mejoras en el Proceso de Combustión. Para producir mejoras en la combustión, se investiga en el diseño de geometrías de cámaras de combustión que favorezcan procesos de combustión rápidos y homogéneos [31]. La generación de turbulencia, producida en muchos casos merced al diseño de las cámaras de combustión, incrementa la velocidad de la combustión, limitándose así la producción de partículas [32]. Los motores diseñados para trabajar a altas velocidades de giro y por lo tanto tener altas velocidades de combustión se les denomina motores HSDI del inglés (*High Speed Direct Injection*).

Mejoras en el Sistema de Inyección de Combustible. Estas mejoras se aplican fundamentalmente para motores Diesel. Son sistemas de inyección muy flexibles que permiten controlar los parámetros de inyección, presión e inicio de la inyección [11, 33], inyecciones piloto y multi-inyecciones mediante las que se consigue acortar el tiempo de retraso [34]. El desarrollo de elementos particulares (toberas, número y disposición de orificios del inyector etc..) favorecen la distribución del combustible en la cámara, obteniéndose mezclas más homogéneas de aire–combustible [31, 35].

Cuando los estudios se dirigen a la reducción de óxidos de nitrógeno, se suele actuar sobre el punto de inyección. A medida que se atrasa el punto de inyección, las presiones y temperaturas de combustión disminuyen, lo que lleva asociado una reducción considerable en la generación de NOx [11, 36–39]. En la práctica pueden utilizarse puntos de inyección de manera que la combustión comience algunos grados después del punto muerto superior, apareciendo así diagramas de presión en cámara particulares, en los cuales se nota el efecto del desplazamiento de la combustión hacia la fase de expansión. Esta técnica afecta de manera negativa al consumo específico del motor e incrementa la emisión de partículas [11, 40].

Tratamientos de Post-Combustión. Una vez formadas cada una de las especies contaminantes, es posible su eliminación mediante células de tratamiento de gases de escape. Existen dos grandes concepciones al respecto. Por un lado aparecen los denominados reactores térmicos en los cuales se produce una reacción de oxidación de CO e hidrocarburos (HC) para pasar a CO₂ y H₂O. Para que la reacción se produzca de manera eficiente es necesario una alta temperatura de escape y que la combustión se haya producido en condiciones de mezcla rica. El otro grupo de dispositivos, en general más utilizados que los anteriores son las células de tratamiento catalítico de gases, comúnmente llamados catalizadores [27, 41, 42]. Éstos consisten en una cámara en la que se ha introducido, a modo de celdillas, unos compuestos activadores de unas determinadas reacciones químicas. En estos dispositivos se produce la oxidación de CO y de HC que contiene el gas de escape (catálisis de oxidación), así como la reducción de NO y NO₂ (catálisis de reducción). En algunos casos se combinan estos dos tipos de catalizadores de manera que se produce la acción combinada de ambos efectos en un dispositivo que suele denominarse catalizador de tres vías. En el caso de motores Diesel, dado que éstos trabajan con mezclas pobres, la reducción de los óxidos de nitrógeno no se produce de manera eficaz. Por lo tanto, a pesar del esfuerzo de los investigadores para la obtención de catalizadores eficientes de NO_x [43, 44], su uso en motores de serie actuales es prácticamente nulo.

Reducción de la Temperatura de Admisión. Con ello se persigue la reducción de las temperaturas máximas de combustión en su conjunto. Trabajos experimentales [11, 45] confirman, para un determinado motor, que se duplica el índice de emisiones de NO_x al elevar la temperatura de admisión de 20 °C a 100 °C. Paralelamente se obtienen correlaciones entre la emisión de NO_x y la temperatura del gas al inicio de la combustión duplicándose también la emisión de NO_x cuando se eleva el valor de dicha temperatura desde 527 °C hasta 927 °C [46]. A evitar este incremento ayuda el uso casi generalizado de un intercambiador de calor tras el compresor de los motores sobrealimentados (intercooler), además de la ventaja lógica que tiene este intercambiador sobre el llenado de gas del cilindro.

Sobrealimentación. Indirectamente, la sobrealimentación permite a los motores pasar los ensayos de anticontaminación. El efecto primero de un turbocompresor es el de aumentar la potencia disminuyendo a su vez el consumo específico. Por otra parte, los valores límites anticontaminación

se evalúan en g/kWh para los motores HD, de modo que toda técnica que permita elevar la potencia del motor en un determinado grado sin aumentar la cantidad de sustancias contaminantes, hará disminuir el nivel de emisiones expresado en g/kWh. El uso de un sistema de sobrealimentación, generalmente hace aumentar la relación entre la cantidad de aire aspirado por el motor y el combustible quemado. Esta acción que en general produce un descenso en el nivel de humos producido, va acompañada de un aumento de óxidos de nitrógeno debido al aumento de la concentración de aire y de la presión y temperatura en el cilindro al inicio de la combustión.

Inyección de Agua. La inyección de una determinada cantidad de agua en la cámara de combustión es una técnica eficaz cuando se desea reducir el nivel de emisiones de NOx [47]. No obstante, los problemas técnicos que plantea este suministro en cuanto a los requerimientos del sistema de inyección, y la necesidad de introducir un depósito adicional con sistemas de aislamiento para evitar que el agua congele, hacen que esta alternativa aporte una carga económica crítica sobre el precio del vehículo.

Trampas de partículas. Estos elementos situados en el conducto de escape de los motores recogen parcialmente las partículas emitidas por los mismos. Esta técnica se utiliza en la actualidad en algunos motores con un incremento en el coste y gestión del motor dado los inconvenientes que supone la limpieza o regeneración de estas trampas.

EGR. Con las siglas EGR (*“Exhaust Gas Recirculation”*) nos referiremos en lo sucesivo al proceso de Recirculación de Gas de Escape [48]. Dada su particular importancia en este trabajo, se abordará por separado, dedicándole el apartado siguiente.

2.4. Recirculación de los gases de escape

Debido al progreso realizado en estos últimos años, se ha generalizado el usos de sistemas de inyección directa en motores Diesel. La inyección directa permite reducir el consumo hasta un 16 % con respecto a la indirecta y obtener mayores potencias. También mejora la capacidad de arranque en frío y emite menos partículas a carga parcial. Como desventaja, debido a la rápida combustión y con ello a las elevadas presiones y temperaturas, produce mucho ruido, y emite más NOx en todo su rango de funcionamiento. Como solución a estos problemas se ha pensado, junto con otras modificaciones, en la recirculación de gases de escape, EGR.

El EGR, en su aplicación a motores, podría definirse como la técnica mediante la cual se introducen en el cilindro, durante el proceso de admisión, parte de los gases de escape generados en combustiones anteriores.

Los motores Diesel trabajan con un considerable exceso de aire, sobre todo a cargas parciales. Si en estos motores se reemplaza parte del gas de admisión por gas de escape, es posible disponer todavía del aire necesario para conseguir la oxidación prácticamente total del combustible reduciendo la cantidad de aire que trasiega el motor. Sin embargo no es éste el efecto primordial que el EGR presenta en cuanto a la reducción de contaminantes. Mediante esta técnica se reduce fundamentalmente las emisiones de NOx. Existen numerosos trabajos que muestran que puede reducirse la emisión de NOx de manera considerable con niveles de recirculación bajos [11, 19, 44, 49, 50], en alguno de ellos se han obtenido [51] reducciones del 70 % con niveles de recirculación del 15 %.

Algunos estudios [11, 48, 52] se han centrado en la aplicación del EGR en distintas condiciones operativas basando sus análisis en un estudio causa / efecto en términos de prestaciones obtenidas en cuanto a emisiones contaminantes y consumo específico, donde lo importante suele ser más el cómo se produce el EGR y sus resultados, que el efecto que tiene sobre el proceso de combustión y/o sobre el proceso de formación de contaminantes. En esta tesis se tratará de analizar el efecto que tiene el EGR sobre el proceso de renovación de la carga y por lo tanto sobre el rendimiento global del motor, prestando especial atención a los aspectos tecnológicos de como producir EGR, y dejando de lado los efectos sobre la combustión y los contaminantes.

De todos modos, es importante conocer los fundamentos de EGR, analizar cómo afecta el EGR sobre los contaminantes. También deberá determinarse el efecto que produce el EGR en combinación con otras medidas anticontaminación, o las diferentes técnicas de EGR que se disponen y las más extendidas en diferentes clases de motores. Se comentan a continuación aspectos relacionados con estos temas.

2.4.1. Efecto del EGR sobre la emisión de contaminantes

La influencia del EGR sobre cada una de las especies contaminantes que emite un determinado motor ha sido estudiada en los últimos años de manera exhaustiva [11, 14, 49–51, 53, 54] por muchos investigadores. De los resultados que muestran los trabajos realizados se extrae la siguiente conclusión: el efecto del EGR sobre los contaminantes se debe a que el gas recirculado afecta a las características locales del gas en el cilindro. Esta acción se produce por dos causas principalmente:

1. El EGR proporciona una cantidad de gas que no participa en la combustión, pero que adquiere energía térmica del proceso, reduciendo así la temperatura local. Esta reducción es importante debido a la mayor capacidad calorífica del gas recirculado con respecto al aire utilizado como comburente.

Como se ha visto anteriormente, el descenso de la temperatura de combustión tiene un efecto directo en la reducción de NOx.

2. La introducción de gas inerte en el cilindro mediante el proceso de recirculación reduce la probabilidad de que las moléculas de combustible y de aire se pongan en contacto, dificultando la oxidación del nitrógeno del aire. Existen numerosos trabajos en este sentido que cuantifican la disminución en las emisiones de los motores mediante la mezcla del gas con diversas sustancias [55]. Los resultados son claros en todos ellos obteniéndose una reducción general de emisiones de NOx.

De forma general se obtienen claras reducciones en las emisiones de NOx cuando se efectúan niveles de recirculación relativamente bajos y en general menos acusadas a medida que aumenta el nivel de dilución de carga fresca. En lo que respecta a las partículas prácticamente en todos los trabajos realizados se encuentra un aumento de éstas cuando aumentan los porcentajes de EGR [51, 53, 54, 56, 57], aunque para niveles de EGR altos (mayores del 30 %) se han publicado resultados que muestran reducciones simultáneas de NOx y partículas [44, 58, 59]. Estos trabajos muestran que para porcentajes de EGR elevados se obtiene un peligroso ascenso en los niveles de otros contaminantes como CO y THC.

Consideraciones basadas en cálculos cinéticos [60] muestran que la combustión se produce a diferentes temperaturas en función de la relación oxígeno-combustible. Así, mezclas pobres conducen a un aumento en la formación de NOx mientras que mezclas ricas llevan a la formación de hollín. Existe un rango para la relación combustible - oxígeno entre 0.6 y 0.9 con respecto a la estequiométrica, en el cual la formación de estos contaminantes es mínima. Sin embargo, debido a las condiciones heterogéneas en que se produce la combustión, siempre se generan NOx y partículas. Cuando se incrementa el valor del EGR, la temperatura adiabática de combustión cambia, disminuyendo y abandonando la zona de formación de NOx.

Dürnholz [34, 60, 61] observó que puede conseguirse una considerable reducción de las temperaturas de combustión, introduciendo valores relativamente bajos de EGR (valores máximos de un 20 %). Sin embargo observa que este comportamiento de reducción de las temperaturas es local, puesto que

los valores de presión máxima y temperatura media de combustión en el cilindro no se ven afectados significativamente. Puede concluirse por tanto, que la formación de NOx depende de las condiciones locales del cilindro.

Un efecto asociado al EGR es el incremento de la temperatura de admisión debido a la alta temperatura de los gases de escape que son recirculados. En general la reducción de NOx es más eficaz a medida que el gas recirculado contiene un estado térmico menor³; por tanto parece conveniente, en la medida de lo posible, utilizar intercambiadores de enfriamiento del gas que se recircula. El enfriamiento de este gas por debajo de ciertas temperaturas crea el problema de la formación de agua de condensación en el intercambiador de enfriamiento. Este líquido se mezcla con las partículas del gas de escape produciendo una sustancia que se deposita en las paredes de los tubos del intercambiador y puede llegar a obstruir el sistema. Por tanto el enfriamiento del gas de escape no es ilimitado sino que es necesario un control sobre la formación del líquido en el intercambiador de refrigeración del gas de EGR.

2.4.2. Clasificación de los sistemas de EGR

En este apartado se estudiarán las diversas formas de llevar a cabo este fenómeno de manera real. Se comentarán las ventajas, inconvenientes y limitaciones de cada uno de ellos, tanto desde el punto de vista de su interacción con el motor, como de su grado de dificultad a la hora de su implantación.

El EGR puede clasificarse de varias formas:

1. *Dependiendo del lugar donde son introducidos los gases recirculados.*

EGR Interno: Consiste en introducir los gases de escape directamente en el cilindro durante la carrera de admisión del motor, mediante un adecuado diseño del perfil de levas [48].

EGR Externo: Consiste en introducir los gases provenientes del escape en el conducto de admisión. La mayoría de los trabajos publicados sobre EGR utilizan este modo [62].

2. *Dependiendo de la presión a la cual se realiza el proceso de recirculación.*

EGR de baja presión: Los gases de escape son extraídos después de la turbina e introducidos antes del compresor. Por lo tanto el circuito de EGR está, esencialmente, a presión atmosférica. Esta solución

³No obstante, algunos investigadores han comprobado que pueden obtenerse resultados satisfactorios en cuanto a la reducción de NOx se refiere sin necesidad de enfriar el gas recirculado,(EGR caliente) [60, 61].

suele presentar algunos problemas debido al deterioro del compresor. En motores de aspiración natural el EGR, obviamente, siempre se considera de baja presión.

EGR de alta presión: En este caso los gases de escape son extraídos antes de la turbina e introducidos antes o después del intercooler, pero siempre después del compresor. El circuito de EGR en este caso está a alta presión. El problema que aquí se presenta es que la presión antes de la turbina, en determinadas condiciones de funcionamiento (altas cargas y bajos regímenes) es, en algunas ocasiones, más baja que la presión después del compresor y es necesario recurrir a elementos auxiliares, como venturis u otras soluciones como turbinas de geometría variable.

3. *Dependiendo de la temperatura del EGR.*

EGR frío: Se entiende por EGR frío cuando los gases de escape son enfriados de manera tal que la masa total de admisión (aire + gases recirculados) tiene una temperatura próxima a la que tendría sin EGR [50].

EGR caliente: El EGR caliente se obtiene cuando los gases de escape son introducidos en la admisión a la misma temperatura que son extraídos y por lo tanto la temperatura de la masa total admitida es mayor que la que tendría sin EGR [61].

La ventaja del EGR frío es que la temperatura de admisión no se eleva como consecuencia de los gases de escape, lo que hace que las temperaturas al final del proceso de compresión sean comparativamente más bajas. Y la desventaja es que hay que disponer un cambiador de calor para enfriar los gases.

Los sistemas de enfriamiento de los gases de escape recirculados actuales enfrían los gases recirculados hasta temperaturas del orden de 100 a 150°C frente a los aproximadamente 40°C del aire de admisión después del intercooler. Estos valores hacen que la temperatura de admisión no aumente excesivamente respecto del caso sin EGR e inhiben la condensación de agua en el sistema.

4. *Dependiendo de la masa total admitida.*

EGR de adición: La masa total de aire fresco introducida en el cilindro sigue siendo constante al añadir EGR, de manera que los gases recirculados constituyen una masa adicional. El EGR de adición obliga a aumentar la presión de soplado.

EGR de sustitución: En este caso la masa total admitida en el cilindro (aire + gases recirculados) es constante, con lo que el EGR en realidad reemplaza parte de la masa de aire fresco que llenaría la cámara en el caso de operar sin EGR. Es la situación general cuando se mantiene la presión de soplado.

En motores Diesel como el que es objeto de este estudio, la segunda técnica es la más empleada. Sin embargo hay también estudios empleando EGR de adición en motores Diesel sobrealimentados [48, 51, 63]. El problema es la implementación tecnológica de esta solución. En general, si en el motor se mantiene la presión de admisión constante, aparte de los efectos térmicos de la mezcla, el EGR siempre será de sustitución. La única forma de conseguir EGR de adición es incrementando la presión de admisión de forma proporcional a la cantidad de gases que se quieren recircular.

En este estudio se ha utilizado EGR externo de sustitución, a alta presión y con un enfriamiento parcial de los gases recirculados. El enfriamiento de los gases recirculados se ve limitado por la temperatura de condensación de estos gases en el circuito de EGR como se explicará en el capítulo 3. Con respecto a la masa total admitida se utilizó EGR de sustitución, debido a que tiene más sentido desde el punto de vista de la aplicación real y del turbocompresor que alimenta al motor.

Es importante separar el concepto de EGR interno del de EGR externo, debido a que los efectos que tienen sobre el motor y los sistemas para obtenerlos son muy diferentes. Por lo tanto, los sistemas de EGR interno y de EGR externo merecen una explicación más detallada con el objetivo de evidenciar los problemas que plantean estos sistemas sobre el funcionamiento de un motor de estas características.

2.4.2.1. EGR interno

Una forma de producir EGR es actuar sobre el sistema de distribución, de manera que se fuerce la producción de reflujos de gases de combustión por las válvulas de admisión o escape. Así, la recarga del cilindro se realiza con parte de los gases quemados producidos en la combustión anterior.

En un motor sin ningún tipo de sistema de EGR aparece este efecto de forma natural. Es común, en determinadas condiciones de funcionamiento del motor, la aparición de un pequeño reflujo de gas por la válvula de admisión, que sale del cilindro durante el período de cruce de válvulas. Los gases que se

expulsan se han generado en la combustión del ciclo anterior, y contienen por tanto una fracción elevada de gas quemado. Este gas será admitido al cilindro en el tiempo de admisión siguiente.

También es normal, y para determinadas condiciones de funcionamiento del motor, la aparición de un reflujo de gas entrante al cilindro por la válvula de escape al final del tiempo de escape cuando el pistón empieza su carrera descendente y comienza un nuevo periodo de admisión, en el cual, durante un corto intervalo de tiempo, permanece abierta la válvula de escape (Retraso al Cierre de Escape). La composición de este gas es también alta en gases quemados.

Estos dos efectos, que pueden combinarse, hacen que la masa de gas atrapada en el cilindro en un ciclo de funcionamiento del motor contenga una porción de gases quemados, apareciendo así de manera fortuita el efecto de EGR interno [48].

Las técnicas para la generación de EGR interno son las siguientes:

Postlevantamiento de la válvula de escape. Consiste en la alteración del árbol de levas del motor de manera que la válvula de escape vuelva a abrirse unos instantes después de su cierre normal (en los motores Diesel actuales no puede mantenerse abierta en los instantes próximos al punto muerto superior porque el pistón sufriría un choque contra la misma). De esta manera se producirá una entrada de gases al cilindro por la válvula de escape, y así el llenado del cilindro se consigue mediante gases frescos procedentes del conducto de admisión y gases procedente del conducto de escape.

Prelevantamiento de la válvula de admisión. El mismo efecto de recirculación puede producirse mediante el cambio en la ley de apertura de la válvula de admisión. Esta técnica consiste en abrir la válvula de admisión durante el proceso de escape. El gas quemado expulsado al conducto de admisión se mezcla con los gases frescos que llenarán el cilindro en el proceso de admisión siguiente.

Los perfiles de las levas que producen estos dos efectos adoptan formas singulares, ofreciendo unos levantamientos de las válvulas atípicos. La figura 2.3 muestra las leyes de levantamiento correspondientes a una válvula de admisión en la que se ha introducido un prelevantamiento, y una de escape con su correspondiente postlevantamiento.

Las **ventajas** que presentan estas formas de producir EGR son:

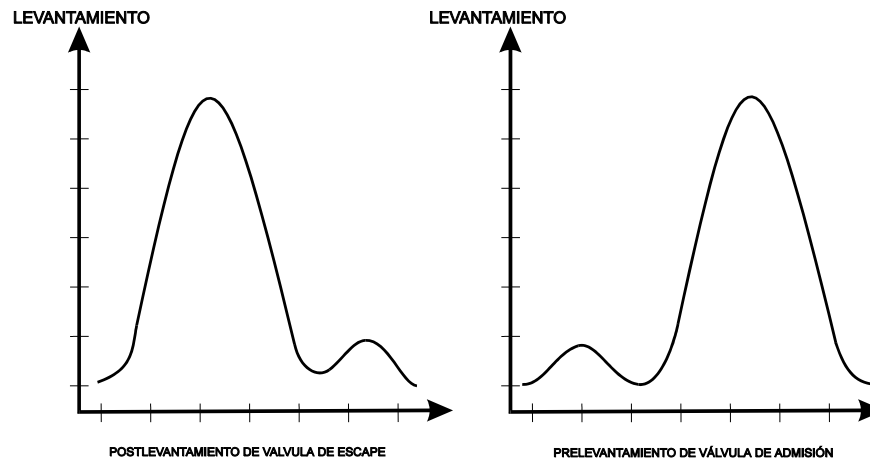


Figura 2.3: Diagramas de distribución con postlevantamiento de escape y prelevantamiento de admisión.

Simplicidad y economía: Puede mecanizarse un árbol de levas con unos determinados perfiles, bien de postlevantamiento de escape o bien de prelevantamiento de admisión, sin necesidad de un coste adicional en la elaboración y montaje del motor.

Capacidad de producir EGR: Pueden lograrse niveles elevados de EGR en cualquier punto de funcionamiento de motor con un diseño adecuado de los perfiles de las levas correspondientes.

Y los principales **inconvenientes** que presenta esta técnica son los siguientes:

Dificultad en el cálculo del perfil de las levas: Es necesario un análisis profundo de las características del flujo en los colectores para determinar exactamente el nivel de recirculación a producir.

Rigidez de nivel de EGR: Una vez diseñado el árbol de levas, el nivel de EGR queda impuesto para cada condición de funcionamiento, excepto si se actúa sobre algún sistema adicional (Turbogrupo), o se mecanizan árboles de levas compaginados con sistemas de distribución variable.

Temperatura elevada de los gases recirculados: Este sistema hace imposible la refrigeración de los gases recirculados, por lo tanto el uso de EGR interno producirá una caída del rendimiento volumétrico del motor.

2.4.2.2. EGR externo

La forma más inmediata de causar este fenómeno es conectar directamente, mediante un conducto, los colectores de admisión y escape, limitando el caudal mediante una válvula de regulación. Es el denominado EGR externo. De esta manera se introduce gas quemado en el cilindro, a través de ese tubo de conexión (ver figura 2.4).

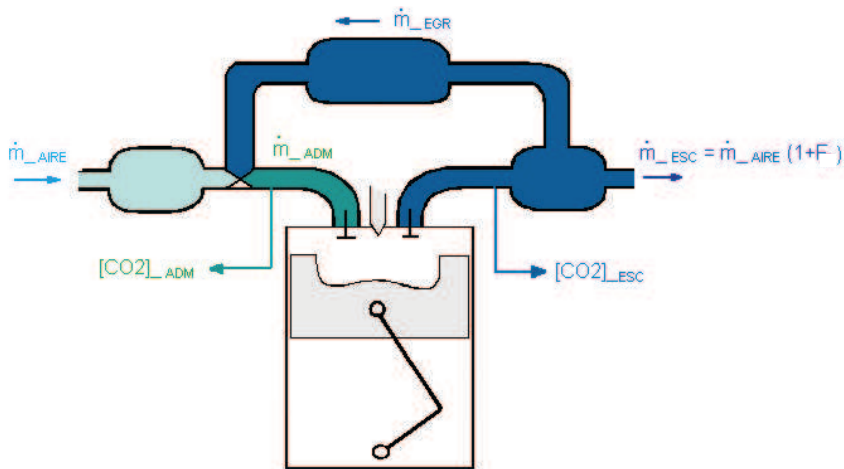


Figura 2.4: Recirculación externa de los gases quemados.

Este sistema consta de una toma de gases en algún punto del colector de escape, que son conducidos hasta el colector de admisión mediante una tubería de recirculación. El sentido de flujo de este gas viene impuesto por la diferencia de presiones medias entre la línea de escape y admisión. En el caso de motores de aspiración natural la presión media en cualquier punto del colector de escape es superior a la que existe en el colector de admisión, para cualquier condición de funcionamiento del mismo. Esto hace que el sentido del flujo por el conducto de recirculación sea siempre de escape hacia admisión, produciéndose así el efecto buscado. El control del valor de este flujo se lleva a cabo mediante una válvula que puede conectarse en diversas partes del sistema, y que se abre más o menos en función del grado de EGR que se quiera realizar.

Para conseguir un mayor efecto de reducción de NOx y un menor efecto perjudicial sobre el llenado de los cilindros, puede utilizarse un intercambiador que refrigere el gas recirculado, esta opción se viene imponiendo en la actualidad en motores Heavy-Duty (HD), aun con los problemas que presen-

ta: ensuciamiento del sistema, aparición de agua de condensación en el gas que se recircula, etc.

Aparece otro problema cuando se trata de implantar este sistema en motores turbosobrealimentados. En este caso, las presiones medias existentes en los colectores de admisión y escape están afectadas por el funcionamiento del grupo turbocompresor, sufriendo variaciones importantes que dependen del punto de funcionamiento del motor.

Estas diferencias en comparación con los motores de aspiración natural son críticas en el momento en que la presión media en el colector de admisión (aguas abajo del compresor), supera a la que existe en el colector de escape (en cualquier punto de la línea). En estos casos no es posible, sin la ayuda de algún elemento auxiliar, introducir gas quemado en el cilindro, obteniéndose el efecto contrario: paso de gas fresco desde la línea de admisión a la de escape. Este problema aparece especialmente en los motores HD cuando trabajan en condiciones de bajo-medio régimen de giro y medio-alto grado de carga.

En estos motores se suele efectuar la toma de gases en un punto del colector de escape antes de la turbina (donde se tienen las presiones mayores), y la descarga se realiza en un punto aguas abajo del intercooler (en el caso de que exista), o bien del compresor (EGR de alta presión). Se podría optar por una conexión antes del compresor (EGR de baja presión), resolviendo así los problemas de presión comentados anteriormente, pero el deterioro por abrasión de los elementos del compresor y el ensuciamiento del intercooler hacen inviable esta alternativa.

La figura 2.5 muestra un esquema del EGR de alta y de baja presión en un determinado motor sobrealimentado.

Una solución que se adopta en algunos casos es la de utilizar una válvula que estrangule el conducto de admisión produciendo una caída de presión y efectuar la conexión del tubo de recirculación en un punto aguas abajo de esta válvula.

Mediante un sistema de regulación que determine el nivel de apertura de la válvula de estrangulamiento y la de recirculación, puede obtenerse el grado de EGR deseado en cada caso, aunque no puede despreciarse el efecto perjudicial sobre el llenado del motor que supone la estrangulación del colector de admisión, obteniéndose efectos claramente negativos sobre el trabajo de bombeo. Éste y otros efectos se analizarán en profundidad en el capítulo 3.

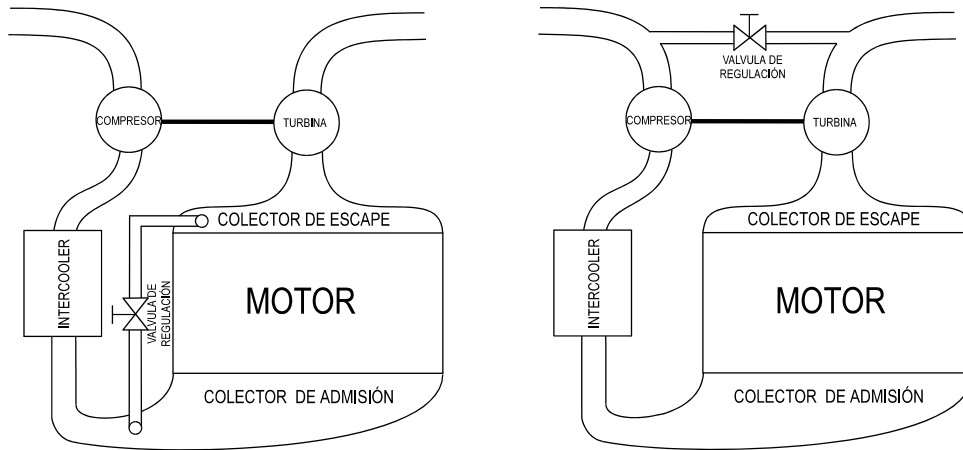


Figura 2.5: EGR externo de alta presión (izquierda) y baja presión (derecha).

2.5. Resumen

Se ha visto en este capítulo la importancia que tiene la reducción en las emisiones contaminantes de los motores de combustión. Se han comentado diversas técnicas que pueden ser utilizadas para conseguir bajos niveles de emisiones por los vehículos que utilizan estos motores. Mediante una revisión bibliográfica se ha podido justificar la técnica del EGR como una solución al problema de emisiones, fundamentalmente de óxidos de nitrógeno.

Se ha realizado una clasificación de los tipos de EGR y se han presentado las características más importantes que tiene cada uno de ellos. Se han presentado algunos de los problemas que presenta la disposición de sistemas de EGR en motores turboalimentados.

Partiendo de esta base, en el capítulo siguiente se va a realizar un análisis exhaustivo de los efectos que, a priori, ocurren durante el proceso de la renovación de la carga cuando se trata de realizar EGR externo en motores Diesel turboalimentados, analizando las posibles combinaciones que puedan efectuarse con cada una de las técnicas comentadas. Como se verá, no se efectúa ningún tipo de limitación en cuanto a la utilización de técnicas alternativas, analizando así únicamente los efectos directos del EGR sobre las características de funcionamiento del motor.

Bibliografía

- [1] Cooper, B.J; Thoss J.E.
Role of NO in Diesel Particulate Emission Control.
SAE Paper 890404, 1984.
- [2] James E.A.
Lean Burn Engine Concepts Emissions and Economy.
SAE Paper 750930, 1975.
- [3] Pischinger, R.; Cartellieri W.
Combustion System Parameters and their Effect Upon Diesel Engine Exhaust Emissions.
SAE PAPER 720756, 1972.
- [4] Muñoz, M. y Payri F.
Motores de combustión interna alternativos.
Sección de publicaciones de la ETSII–Fundación General UPM, 1989.
- [5] Directiva 1999/96/CE.
Directiva 1999/96/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 13 de Diciembre de 1999.
Diario Oficial de las Comunidades Europeas. Bruselas, Diciembre 1999.
- [6] Consulting AVL y information.
Current and Future Exhaust Emissions Legislation.
AVL list., 1993.
- [7] De Boer, C.D.; Jeyes J.A.
The Interaction of Fuel Economy and Emission Control in Europe. A Literature Study.
SAE PAPER 841281, 1984.
- [8] Walsh M.P.
Global Trends in Diesel Emissions Control - A 1999 Update.
SAE PAPER 1999-01-0107, 1999.
- [9] W. Knecht.
European emission legislation of heavy duty Diesel engines and strategies for compliance, pp. 289–302.
Proceedings of THIESEL 2000, 2000.
- [10] Binder K. Schwarz V.
Present and future of heavy duty engines strategies for compliance to the

- emission legislation*, pp. 191–198.
Proceedings of THIESEL 2002, 2002.
- [11] Molina Alcaide S.A.
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] Miyaki, M.; Fujisawa H.; Masuda A.; Yamamoto Y.
Development of new electronically controlled fuel injection system ECD-U2 for Diesel engines.
SAE Paper 910252, 1991.
- [13] Racine, R.; Miettaux M.; Drutel Y.; Heidt J.
Application of a high flexible electronic injection system to a heavy duty Diesel engine.
SAE Paper 910184, 1991.
- [14] Kouremenos, D.A.; Hountalas D.T.; Binder K.B.; Raad A.; Schnabel M.H.
Using Advanced Injection Timing and EGR to Improve DI Diesel Engine Efficiency at Acceptable NO and Soot Levels.
SAE Paper 2001-01-0199, 2001.
- [15] Baert, R.S.G.; Beckman D.E.; Veen A.
Efficient EGR Technology for Future HD Diesel Engine Emissions Targets.
SAE Paper 1999-01-0837, 1999.
- [16] Hochegger, W.; Hrauda G; Prenninger P.; Seitz H.F.
Effect of various EGR systems on HDT-turbocharging, volume 602, pp. 267–281.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C. C602/040/2002, 2002.
- [17] Eastlake A.
The Latest Developments in Heavy Duty Vehicle Aftertreatment Testing for Real World Emissions and Fuel Economy.
SAE PAPER 1999-01-0470, 1999.
- [18] Lüders, H.; Stommel P.
Diesel Exhaust Treatment - New Approches to Ultra Low Emission Diesel

- Vehicles.*
SAE PAPER 1999-01-0108, 1999.
- [19] Horrocks R.W.
Light-duty Diesels. An update on the emissions challenge, volume 208,
pp. 289–298.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D 02294,
1994.
- [20] Needham, J. R.; Doyle D. M.; Faulkner S.; Freedman A.
Technology for 1994.
SAE Paper 891949, 1989.
- [21] Rim J.J.
*Reduction of Diesel Particulate, Unburned Hydro-carbons, and Nitrogen
Oxides from Diesel Exhaust Gases.*
SAE PAPER 910335, 1991.
- [22] Needham, J.R.; Faulkner S.A.; Doyle D.M.
Developing The Truck Engine for Ultra Low Emissions, volume 205, pág.
149.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 1991.
- [23] Richards, R.R.; Sibley J.E.
Diesel Engine Emissions Control for the 1990's.
SAE PAPER 880346, 1988.
- [24] Tung Tat Chan; Borman Gary L.
*An Experimental Study of Swirl and EGR Effects on Diesel Combustion
by use of the Dumping Method.*
SAE PAPER 820359, 1983.
- [25] Whitelaw J.H.
Discurso del Exmo. Sr. James H. Whitelaw.
Solemne Acto de Investidura como Doctor Honoris Causa. Universidad
Politécnica de Valencia, 1996.
- [26] Boulouchos, K.; Stebler H.
*Combustion Features and Emissions of a DI-Diesel Engine with Air Path
Optimization and Common Rail Fuel Injection.*
SAE PAPER 981931, 1998.
- [27] Yoshida, K.; Makino S.; Sumiya S.; Muramatsu G.; Helferich R.
Simultaneous Reduction of NO_x and Particulate Emissions from Diesel

- Engine Exhaust.*
SAE PAPER 892046, 1989.
- [28] Kouremenos, D.A.; Hountalas D.T.; Binder K.B.
The Effect of EGR on the Performance and Pollutant Emissions of Heavy Duty Diesel Engines using Constant and Variable AFR.
SAE PAPER 2001-01-0198, 2001.
- [29] Yoshikawa, S.; Furuwasa S.; Arai M.; Hiroyasu M.
Optimisation Spray Behaviour to Improve Engine Performance and to Reduce Exhaust Emissions in a Small D.I. Diesel Engine.
SAE PAPER 890463, 1989.
- [30] Yu, R.C.; Kuo T.W.; Shahed M.; Chang T.W.
The Effect of Mixing Rate, End of Injection, and Sac Volume on Hydrocarbon Emissions from a D.I. Diesel Engine.
SAE PAPER 831294, 1983.
- [31] Stumpp, G.; Polach W.; Muller N.; Warga J.
Fuel Injection Equipment for Heavy Duty Diesel Engines for U. S. 1991/1994 Emission Limits.
SAE PAPER 890851, 1989.
- [32] Murakami A.
An Attempt of Moving Bottom Auxiliary Combustion Chamber to Reduce Diesel Particulate and NOx.
SAE PAPER 970316, 1997.
- [33] Needham, J.R.; Whelan S.
Meeting the Challenge of Low Emissions and Fuel Economy with the Ricardo Four Valve High-Speed Direct Injection Engine, volume 208, pp. 181–190.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Proc. Part D, 1994.
- [34] Dürnholz, M.; Helmut E.; Frisse P.
Preinjection. A Measure to Optimise the Emission Behaviour of DI Diesel Engine.
SAE PAPER 940674, 1994.
- [35] Ishii, H.; Koike N.; Suzuki H.; Odaka M.
Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition Part 2: Analysis of Combustion Phenomena and NOx Formation by Numerical Simulation with Experiment.
PAPER 970315, 1997.

-
- [36] Aoyama, T.; Mizuta J.; Oshima Y.
NOx Reduction by Injection Control.
SAE PAPER 900637, 1990.
- [37] Nagase, K.; Funatsu K.
A Study of NOx Generation Mechanism Diesel Exhaust Gas.
SAE PAPER 901615, 1990.
- [38] Shundoh, S.; Kakegawa T.; Tsujimura K.; Kobayashi S.
The Effect of Injection Parameters and Swirl on Diesel Combustion with High Pressure Fuel injection.
SAE PAPER 910489, 1991.
- [39] Uyehara O.
Factors that Affect NOx and Particulate in Diesel Engine Exhaust. Part II.
SAE PAPER 920695, 1992.
- [40] Needham, J. R.; May M. P.; Doyle D. M.; Faulkner S. A.
Injection Timing And Rate Control. A solution For Low Emissions.
SAE PAPER 900854, 1990.
- [41] Demmler JR A. W.
Automotive Catalysis, pp. 26–33.
Automotive engineering 3-1977 R, 1977.
- [42] Bürgler, L.; Herzog P.L.; Zelenka P.
Strategies for Meet US 1994/95 Diesel Engine Federal Emission Legislation for HSDI Diesel Engine Powered Vehicles, volume 206, pp. 47–54.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 1992.
- [43] Ogasawara. K.; Muramatsu, G.; Seiji M.
De-NO Converter of Diesel Engine Vehicle for Practical Use.
SAE PAPER, 1995.
- [44] Chmela, F.; Pfahl U.
Exhaust Gas Aftertreatment Systems.
Seminario impartido por el Dr. F. Chmela en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia, 2002.
- [45] Ogasawara. K.; Muramatsu, G.; Seiji M.
Characterisation of Particulate Emission from Swirl Chamber Type Light-duty Diesel Engine as a Function of Engine Parameters.
SAE PAPER 820181, 1982.

- [46] Desantes, J.M.; Lapuerta M.; Salavert J.M.
Study on independent effect of Diesel engine operating conditions on Nitric Oxide formation and emissions through schematical combustion simulation, volume 210, pp. 71–80.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 1996.
- [47] Huh, K.Y.; Kim K.K.; Chol Ch.R.; Park S.Ch.; Moon S.
Scavenging Flow Simulation of a Four-poppet-valved Two-stroke Engine.
SAE PAPER 930500, 1995.
- [48] Luján Martínez J.M.
Recirculación interna de gases de combustión en motores diesel sobrealimentados. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [49] Ladommatos, N. Balian R. Horrocks R. Cooper L.
The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Combustion and NO_x Emissions in a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine.
SAE Paper 960840, 1996.
- [50] Payri, F. Lapuerta M. Cazaux Ph.
Insight into the combustion process of a Diesel engine with exhaust gas recirculation, volume Proceedings of 5th International EAEC Congress. Strasbourg.
SIA Paper 9506A13, 1995.
- [51] Ladommatos, N. Abdelhalim S. Zhao H.
The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions, volume 1 no.1, pp. 107–126.
International Journal Engine Research, 2000.
- [52] Kohketsu, S.; Mori K.; Sakai K.; Hakozaiki T.
EGR Technologies for a Turbocharged and Intercooled Heavy-Duty Diesel Engine.
SAE Paper 970340, 1997.
- [53] Ladommatos, N. Balian R. Horrocks R. Cooper L.
The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Soot Formation in a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine.
SAE Paper 960841, 1996.
- [54] Ladommatos, N.; Abdelhalim S.M.; Zhao H.; Hu Z.
The effects of carbon dioxide in exhaust gas recirculation on Diesel engine

- emissions*, volume 212, pp. 25–42.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 1998.
- [55] Senda, J.; Hashimoto K.; Ifuku Y.; Fujimoto H.
CO2 Mixed Fuel Combustion System for Reduction of NO and Soot Emission in Diesel Engine.
SAE PAPER 970319, 1997.
- [56] Ladommatos, N. Abdelhalim S.M. Zhao H. Hu Z.
The dilution, chemical and thermal effects of exhaust gas recirculation on Diesel engine emissions - Part 1: Effects of reducing inlet charge oxygen.
SAE Paper 961165, 1996.
- [57] Ladommatos, N. Abdelhalim S.M. Zhao H. Hu Z.
The dilution, chemical and thermal effects of exhaust gas recirculation on Diesel engine emissions - Part 2: Effects of carbon dioxide.
SAE Paper 961167, 1996.
- [58] Arcoumanis, C.; Bae C.; Nagwaney A.; Whitelaw J.H.
Effect of EGR on Combustion Development in a 1.9L DI Diesel Optical Engine.
SAE Paper 950850, 1995.
- [59] Stumpp, G.; Banzhaf W.
EGR Lowers Diesel NOx Emissions.
SAE Paper 780222, 1978.
- [60] Dürnholz, M.; Eiffler G.; Hendres H.
Exhaust-gas Recirculation. A Measure to Reduce Exhaust Emissions of DI Diesel Engines.
SAE PAPER 920725, 1992.
- [61] Chikahisa, T.; Konno M.; Murayama T.
Analysis of Formation Characteristics and Control Concepts in Diesel Engines from NO Reaction-Kinetic Considerations.
SAE PAPER 950215, 1995.
- [62] Guardiola García 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 Fin de Carrera dirigido por Dr. D. José Manuel Luján Martínez, 2000.

- [63] Uchida, N. Daisho Y. Saito T. Sugano H.
Combined Effects of EGR and Supercharging on Diesel Combustion and Emissions.
SAE Paper 930601, 1993.

Capítulo 3

Análisis preliminar del efecto del EGR externo en el motor

Índice General

3.1. Introducción. Planteamiento del problema	47
3.2. Definiciones asociadas al uso de EGR	50
3.3. Descripción del motor sujeto a estudio	53
3.3.1. Obtención del EGR interno del motor debido a los reflujos	54
3.4. Análisis del efecto global de las diferentes estrate- gias de EGR	57
3.4.1. EGR de alta presión	59
3.4.2. Selección del turbo-grupo adecuado para realizar EGR	60
3.4.3. Estrategias de compensación de presiones	61
3.4.3.1. Estrangulamiento del colector de admisión	62
3.4.3.2. Estrangulamiento del colector de escape . .	63
3.4.3.3. Sistema de compensación de presiones P2A- P3	64
3.4.4. Estrategias de aprovechamiento de los pulsos de es- cape del motor	66
3.4.4.1. Sistema de válvula rotativa en el circuito de EGR	67
3.4.4.2. Sistemas de láminas en el circuito de EGR	69
3.4.5. Estrategias de aprovechamiento del efecto venturi . .	72
3.4.5.1. Influencia del venturi de EGR en las pérdi- das energéticas globales en el motor	74

3.5. Procesos sobre los que influye la recirculación de los gases de escape	76
3.5.1. Combustión con gases recirculados del escape	77
3.5.2. Renovación de la carga con EGR	80
3.5.3. Sobrealimentación con EGR	84
3.6. Resumen	85
3.7. Anexos	87
3.7.1. Anexo A: Evaluación del error cometido en el cálculo del %EGR	87
3.7.2. Anexo B: Ecuación de dosado con recirculación del gas de escape.	91
3.7.3. Anexo C: Resultados relevantes del modelado preliminar de las diferentes estrategias para la obtención de EGR	93
Bibliografía	99

Capítulo 3

Análisis preliminar del efecto del EGR externo en el motor

3.1. Introducción. Planteamiento del problema

Por lo expuesto en el capítulo anterior, queda claro que la aplicación de EGR tiene efectos directos sobre la reducción de emisiones contaminantes. Sin embargo, parece que la aplicación de esta tecnología, en algunos casos, no es suficiente para reducir estas emisiones por debajo de los límites impuestos por las normativas nombradas; por esta razón es interesante estudiar el efecto combinado que el EGR produce junto con otras medidas anticontaminación. Esto nos lleva a la conclusión de que la disposición de un sistema de EGR sobre un motor no influye sobre éste de forma aislada sino que la técnica de EGR viene acompañada de otras que ayudan para que el motor sea capaz de cumplir la normativa anticontaminante. De esta forma los efectos que introduce el EGR sobre el motor y los que produce otra técnica paralela (p.e. retraso de la inyección de combustible, cambiar el sistema de sobrealimentación, etc.) se ven mezclados [1, 2], y en ocasiones, los efectos perjudiciales de una técnica quedan enmascarados o contrarrestados por los efectos beneficiosos de otra técnica.

Un ejemplo de este hecho es el siguiente. En los últimos años, para reducir las emisiones de NOx se ha optado por la solución de retrasar el inicio de la inyección. Sin embargo, esta técnica no puede ser una solución definitiva puesto que deteriora la economía de combustible por desplazarse los valores de presión máxima en el cilindro hacia la fase de expansión. Este método se puede utilizar en combinación con el EGR produciendo descensos importantes en el nivel de NOx sin que la emisión de HC se resienta y manteniendo los niveles de emisiones de partículas. Así el EGR reduce el efecto perjudicial que tiene el atraso de la inyección sobre el consumo específico. Los valores máximos de EGR están limitados por el nivel de emisión de humos, el aumento de desgaste por abrasión en el interior del cilindro y, por supuesto, la pérdida de eficiencia del motor .

Por otro lado, y como ya se ha comentado en la última parte del capítulo 2, la instalación de un sistema de EGR externo no es suficiente para que la recirculación de los gases se haga efectiva en el motor. Para que este sistema cumpla su objetivo tiene que estar diseñado correctamente en función del motor sobre el cual se va a instalar.

La recirculación de los gases de escape para motores de aspiración natural se realiza con la simple conexión de los colectores de escape y admisión. El sentido de flujo neto de este gas en el sistema de recirculación viene impuesto por la diferencia de presiones medias entre la línea de escape y admisión. En el caso de motores de aspiración natural la presión media en cualquier punto del colector de escape es superior a la que existe en el colector de admisión y el porcentaje de gases recirculados se regula mediante la simple instalación de una válvula, denominada válvula de EGR [1, 3].

Un caso distinto es cuando se trata de implantar este sistema en motores turbosobrealimentados. Para éstos, las presiones medias existentes en los colectores de admisión y escape están afectadas por el funcionamiento del grupo turbocompresor. Cuando se dan una serie de condiciones¹, es habitual que la presión en el colector de admisión sea **más alta** que la presión en el escape en este tipo de motores. Por lo tanto, la conexión de los colectores de admisión y escape producirá el paso de gases frescos directamente al escape. El comportamiento descrito es habitual en los motores del tipo HD y con sistemas de turboalimentación optimizados.

La figura 3.1 nos muestra el valor de la presión media y de la evolución

¹El grupo turbocompresor está bien diseñado (adecuado a las condiciones de funcionamiento del motor); la temperatura de los gases de escape es elevada; la temperatura del aire a la entrada del compresor baja; el compresor y la turbina trabajan en puntos de rendimiento alto; o el motor trabaja con un dosado elevado

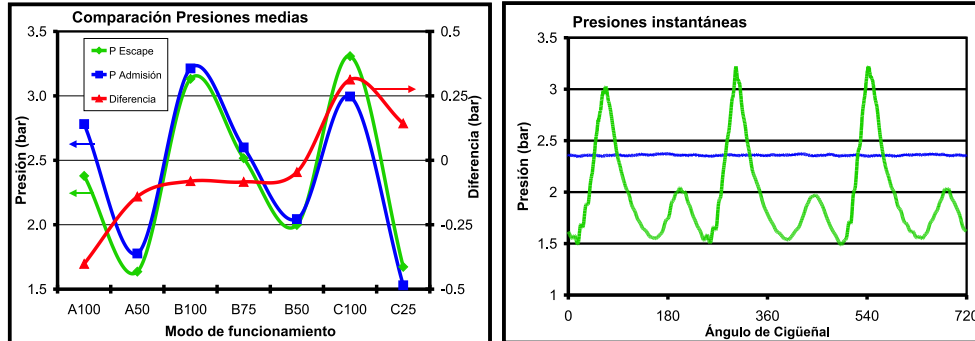


Figura 3.1: Diferencia entre las presiones medias para diferentes puntos de funcionamiento y evolución de las presiones instantáneas de admisión y escape en un motor turbosobrealimentado para un punto de funcionamiento.

instantánea de las presiones en los colectores de admisión y de escape en uno de los puntos de funcionamiento del motor sujeto a estudio en este trabajo. Estas diferencias, en comparación con los motores de aspiración natural, son críticas en el momento en que la presión media en el colector de admisión supera a la que existe en el colector de escape. En estos casos, no es posible introducir gas quemado en el cilindro sin la ayuda de algún elemento auxiliar, obteniéndose el efecto contrario (paso de gas fresco desde la línea de admisión a la de escape) [3, 4].

Para realizar EGR externo en motores en los que los niveles de presión son desfavorables, es necesaria la utilización de elementos especiales como, venturis, turbinas de geometría variable, sistemas para la compensación de estas presiones, válvulas de rápida apertura y cierre, etc. Todos estos elementos influyen en parámetros importantes del motor como son el rendimiento volumétrico, el trabajo de bombeo, la fracción de aire fresco encerrada en los cilindros, etc.

En este capítulo se hace un análisis preliminar de cómo influyen estos sistemas introducidos en el motor sobre los parámetros importantes de la renovación de la carga de los motores de combustión interna alternativos. Para realizar este análisis es importante, en primer lugar, hacer una serie de definiciones asociadas al uso del EGR; éstas se realizarán en el siguiente punto de este capítulo. Una vez hechas las definiciones se describe el motor sujeto a estudio. En esta descripción se presentan las características más importantes desde el punto de vista de la renovación de la carga y sobre las que más influye la recirculación de los gases de escape. En la sección 3.4 se hace un análisis de las diferentes técnicas que se emplean para que la recirculación de

los gases de escape sea efectiva. Por último se hace un resumen de cómo el EGR influye sobre diferentes procesos que tienen lugar en los motores Diesel con las características descritas.

3.2. Definiciones asociadas al uso de EGR

Se dedicará esta sección a tratar de explicar y definir una serie de conceptos que luego serán utilizados en el análisis de los resultados obtenidos. Algunos de estos conceptos son claros, pueden ser encontrados en la bibliografía y son de uso general, sin embargo aparecen aquí algunos parámetros que no son de uso habitual y sobre ellos se ha tratado de hacer una explicación más detallada.

El esquema de la figura 3.2 indica los flujos de masa puestos en juego, y los lugares donde se suelen medir las concentraciones de CO₂, necesarias para el cálculo del porcentaje de gas recirculado de acuerdo con la definición que se utiliza en los trabajos relacionados con el EGR.

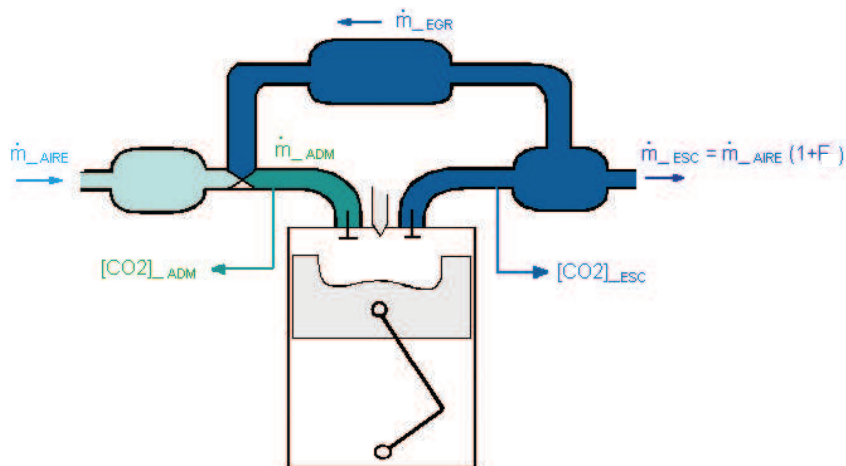


Figura 3.2: Esquema de los gastos máxicos en un motor con recirculación de gases de escape.

En el esquema no se tiene en cuenta que existe una masa adicional, que son los residuales, que incrementan la masa total dentro del cilindro con gases procedentes de la combustión del ciclo anterior. Esta masa residual se podría considerar como un EGR interno, pero dada la dificultad para estimarla correctamente no se ha tenido en cuenta a la hora de definir la cantidad de

gases recirculados. En cambio se ha realizado un análisis de la cantidad de EGR interno que se tiene en el motor debido al cruce de válvulas; este estudio se presenta en la sección 3.3.1 de este mismo capítulo. El porcentaje de EGR se define a partir de los valores experimentales de las concentraciones volumétricas de CO₂ en la admisión y el escape, de acuerdo a la ecuación 3.1, donde los subíndices hacen referencia a la admisión_(ADM), a la atmósfera_(ATM) y al escape_(ESC).

$$\%EGR = \frac{[CO_2]_{ADM} - [CO_2]_{ATM}}{[CO_2]_{ESC} - [CO_2]_{ATM}} \cdot 100 \quad (3.1)$$

Esta definición de EGR, ampliamente utilizada en la literatura, tiene la ventaja de que es fácilmente medible con dos analizadores de CO₂ con el rango adecuado y que físicamente es bastante intuitiva, como se verá a continuación.

Si se admite que el peso molar del aire atmosférico y de los gases de escape es el mismo, puesto que la diferencia es muy pequeña (el error varía entre 0.1 y 0.3% para valores de dosado relativo entre 0.3 y 0.6 respectivamente) la ecuación 3.1 puede transformarse en la ecuación 3.2. El desarrollo completo como también la cuantificación del error cometido se encuentra al final de este capítulo en el anexo A².

$$\%EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{ADM}} \cdot 100 = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{AIRE} + \dot{m}_{EGR}} \cdot 100 \quad (3.2)$$

Es decir que el porcentaje de EGR previamente definido es aproximadamente el cociente entre el gasto de escape recirculado y el gasto total admitido por el motor. A partir de esta ecuación se puede calcular el gasto másico de gases recirculados en función del gasto másico de aire y del %EGR como muestra la ecuación 3.3.

$$\dot{m}_{EGR} = \dot{m}_{AIRE} \cdot \frac{\%EGR}{100 - \%EGR} \quad (3.3)$$

Es importante definir ahora las distintas formas de entender el dosado, F, o su inversa el AFR (del inglés “*Air to Fuel Ratio*”), cuando se recirculan gases de escape. Una forma sencilla de definir el dosado es medir el gasto de aire admitido y el gasto de combustible inyectado y hacer el cociente, tal como se hace en la ecuación 3.4.

²Anexo A: Evaluación del error cometido en el cálculo del %EGR.

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{AIRE}} \text{ o bien, } AFR = \frac{\dot{m}_{AIRE}}{\dot{m}_f} \quad (3.4)$$

$$F_R = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{AIRE}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{AIRE}}{\dot{m}_f} \right)_{est} \quad (3.5)$$

El dosado relativo (F_R) definido de acuerdo con la ecuación 3.5 sólo tiene en cuenta el oxígeno aportado por la masa de aire fresca que entra en el cilindro y la masa de aire necesaria para que se queme todo el combustible inyectado (dosado estequiométrico F_{est}). Este dosado así definido también es coherente con el que se obtiene experimentalmente a través de la concentración de oxígeno en los gases de escape. Efectivamente, la concentración de oxígeno en los gases de escape se puede calcular como dicta la ecuación 3.6.

$$[O_2]_{ESC} = [O_2]_{AIRE} \cdot (1 - F_R) \quad (3.6)$$

donde $[O_2]_{ESC}$ es la concentración de O_2 en los gases de escape y $[O_2]_{AIRE}$ es la concentración de O_2 en el aire, que puede ser considerada como una constante.

Sin embargo, el dosado relativo definido de acuerdo con la ecuación 3.5 no es realista, puesto que el oxígeno puesto a disposición del proceso de combustión lo suministra el aire fresco admitido, pero también los gases de escape recirculados, puesto que, en cualquier condición operativa, la relación AFR global se realiza con exceso de aire. La ecuación 3.7 define el dosado relativo efectivo del motor. Este dosado tiene en cuenta toda la aportación de oxígeno al cilindro procedente de la masa admitida [2, 5, 6]. El proceso de obtención de la ecuación 3.7 se encuentra desarrollado en el anexo B³ del presente capítulo.

$$F_{efe} = F_R \cdot \frac{100 - \%EGR}{100 - F_R \cdot \%EGR} \quad (3.7)$$

El dosado relativo efectivo definido con la ecuación precedente, se obtiene a partir de la concentración de O_2 en la masa admitida. De una manera general, haciendo un balance como el expresado en la ecuación 3.8, podemos obtener la concentración de O_2 en la admisión.

$$[O_2]_{ADM} = \frac{[O_2]_{AIRE} \cdot (100 - \%EGR) + [O_2]_{ESC} \cdot \%EGR}{100} \quad (3.8)$$

³Anexo B: Ecuación de dosado con recirculación del gas de escape.

donde $[O_2]_{ADM}$ es la concentración de O_2 de la masa admitida. Reemplazando la ecuación 3.6 en la ecuación 3.8 y operando convenientemente se puede deducir la ecuación 3.9.

$$[O_2]_{ADM} = \frac{[O_2]_{AIRE} \cdot (100 - F_R \cdot \%EGR)}{100} \quad (3.9)$$

De la ecuación 3.9 puede definirse una relación de concentración de oxígeno (**RCO**), entre la concentración de oxígeno en la masa admitida y la concentración de oxígeno en el aire, que da una idea de la reducción relativa de O_2 debida al EGR.

$$RCO = \frac{[O_2]_{ADM}}{[O_2]_{AIRE}} = \frac{100 - F_R \cdot \%EGR}{100} \quad (3.10)$$

Se observa que el RCO es una función del dosado relativo y del porcentaje de EGR y disminuye cuando cualquiera de ellos aumenta, estando sus valores acotados entre 0 y 1. De la ecuación 3.10 se puede deducir que el producto $F_R \cdot \%EGR$ puede ser considerado como la reducción de oxígeno debida a la fracción adicional de gases inertes al utilizar EGR [2].

Las definiciones anteriormente demostradas se utilizarán a lo largo del presente y siguientes capítulos.

3.3. Descripción del motor sujeto a estudio

El motor objeto de estudio en el presente trabajo es un motor de encendido por compresión turbosobrealimentado. Este motor está fabricado por el constructor francés RVI (*Renault Véhicules Industrielles*); en la figura 3.3 se observa una foto del mismo, instalado en la sala de ensayos utilizada. Dicho motor pertenece a la serie MIDR62356EURO3 que el fabricante monta sobre una amplia gama de sus vehículos pesados (camiones, cabezas tractoras, autobuses y autocares). Se trata de un motor de 6 cilindros en línea, fuertemente sobrealimentado y con refrigeración de los gases de admisión. Posee 24 válvulas (2 de admisión y 2 de escape por cilindro), rampa de balancines en cabeza y árbol de levas lateral. Como sistema de inyección monta “*Common Rail*” con control electrónico de presión de inyección y apertura de inyectores. En la tabla 3.1 se presentan las características técnicas y los datos geométricos más relevantes del motor.

El motor estudiado tiene una configuración convencional en los motores de transporte pesado por carretera utilizados en Europa con una cilindrada

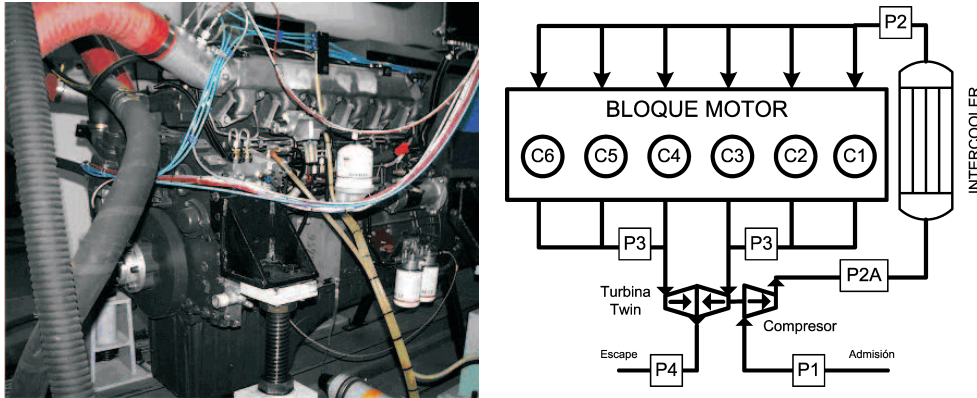


Figura 3.3: Fotografía del motor de referencia instalado en la sala de ensayos (Izq.). Esquema del motor sujeto a estudio (Der.).

de 1.85 litros por cilindro y una relación carrera/diámetro (s/d) de 1.24. El pistón es de aluminio con la cámara de combustión labrada. La relación de diámetros entre cámara de combustión y el cilindro es de 0.67, que junto con el bajo coeficiente de torbellino confiere a la cámara de combustión un carácter “tranquilo”, con movimientos de aire inducidos en la admisión y durante la compresión moderados, por lo que fundamentalmente el propio sistema de inyección es el encargado de la mezcla aire/combustible [2].

Con el propósito de hacer una idea de la configuración interna del motor sujeto a estudio, y debido a que en los siguientes apartados se hará referencia a presiones en diferentes partes del mismo y de los colectores, es de utilidad la representación esquemática del motor representada en la figura 3.3. En los siguientes apartados se realizará un análisis preliminar de diferentes técnicas para la realización de EGR. Para poder comparar unas estrategias con otras es necesario tomar de todas ellas los mismos parámetros provenientes del modelado y simulación del motor. En la figura 3.3 se indican los puntos donde se han medido los parámetros provenientes del modelado del motor con el objeto de facilitar su identificación.

3.3.1. Obtención del EGR interno del motor debido a los reflujos

En el presente apartado se justifica la existencia de EGR en el motor aún cuando no se instale ningún circuito de EGR ni tampoco un árbol de levas con el propósito de recircular los gases de escape a la admisión.

Tipo de Inyección	Directa
Número de Cilindros (Z)	6
Volumen Desplazado (VD)	1.85 litros
Cilindrada Total (VT)	11.12 litros
Relación de Compresión	16.3:1
Potencia Máxima	300 kW (1800 rpm)
Par Máximo	1500 Nm (1500 rpm)
Régimen de Giro Máximo	2000 rpm
Diámetro del cilindro (d)	123 mm
Carrera (s)	156 mm
Longitud de la biela	228 mm
Volumen de la cámara de combustión	109.30 cm ³
Diámetro válvula de escape	30.8 mm
Diámetro válvula de admisión	34.5 mm
Coefficiente de torbellino medio	1.23

Tabla 3.1: Características Técnicas y Geométricas del motor MIDR62356EURO3 de RVI.

Como se explicó en el apartado 2.4.2.1 una forma para producir EGR es actuando sobre el sistema de distribución, de manera que se fuerce la producción de reflujos de gases de combustión por las válvulas de admisión o escape. De esta forma, la recarga del cilindro se realiza con parte de los gases de combustión producidos en la combustión anterior [1].

Es común, en determinadas condiciones de funcionamiento, la aparición de un pequeño reflujo de gas por la válvula de admisión, que sale del cilindro durante el periodo de cruce de válvulas. Los gases que se expulsan se han generado en la combustión del ciclo anterior, y contienen por tanto una fracción elevada de gas quemado. Este gas será admitido al cilindro en el tiempo de admisión siguiente. Por otro lado, es posible que al final del escape se produzca un reflujo de los gases quemados hacia el cilindro, este gas permanecerá en el cilindro para la combustión siguiente. La figura 3.4 muestra el gasto másico instantáneo en un cilindro. En dicha figura se ha ampliado la zona de cortocircuito donde se producen los efectos descritos. La masa total de gases recirculados será la masa resultante de la integral de la zona sombreada en la figura multiplicada por el dosado efectivo (ecuación 3.7) con el que trabaja el motor.

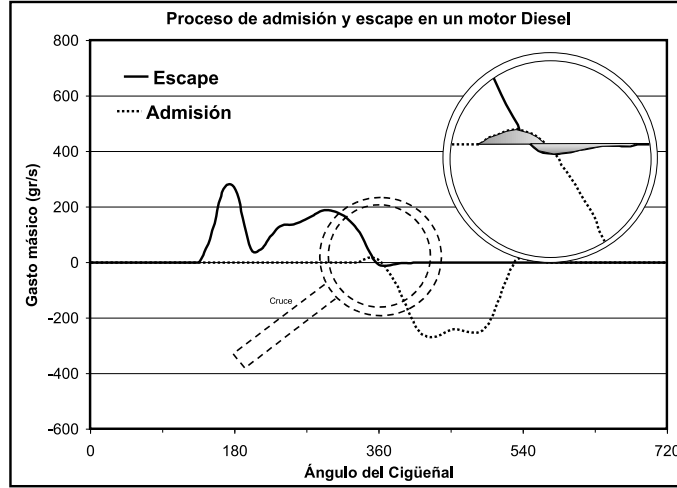


Figura 3.4: EGR interno producido por el cruce de válvulas.

$$\%EGR_{cc} = \frac{\left[\int \dot{m}_{cil \rightarrow adm} + \int \dot{m}_{esc \rightarrow cil} \right] \cdot F_{efe}}{\int \dot{m}_{adm \rightarrow cil}} \cdot 100 \quad (3.11)$$

La forma de calcular el porcentaje de EGR producido por los efectos descritos es mediante el uso de la ecuación 3.11; donde el término denominado $\%EGR_{cc}$, es el EGR debido al cortocircuito de las válvulas del motor. El numerador de esta ecuación representa la totalidad de los gases quemados de la combustión anterior que se recirculan para el siguiente ciclo, mientras que el denominador representa la totalidad de la masa admitida por el cilindro hasta el cierre de la admisión.

Es importante hacer notar que los porcentajes de $\%EGR_{cc}$ que se producen en un motor de estas características funcionando en régimen estacionario son siempre inferiores al 2%. Por lo tanto puede despreciarse [7]. En cambio, en procesos transitorios de motor, el parámetro $\%EGR_{cc}$ puede llegar a cantidades superiores al 20%⁴. Por lo tanto, es necesario tener en cuenta este parámetro en el análisis de los procesos transitorios de motor.

⁴Valores obtenidos gracias al modelado del motor y a los submodelos de EGR desarrollados para la realización del presente trabajo. Dichos modelos se encuentran explicados en el capítulo 4.

3.4. Análisis del efecto global de las diferentes estrategias de EGR

En los motores Diesel se suele emplear el llamado EGR de sustitución, consistente en que la masa total admitida en el cilindro (aire fresco más gases recirculados) se mantiene constante, con lo que el EGR en realidad reemplaza parte de la masa de aire fresco que llenaría la cámara en el caso de operar sin EGR. Ciertos autores, como Baert [8], Ladommatos [9] o Uchida [10] han estudiado la viabilidad del EGR de adición, el cual también resulta más complicado en este tipo de motor debido a que exigiría probablemente una turbina de geometría variable para asegurar la optimización del funcionamiento del motor. Otras estrategias de uso de EGR en motores Diesel serían el empleo simultáneo de EGR de sustitución y aumento de la sobrealimentación⁵, como por ejemplo en los estudios de Uchida [10] o Montgomery [11], con el objetivo de mejorar las características de la combustión que se ve perjudicada por el aumento de gases de escape al inicio de la misma.

En este apartado se realiza un análisis de diferentes soluciones para producir recirculación de gases de escape en el motor. Con cada una de estas soluciones se pretende que haya flujo en el conducto de EGR en el sentido de escape hacia admisión. Para conseguir este flujo es necesario que exista una diferencia de presión positiva entre el colector de escape y el colector de admisión como ya se ha comentado en la introducción del presente capítulo. Si la presión media es mayor en el colector de escape que en el de admisión, se podrá conseguir flujo positivo en el conducto de EGR sin mayores problemas que la conexión del colector de escape con la admisión. En caso contrario se pueden aprovechar los pulsos de sobrepresión del colector de escape, mediante algún dispositivo que permita la circulación de flujo cuando la diferencia de presiones es positiva y que impida este flujo cuando la diferencia de presiones sea negativa, como se muestra en la figura 3.1. De esta forma, aunque los valores medios de las presiones de admisión y escape no favorezcan el flujo de gas quemado de escape a admisión, se podrán recircular parte de los gases de escape.

Con la configuración original del motor sujeto a estudio nos encontramos con que las diferencias entre las presiones medias entre ambos colectores es negativa, es decir, la presión media de admisión es mayor que la de escape. En la figura 3.5 se puede apreciar esta tendencia, donde las presiones medias no favorecen la recirculación de gas de escape. Se hace necesario adoptar so-

⁵Se trataría de un caso intermedio entre el EGR de sustitución puro y el EGR de adición puro, requiriendo también el empleo de turbinas de geometría variable.

luciones que permitan aprovechar los pulsos de presión de colector de escape, o bien, compensar la diferencia de presiones medias existentes.

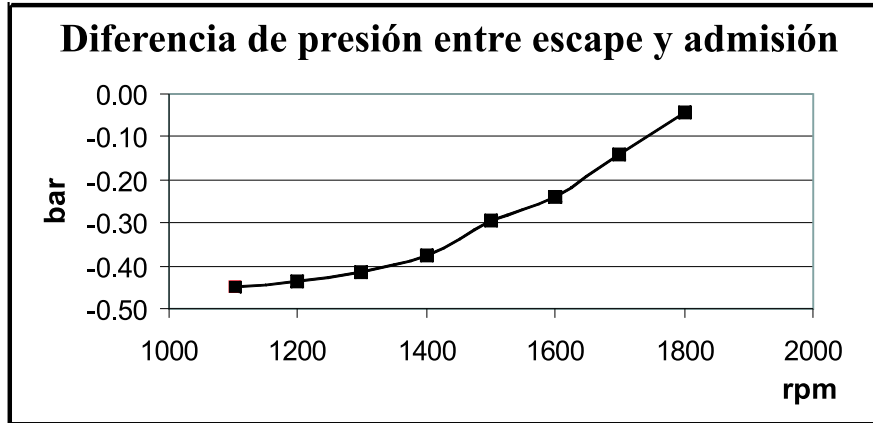


Figura 3.5: Diferencia de presiones entre la admisión y el escape (BP - EP) del motor funcionando a plena carga.

En los siguientes apartados se definen teóricamente las estrategias utilizadas y analizadas para que la recirculación de los gases de escape sea posible⁶.

Se ha analizado cada una de las estrategias con el modelo y se han ensayado y analizado más profundamente las estrategias que resultaban más prometedoras para la producción de EGR y menos perjudiciales para el funcionamiento del motor. Para la definición de las estrategias y para que su análisis pueda ser considerado comparativo entre ellas se han mantenido los siguientes criterios.

- Simetría en todas las estrategias de EGR analizadas.
- Refrigeración del gas de EGR hasta 200 ° C en el caso más desfavorable.
- Utilización de venturi de EGR en el colector de admisión para todas las estrategias.

En los siguientes apartados se exponen las conclusiones obtenidas del análisis del modelado de los diferentes sistemas para conseguir la recirculación efectiva de los gases de escape sobre el motor sujeto a estudio⁷. Los resultados del

⁶Estas estrategias han sido analizadas mediante el uso del modelado preliminar del motor con el WAM (del inglés *Wave Action Model*), explicado en capítulo 4

⁷Algunas de las estrategias han sido instaladas en el motor y ensayadas debido a los resultados prometedores obtenidos en el modelado preliminar del motor. En el capítulo 5 se exponen estas estrategias y se hace un análisis de los resultados obtenidos en los ensayos.

modelado preliminar de las estrategias expuestas a continuación se muestran en el Anexo C⁸ del presente capítulo. En los siguientes apartados se expondrán tan sólo los resultados necesarios para la aclaración de las conclusiones expuestas.

3.4.1. EGR de alta presión

Existen varias posibilidades para que la recirculación de los gases de escape sea efectiva [12]. En el punto 2.4.2 se ha realizado una clasificación de las diferentes posibilidades para la realización de EGR. Entre estas posibilidades se encuentran el EGR de alta presión y el EGR de baja presión. La figura 2.5 muestra un esquema simplificado de estos dos tipos de EGR externo.

El EGR de baja presión no se contempla en este análisis debido a los problemas que conlleva este tipo de EGR sobre los elementos de un motor sobrealimentado. La realización de este tipo de EGR hace necesario la utilización de una trampa de partículas en el circuito de EGR [13–16] debido a que los gases de escape contienen una cantidad no despreciable de partículas, las cuales al introducirse en el compresor podrían dañarlo seriamente. Por otro lado, los gases de escape recirculados a baja presión después de atravesar el compresor pasan por el haz de tubos del intercooler. Los gases recirculados tienen una proporción alta de vapor de agua (producto de la combustión) que al pasar por el intercooler condensará e ira atrapando las partículas de la combustión hasta llegar al punto de obturar los tubos del intercooler, aumentando de esta forma la pérdida de carga del intercooler o incluso pudiendo llegar a dejarlo inservible.

Por los problemas comentados, se suele optar por la realización de EGR de alta presión, figura 2.5. Esta forma de actuación consiste en recircular gas entre el colector de escape (antes de llegar a la turbina) y el colector de admisión (después del intercooler). Gracias a esto se evita el problema del ensuciamiento del compresor y del intercooler, ya que los gases quemados no pasan a través de ellos. Este sistema es también llamado “EGR de corto recorrido”.

Si se adopta esta solución se plantea el problema ya comentado de que la presión de admisión es mayor que la de escape, con la consiguiente dificultad para producir EGR. Por tanto es necesaria la utilización de dispositivos adicionales en el motor de diferentes características, tal y como muestran los trabajos desarrollados por diferentes autores, [8, 17–19]. El efecto que tiene

⁸Anexo C: Resultados relevantes del modelado preliminar de las diferentes estrategias para la obtención de EGR.

la utilización de estos dispositivos sobre el motor serán los comentados en los siguientes puntos.

3.4.2. Selección del turbo-grupo adecuado para realizar EGR

Como ya se ha justificado en el apartado anterior, el principal problema para que la producción de EGR sea efectiva es la diferencia entre las presiones de escape y admisión. Para conseguir que la presión de escape sea más alta que la presión de admisión será necesario que el sistema de escape se vea estrangulado con una sección de paso pequeña en la salida de los gases. Esto se consigue con la colocación de un estátor de turbina más pequeño o bien con la utilización de una turbina de geometría variable (TGV) la cual va cambiando su sección de paso de los gases en función de la presión de admisión y del porcentaje de gases recirculados deseados [16].

Como efecto contrario de esta estrategia se tiene el elevado nivel de la presión de escape y por lo tanto el aumento de trabajo de bombeo que el motor debe proporcionar. Otro efecto secundario que se tiene con esta estrategia es el elevado régimen de giro del sistema turbocompresor, lo que puede hacer que el compresor se ponga a trabajar en puntos de bajo rendimiento.

En la figura 3.6 se muestra el efecto que tiene la reducción de la sección de entrada de la turbina sobre la presión de bombeo para un punto de funcionamiento del motor con diferentes niveles de apertura de la válvula de EGR.

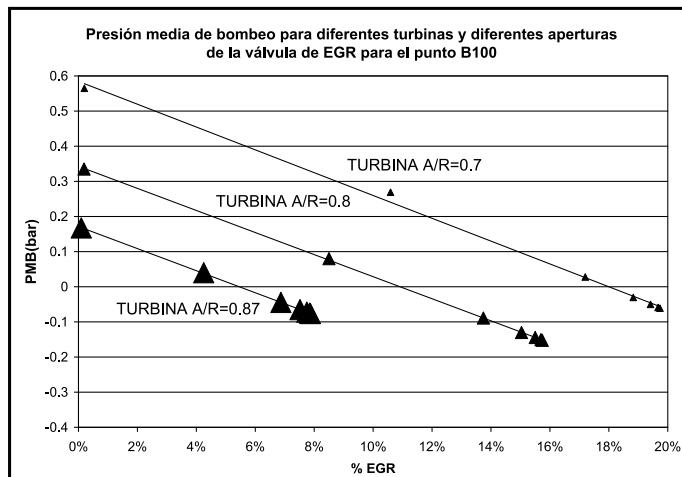


Figura 3.6: Incremento de Presión media de bombeo al reducir la sección del estátor de la turbina (Turbina original $A/R=0.87$).

Se observa que la reducción de sección de la turbina beneficia la posibilidad de realizar EGR, aunque a costa de un incremento en la presión media de bombeo⁹, por lo tanto una disminución del trabajo neto proporcionado por el motor, lo que conlleva un incremento en el consumo específico.

Seleccionar una turbina con sección del estátor reducida presenta el problema de excesivo régimen que puede alcanzar el turbogrupo y la elevada presión de escape en determinadas condiciones. Este problema podría limitarse con la utilización de una válvula waste-gate o sustituyendo la turbina fija por una TGV. La válvula de Waste-Gate o, en su caso, la posición de la TGV deben estar diseñadas para obtener una solución de compromiso entre el porcentaje de EGR deseable y las condiciones de funcionamiento del motor.

La utilización de una TGV para la producción de EGR está muy extendida por los fabricantes de esta clase de motores. Esto se debe a las ventajas que esta estrategia presenta desde el punto de vista del control de las condiciones de funcionamiento del motor [16, 20]. Por un lado se puede controlar la presión de sobrealimentación con la apertura o cierre de la TGV y por otro el %EGR deseado en diferentes puntos de funcionamiento. La acción combinada de estos dos elementos (Válvula de EGR y TGV) plantea serios problemas desde el punto de vista de control de sistemas multivariables [21]. Este complejo problema de control está siendo estudiado paralelamente en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia.

3.4.3. Estrategias de compensación de presiones

Este sistema consiste en la colocación de dispositivos en los colectores de admisión y escape que disminuyan las diferencias de presión existentes entre los colectores, como se muestra en la figura 3.5. Existen varias posibilidades para conseguir este efecto en motores sobrealimentados. En este apartado nos vamos a centrar principalmente en tres de ellas, debido a que son las más utilizadas por los fabricantes de motores industriales. Estos sistemas son los siguientes:

- Estrangulamiento del colector de admisión.
- Estrangulamiento del colector de escape.

⁹En el presente trabajo se ha adoptado como criterio de signos para el trabajo de bombeo que un valor positivo implica que éste no penaliza al trabajo neto, es decir, que el lazo de bombeo colabora en la generación de par. Un trabajo de bombeo negativo, o bien una Presión Media de Bombeo(PMB) mayor de la presión atmosférica, que es lo habitual en los motores de aspiración natural, significa que el motor debe realizar trabajo para llenar el cilindro.

- Sistema de compensación de presiones P2A-P3.

3.4.3.1. Estrangulamiento del colector de admisión

Una alternativa posible para obtener un nivel de presión en la admisión inferior a la presión que se obtiene en el colector de escape del motor es mediante el estrangulamiento del conducto de admisión en un punto de aguas arriba de la conexión del conducto de EGR con el colector de admisión. Mediante este sistema se consigue una depresión en el colector de admisión suficiente para favorecer la recirculación de los gases desde el colector de escape.

La caída de presión en el conducto de admisión depende del grado de apertura de la válvula de estrangulamiento, la cual se caracteriza mediante un coeficiente “K”, este coeficiente se expresa de la siguiente manera:

$$K = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}c^2\rho} \quad (3.12)$$

siendo “ ΔP ” el salto de presión que se producirá en la válvula de estrangulamiento, “c” la velocidad del flujo y ρ la densidad del gas en el conducto.

Mediante esta técnica es posible obtener los niveles deseados de %EGR en todos los puntos de funcionamiento del motor, sin más que estrangular en mayor o en menor medida el conducto de admisión, sin embargo, las condiciones de operación del motor pueden verse muy deterioradas debido a la reducción del aire admitido por el motor. La utilización de esta técnica tiene dos efectos perjudiciales sobre el motor, los dos relacionados con la reducción del aire admitido en el motor. En primer lugar, la combustión en el cilindro puede llegar a ser crítica debido a los altos niveles de dosado que se obtienen, llegando a valores no despreciables de opacidad en las emisiones de contaminantes. En segundo lugar, al reducir el aire admitido la presión a la que se llegará en el escape también se verá reducida, teniendo un efecto doble sobre el motor. Por un lado la recirculación de los gases de escape se reducirá teniendo que cerrar aún más la válvula de estrangulamiento de EGR y, por otro lado, la reducción de la energía disponible en la turbina, por lo tanto el compresor dispondrá de menos energía y trasegará menos gasto de aire para la admisión del motor.

Con esta técnica no es despreciable la pérdida de energía que se produce en la laminación del aire una vez que ha sido comprimido, incrementando sensiblemente el consumo específico del motor.

3.4.3.2. Estrangulamiento del colector de escape

Análogamente al caso anterior, es posible efectuar EGR mediante el estrangulamiento del colector de escape y, consecuentemente, el aumento de la presión de escape del motor. Para elevar la presión del escape existen dos posibilidades, estrangular la entrada de la turbina, o bien, estrangular el conducto de salida de la turbina.

En el primero de los casos, el estrangulamiento a la entrada de la turbina producirá un aumento de la presión del colector de escape favoreciendo de esa forma el trasiego de gases a la admisión. Este caso es muy similar a la utilización de un estátor de turbina más pequeño, explicado en el apartado 3.4.2 y representados por la figura 3.6, pero reduciendo la energía disponible en la turbina con anterioridad a ésta, por lo tanto, sin la necesidad de cambiar el estátor de la turbina o utilizar una turbina de geometría variable, pero en contra produciendo los mismos o peores efectos sobre el trabajo de bombeo del motor comentados en dicho apartado.

En el segundo de los casos, el estrangulamiento del conducto a la salida de la turbina produce un aumento de la presión a la entrada de ésta, y puede llegar a superar a la de admisión. Sin embargo, hay que pensar que la potencia suministrada por la turbina se va a ver reducida, y por lo tanto, el punto de equilibrio alcanzado va a depender de las condiciones de funcionamiento del turbocompresor y de su acoplamiento con el motor. Los efectos sobre el trabajo de bombeo del motor son similares a los producidos en el anterior caso.

Se puede concluir que la utilización de esta técnica, en cualquiera de sus dos variantes, produce una pérdida de energía disponible en la turbina, un aumento del trabajo de bombeo del motor y una disminución del aire admitido por el motor (por lo tanto un aumento del dosado en el cilindro), con las consecuencias que estos efectos producen sobre las prestaciones del motor y sobre la emisión de contaminantes.

La estrangulación del colector de admisión o de escape es una técnica utilizada en la actualidad por diversas empresas constructoras de motores debido a la simplicidad que ofrece su instalación para la obtención del %EGR necesario para la homologación del motor, pero la problemática que presenta en términos energéticos hace que se estén viendo sustituidas de forma paulatina por nuevas técnicas de menor coste energético aunque de mayor complejidad.

3.4.3.3. Sistema de compensación de presiones P2A-P3

Esta alternativa consiste en efectuar una extracción del aire a la salida del compresor para introducirlo en el colector de escape antes de la turbina en los instantes del ciclo en los cuales la presión de admisión supera a la de escape. De esta forma las presiones de admisión y de escape se ven compensadas y la diferencia entre ellas es menor y permite que se pueda recircular gases de escape a admisión, gasto de EGR [3, 22]. Como la figura 3.3 muestra, con las siglas P2A y P3 se indican puntos situados después del compresor y antes de la turbina respectivamente.

Para ello es necesaria la utilización de una válvula unidireccional que sea capaz de responder a los cambios de presión instantánea de los colectores (del colector de escape fundamentalmente). Dicha válvula trasegará únicamente gas fresco lo que representa la ventaja de no estar sometida a altas temperaturas y no tener problemas de ensuciamiento por gas de escape. En la figura 3.7 se puede observar un esquema de esta estrategia.

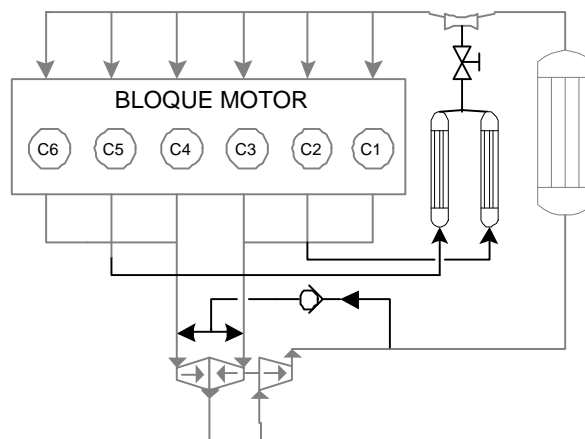


Figura 3.7: Esquema del motor con circuito de EGR y circuito para la compensación de presiones P2A- P3.

Los efectos de este sistema son diversos. Por una parte, el turbogrupo cambia su punto de funcionamiento debido a que la potencia del gas a la entrada de la turbina aumenta (hay más gas y, por consiguiente, hay un aumento de energía en el colector de escape). Este aumento de potencia produce una elevación del régimen del turbogrupo, de manera que el compresor trasega más aire a más presión (se eleva la presión de admisión) [22]. La diferencia positiva de presión de escape con respecto a la de admisión, ayudada del efecto del venturi, produce recirculación de gas de escape (EGR).

Mediante el modelado de esta técnica se observa que los niveles de recirculación se incrementan en todos los puntos de funcionamiento, con aumentos de la presión de admisión y por tanto del gas admitido por el motor con respecto al motor original. Esto se debe a que la turbina trasiega más gasto por lo tanto puede proporcionar más potencia al compresor, tal y como delata la elevación del régimen de giro del turbogrupo con respecto a la configuración original en todos los casos.

Se debe tener mucha precaución en la interpretación de los resultados preliminares obtenidos, ya que existe la posibilidad de que gas fresco procedente de la admisión se vea recirculado de nuevo del escape a la admisión, perdiendo de esta forma el efecto beneficioso que tiene el EGR sobre la reducción de contaminantes¹⁰.

Una ventaja no despreciable de esta alternativa es que la dilución de los gases de escape con aire procedente de la admisión, produce una disminución del nivel de opacidad de los gases de escape, unido al efecto beneficioso que produce el EGR sobre la producción de NO_x en el cilindro, podría indicar erróneamente que se trata de una estrategia que disminuye las dos principales emisiones contaminantes de un motor Diesel¹¹, NO_x y humos.

Esta alternativa presenta la ventaja de la disminución de la temperatura del colector de escape y de entrada a la turbina, aún proporcionando ésta más potencia debido al aumento en el gasto másico que trasiega.

La conclusión a la que podemos llegar es que esta estrategia, a pesar de ser complicada, puede proporcionar buenos resultados. Por esta razón y por los resultados prometedores que presenta el estudio preliminar de este sistema, se ha realizado un estudio pormenorizado del mismo. Por un lado, mediante técnicas de modelado, se han obtenido las dimensiones óptimas de cada uno de los tubos que componen el sistema, gracias al análisis de las evoluciones instantáneas de la presión, temperatura y gasto, capítulo 4. Con las dimensiones proporcionadas por el modelo, este sistema ha sido construido e instalado sobre el motor para su ensayo en banco motor. Así, los resultados obtenidos del estudio pormenorizado de este sistema se expondrán en los siguientes capítulos 4 y 5.

¹⁰Aunque el modelo tiene en cuenta esta posibilidad, gracias al modelado de especies (Sección 4.3), es necesario validar los resultados con ensayos sobre el motor para poder estar completamente seguros de que no se produce el efecto comentado.

¹¹Se tiene que tener en cuenta que si se diluyen los humos, la opacidad disminuye pero el gasto de aire aumenta, por lo tanto al medir las emisiones en términos de $\frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ el nivel tanto de NO_x como de humos es parecido al resto de las estrategias.

3.4.4. Estrategias de aprovechamiento de los pulsos de escape del motor

En el siguiente apartado se pretende plantear las diferentes soluciones que se pueden adoptar con el fin de disponer de un elemento que permita la circulación del flujo en el conducto de EGR cuando la diferencia de presiones entre sus extremos es positiva (la presión a la entrada de la turbina supera a la de la salida del intercooler) y sea, por otra parte, capaz de impedir este flujo cuando la diferencia de presiones sea negativa. De esta forma, aunque los valores medios de las presiones de admisión y escape no favorezcan la realización EGR de forma continua, se podrá recircular parte de los gases de escape de forma pulsante.

El elemento debe ser capaz de actuar en todos los puntos de funcionamiento del motor, definidos por su grado de carga y su régimen de giro. Además, el dispositivo debe permitir la realización de EGR en los procesos transitorios del motor.

Hay que considerar primeramente que las condiciones a las que está sometido el sistema son muy rigurosas: se trata de gas de combustión a alta temperatura. Esto condiciona sobremanera las soluciones aplicables, pues la mayoría de sistemas son susceptibles de sufrir deterioros importantes.

Por otra parte, la frecuencia de actuación es muy elevada. En primera aproximación, en el caso de un motor de 6 cilindros a 1500 rpm el sistema debe actuar 150 veces por segundo. Además, para esta velocidad de giro, si suponemos que el intervalo angular en el cual la presión de escape supera a la de admisión es de 90° del cigüeñal, la operación de apertura y cierre debe realizarse en 160 milisegundos, lo que está fuera del alcance de la mayoría de sistemas.

Las alternativas posibles para poder llevar a cabo un sistema que aproveche los pulsos de escape para la obtención de EGR en la admisión, son las siguientes [23, 24].

Válvula Rotativa: Esta solución propone un disco de acero mecanizado de tal forma que en su giro abra alternativamente una serie de agujeros practicados en su carcasa fija. Este elemento permite la apertura y cierre de la conducción de EGR según la posición del cigüeñal, aprovechando los pulsos de presión que se dan en el escape para la obtención de recirculación de los gases de escape a la admisión.

Láminas elásticas: La lámina no es más que una chapa metálica de pequeño espesor empotrada en uno de sus extremos y apoyada en el otro (o en

todo el resto de su periferia). De esta forma, actúa de forma diferente según la diferencia de presión entre sus caras sea en un sentido o en otro.

Válvula accionada eléctrica o neumáticamente: El empleo de una válvula de membrana comandada eléctricamente, junto con un sistema que capte la diferencia de presión aguas arriba y aguas debajo de la válvula puede permitir la producción de EGR. Desafortunadamente, los tiempos de respuesta de estos sistemas no permiten apertura y cierre en 160 milisegundos, lo que descarta por completo el uso de esta clase de válvulas. Por lo tanto no se hará un análisis preliminar de este sistema.

A continuación se explican cada una de las alternativas de aprovechamiento de los pulsos de escape y se discuten las ventajas e inconvenientes de cada una de ellas¹².

3.4.4.1. Sistema de válvula rotativa en el circuito de EGR

Hasta este punto no se ha considerado una característica importante de las ondas de presión en el escape del motor. Los pulsos de presión en el escape referidos al ángulo de giro del cigüeñal se mantienen prácticamente en fase independientemente del régimen de giro y del grado de carga del motor, figura 3.1.

Esta característica es muy aprovechable, pues la construcción de un elemento que permita la apertura y cierre de la conducción de EGR según la posición del cigüeñal permitirá resolver el problema de la recirculación de gases de escape.

Esta estrategia propone una solución consistente en un disco mecanizado de tal forma que en su giro abra alternativamente una serie de agujeros practicados en su carcasa fija. El disco irá acoplado mecánicamente al cigüeñal del motor, por lo que la apertura y cierre se adaptará perfectamente al régimen de giro [24]. El esquema del sistema se muestra en la figura 3.8.

Las *ventajas* que presenta este sistema son las siguientes [23]:

- Respuesta inmediata: Al estar acoplado al motor, el disco abrirá y cerrará en el ángulo para el que se diseñe, independientemente de la velocidad de

¹²Ventajas e inconvenientes obtenidos del modelado preliminar de las alternativas consideradas y de los condicionantes mecánicos que conlleva el uso de cada uno de los elementos a utilizar. Los resultados obtenidos de este modelado se exponen en el Anexo C del presente capítulo.

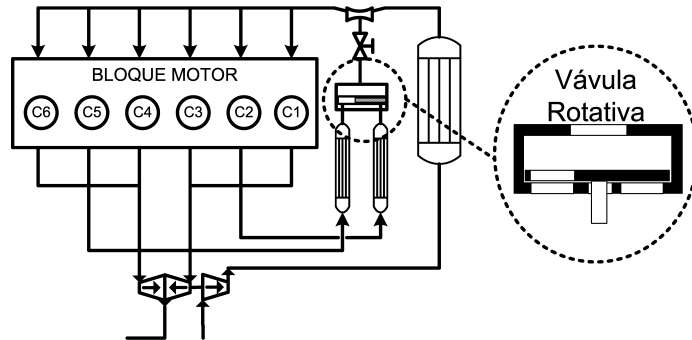


Figura 3.8: Esquema del motor con circuito de EGR y con válvula rotativa.

giro del motor. Los efectos de inercia son despreciables, pues acoplado al motor, su efecto es nulo.

- Consumo de potencia reducido: Desde el punto de vista mecánico, el sistema está compuesto por un disco el cual gira de forma continua (siendo, para régimen estacionario, la variación de energía cinética nula), por lo que sólo habrá que vencer el efecto del rozamiento. Un correcto diseño puede hacer despreciable esta potencia consumida.
- Robustez: En este caso no existe ningún problema en la selección del material, pues, aunque las temperaturas de trabajo son altas, el disco no se ve solicitado por esfuerzos mecánicos significativos.

El principal *inconveniente* es que no es posible adaptar el ángulo de apertura y cierre del disco según el régimen de giro o el grado de carga. Los valores de EGR posibles al utilizar esta estrategia no son tan altos en comparación con la estrategia de circuito de compensación en algunos puntos de funcionamiento. El EGR se ve limitado por el tiempo en el cual se mantiene la válvula rotativa abierta y el tiempo durante el cual el valor de la presión de escape supere a la presión de admisión. De esta forma habrá que alcanzar una solución de compromiso, en la que en algunos puntos de funcionamiento se hará menos EGR del máximo posible.

Asimismo, el sistema es poco compacto (ocupa gran volumen) y precisa acoplarse mecánicamente al motor. Además la válvula rotativa, al no producirse en ningún momento contacto entre sus elementos, presenta una menor estanqueidad cuando está cerrada. Esto implica que, cuando la diferencia de presiones sea desfavorable al propósito de la generación de EGR, la válvula dejará pasar un pequeño gasto de admisión a escape.

De los resultados del modelado preliminar de esta estrategia aparece una reducción de la presión de escape debido a la evacuación del gas de EGR y a la reducción del gasto de aire por el motor. La potencia de la turbina disminuye así como el régimen del turbogrupo. Debido al alto porcentaje de EGR que es posible realizar para puntos de bajo régimen (1200 rpm y 1500 rpm), el motor trabajaría con dosados excesivamente ricos (cercaos al dosado estequiométrico). En estos casos será necesario estrangular parcialmente el conducto de EGR mediante la válvula de EGR.

Por todo lo expuesto anteriormente se justifica plenamente la elección y desarrollo de la solución del disco rotativo como sistema para la generación de EGR en motores con condiciones adversas de presión. Por lo tanto esta estrategia será analizada en detalle, se realizará un prediseño de la misma mediante técnicas de modelado y se construirá para su correspondiente ensayo sobre el motor.

3.4.4.2. Sistemas de láminas en el circuito de EGR

Este sistema, utilizado comúnmente en la admisión de los motores de 2 tiempos de baja cilindrada, permite la constitución de forma sencilla de un elemento que sólo permite el flujo en una dirección, cuando la presión aguas arriba del elemento sea mayor que la presión aguas abajo [25].

El principio de funcionamiento es el siguiente, en el caso de que sea en la cara superior donde la presión es mayor, la lámina se comporta como un elemento biapoyado y cubre toda la sección de paso, evitando la circulación de flujo en ese sentido. Si la presión es mayor en el lado inferior, la lámina actúa como un elemento en voladizo, deformándose de forma significativa, ver figura 3.9. La sección de paso, y en consecuencia el flujo de gas, será por lo tanto función de la diferencia de presión aplicada entre sus caras. Con el fin de que la sección de paso resultante sea lo mayor posible ante pequeñas deformaciones de la lámina y que las líneas de flujo se vean lo menos distorsionadas posible (es decir, que la caída de presión en la singularidad sea mínima), las láminas se pueden disponer por parejas e inclinadas respecto al sentido del flujo, como indica la figura 3.9.

Las *ventajas* principales de este método son las siguientes:

- El sistema abre de forma automática cuando la diferencia de presiones sobrepasa un valor umbral, por lo que no precisa ningún tipo de sistema de control (de no ser una válvula posterior para limitar el EGR máximo que se desea realizar).

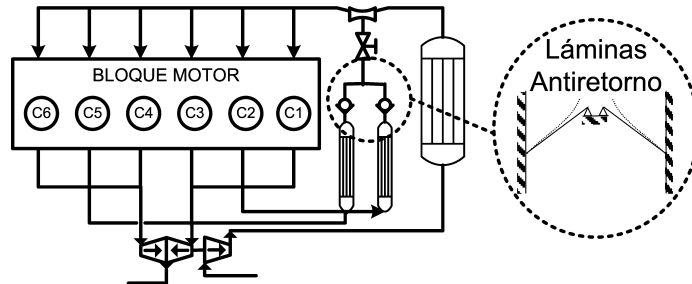


Figura 3.9: Esquema del motor con circuito de EGR y con sistema de láminas.

- Puede fabricarse de una forma compacta ocupando relativamente poco espacio. Efectivamente, aunque la sección de paso que permite en situación de máxima apertura será sensiblemente inferior a la de la conducción, que obligará a un aumento del diámetro de la tubería en la caja de láminas, las láminas están por entero contenidas dentro de la conducción, por lo que el espacio físico empleado es mínimo.
- La instalación es sencilla: es suficiente su colocación en la tubería que une el colector de escape y el de admisión, sin necesitar ninguna clase de ajuste.

Desgraciadamente aparecen una serie de problemas que limitan seriamente su aplicación en motores de alta cilindrada:

- Las láminas no cierran completamente ante pulsos de presión en sentido contrario, lo que no las hace perfectamente estancas al flujo de aire desde la admisión al escape. Por otra parte, la sección efectiva de paso de las láminas abiertas por completo es muy inferior a la total de la tubería que las aloja, lo cual hace que se tenga una pérdida de carga importante en el circuito de EGR.
- Aunque anteriormente se ha indicado que las láminas abren de forma automática, hay que considerar que, como elemento físico real, tienen masa y por lo tanto inercia. Resulta imprescindible, por lo tanto, el estudio de la dinámica de las láminas ante una excitación periódica. De aparecer un desfase importante entre la excitación y la respuesta de las láminas, el resultado sería desastroso, pues las láminas abrirían cuando la diferencia de presiones sea desfavorable a la producción de EGR, consiguiéndose por lo tanto simplemente trasegar aire fresco desde el compresor a la turbina, este efecto se reduce significativamente cuando se reduce la masa

de estos elementos, lo cual se puede conseguir poniendo varias láminas de pequeña sección en paralelo. Además, el funcionamiento desde ralentí hasta el máximo régimen de giro supone un barrido de frecuencias significativo; si a esto unimos que por no tratarse de ondas de presión senoidales el contenido en armónicos es muy importante, es posible que las láminas entren en resonancia, lo que puede llegar a significar la rotura de estos elementos. Por otro lado, el funcionamiento de las láminas las expone a unas fuerzas alternantes que las flectan en uno y otro sentido. Adicionalmente, cada vez que la lámina cierra sufre un golpe contra el apoyo. Se trata por lo tanto de condiciones muy severas de sollicitación y que someten a fatiga el elemento mecánico. Ambas cuestiones, funcionalidad y durabilidad se hayan enfrentadas en el diseño, lo que obliga adoptar soluciones de compromiso, como p.e. diseñar las láminas con el criterio de rotura segura en un tiempo determinado (superior al tiempo previsto para su sustitución), que obliga a la sustitución periódica del elemento en las revisiones programadas del motor.

- Evidentemente, los problemas anteriores están resueltos en mayor o menor medida, pues las láminas elásticas se emplean desde hace tiempo en motores de 2 tiempos. No obstante, en estos motores se emplean para la admisión, es decir, trasegando aire fresco a baja temperatura. Empleadas para hacer EGR, las láminas deberían resistir temperaturas de varios cientos de grados (el uso de refrigeración puede rebajar esta temperatura a unos 200° C), pues se trata de gas de combustión.
- Por otra parte, este gas no está limpio sino que contiene partículas en suspensión, vapor de agua, etc. que pueden ser origen de ataque químico. La selección del material se hace crítica, pues deberá tener elasticidad suficiente (lo que descarta los materiales cerámicos) y características mecánicas a altas temperaturas satisfactorias; además, habrá que considerar el efecto conjunto de fatiga y corrosión.

Aunque los inconvenientes que presenta el uso de láminas para el circuito de EGR trasegando gases de escape son muchos, casi todos ellos son de origen mecánico, y sobre todo se centran en la elección de un material adecuado para trabajar en las condiciones solicitadas. Por lo tanto, se trata de un problema principalmente de elección de material. Debido a los grandes avances que se están dando en los últimos tiempos en el campo de ciencia de los materiales es posible decir que el material necesario para cumplir con las especificaciones de diseño de las láminas del circuito de EGR es viable [24, 26]

El modelado preliminar de la estrategia de EGR con dispositivo de láminas

presenta las mismas ventajas que las presentadas por la estrategia con válvula rotativa pero con la ventaja adicional de que el dispositivo se adapta para cada punto de funcionamiento¹³, haciendo posible la máxima recirculación de gas de escape para todo el rango de funcionamiento del motor. Por lo tanto la cantidad de EGR que se es capaz de realizar no viene impuesta por el diseño de la válvula rotativa sino por la duración y amplitud de los pulsos de escape. Debido al menor coeficiente de descarga que presentan las láminas frente a la válvula rotativa se obtiene una pérdida de carga mayor en el circuito de EGR.

Además, esta estrategia presenta los siguientes resultados. El régimen de giro del turbogruppo, la energía disponible para la turbina y, por lo tanto, la presión de sobrealimentación se reducen de forma directa con la cantidad de EGR realizado. Dado el alto porcentaje de EGR que esta estrategia es capaz de realizar es posible que se esté trabajando con dosados muy altos (cercanos a los estequiométricos), por lo tanto se hace necesario el control del EGR mediante la válvula dispuesta para tal fin.

Debido a los resultados preliminares obtenidos con la utilización de esta estrategia, parece ser una de las más viables y de más fácil construcción, por lo tanto será estudiada en detalle mediante técnicas de modelado en el capítulo 4 y será ensayada sobre motor. Debido a los resultados obtenidos en los ensayos, esta estrategia será considerada como la más viable para la obtención de EGR en el motor sujeto a estudio. Esto se justificará con lo expuesto en el capítulo 5. Por lo tanto se considerará como estrategia base para la producción de EGR en este trabajo de investigación¹⁴.

3.4.5. Estrategias de aprovechamiento del efecto venturi

La utilización de venturis de mezcla en el conducto de admisión es una técnica que ayuda a la producción de EGR debido a la reducción de presión que se produce en la garganta de este dispositivo [17, 27, 28]. Tiene la ventaja de que favorece la mezcla de los gases de admisión y de recirculación por el aumento de velocidad que se produce y es compatible con todas las técnicas de producción de EGR que se utilicen [29]. Por lo tanto, se ha utilizado un venturi en la admisión en todas las estrategias estudiadas. No obstante, dadas las características del flujo en admisión y las diferencias de presiones entre la admisión y el escape en algunas condiciones de funcionamiento (en torno a

¹³Régimen de giro del motor y grado de carga.

¹⁴Sobre esta estrategia se efectuarán diferentes ensayos para la obtención de parámetros de relevante importancia para el conocimiento del efecto del EGR sobre el motor, tal y como se explica en los capítulos 5 y 6.

0.5 bar), no puede pensarse que se pueda efectuar recirculación únicamente usando este dispositivo.

Un esquema de este dispositivo puede observarse en la figura 3.10. En esta figura se puede observar la parte convergente y la divergente del dispositivo y el lugar donde se introduce el gas de escape situado en la unión de estas dos partes, la garganta del venturi.

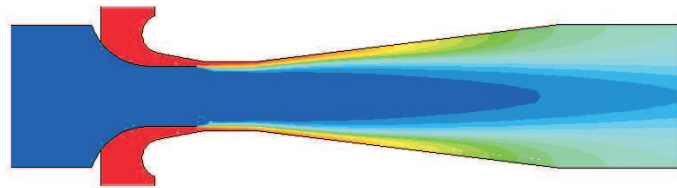


Figura 3.10: Venturi de EGR.

Este dispositivo presenta las siguientes *ventajas* desde el punto de vista de producción de EGR.

- Es un dispositivo capaz de bajar la presión en un punto singular del colector de admisión. Favoreciendo de ese modo el trasiego de gas de escape a admisión.
- Además, teóricamente, el dispositivo no introduce ninguna pérdida de presión en el colector de admisión¹⁵. El coeficiente de descarga de la sección convergente teóricamente es igual a la unidad y con un diseño adecuado de la sección divergente (ángulos de divergencia menores de 4°) se evitan los desprendimientos del flujo de la pared.
- Se trata de un dispositivo de fácil fabricación e instalación sobre el motor.
- El venturi actúa como un mezclador ideal de los gases de EGR con los gases de admisión. De esta forma se consigue una distribución uniforme del gas recirculado en el colector de admisión¹⁶. Las altas velocidades que se alcanzan en la garganta del venturi y la sección divergente que tiene este dispositivo favorece la mezcla de los gases, ver figura 3.10.

Por el contrario la principal desventaja que presenta este dispositivo es la limitación que presenta a la hora de reducir la diferencia de presión entre la

¹⁵En los siguientes capítulos se evaluarán las pérdidas y se justificarán los efectos que tiene este dispositivo sobre el motor.

¹⁶Evitando que algunos cilindros admitan gas con una mayor proporción de EGR y que se produzca un fallo de combustión debido a la falta de O₂.

admisión y el escape del motor. Para obtener una reducción de la presión media de 0.5 bar se necesita relaciones de sección cercanas a 10:1, lo que introduce grandes pérdidas sobre la admisión del motor. Con esta relación de sección se obtienen los mismos resultados perjudiciales que se tienen con la estrategia de estrangular la admisión. Por lo tanto, la utilización de un venturi de EGR es beneficiosa para la obtención de EGR pero siempre que la relación de sección que tenga el venturi sea baja.

En el presente trabajo, todas las estrategias ensayadas y analizadas para la producción de EGR han llevado instalado un venturi de relación de secciones 5:1¹⁷.

3.4.5.1. Influencia del venturi de EGR en las pérdidas energéticas globales en el motor

Se ha efectuado el modelado del motor con un sistema de EGR externo utilizando un venturi de mezcla. Este elemento se ha modelizado mediante un depósito con recuperación de energía cinética a la salida, en el que descarga el tubo de EGR y cuya presión es la que habría en una garganta de una tobera que tiene como condiciones de entrada las correspondientes a la entrada del tubo de admisión al depósito¹⁸. El esquema de la instalación de EGR con venturi sobre el motor se puede apreciar en la figura 3.11.

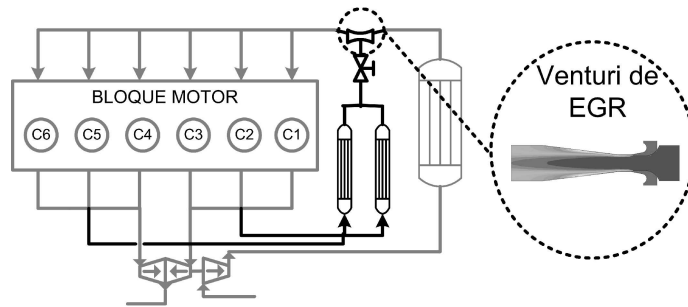


Figura 3.11: Esquema del motor con la instalación de EGR con venturi.

Como se ha comentado la diferencia de presión media existente entre la admisión y el escape está en torno a los 0.5 bar en algunos puntos de funcionamiento. En esas condiciones, suponiendo un proceso adiabático isentrópico,

¹⁷El efecto y el comportamiento ante pulsos de motor de un venturi con esta relación de secciones se analizará en profundidad en los capítulos 4 y 5.

¹⁸El modelado del venturi se describirá de manera más extensa en el capítulo 4.

supone una relación de áreas de 9'17:1 para superar esa diferencia de presiones. Lo que supone que el aire de admisión debería circular por la garganta del venturi a unos 150 m/s. Es previsible que el dispositivo venturi trabajando en estas condiciones introduzca grandes pérdidas de carga en la admisión.

Para otros puntos de funcionamiento la diferencia de presiones existente entre la admisión y el escape no supera los 0.1 bar y en ocasiones la presión de escape es superior a la de admisión, ver figura 3.5. Por lo tanto, se hace necesaria una solución de compromiso en el diseño de la relación de secciones del venturi. Para el análisis preliminar se ha modelado una relación de secciones de 5:1 y de 9:1. Las tablas presentadas en el Anexo C muestran los resultados obtenidos del modelado preliminar de esta estrategia con diferentes relaciones de sección del venturi de EGR.

De los resultados del modelado de la instalación se puede concluir la siguiente información:

- La utilización de un venturi en admisión con una relación de áreas de 5:1 es insuficiente para producir EGR prácticamente en todos los puntos de plena carga del motor. A medida que el régimen del motor aumenta se consigue reducir la diferencia entre la presión de escape y la de admisión y a 1800 rpm es posible recircular un 3% del gas únicamente con este venturi.
- Si se utiliza un venturi con una relación de áreas de 9:1 se consigue recircular gas en todos los puntos modelados excepto para el de 1200 rpm. Los niveles de EGR conseguidos aumentan según aumenta el régimen y disminuye la carga del motor.
- El modelo muestra que, en los casos en que se produce EGR, la presión de admisión es superior a la correspondiente al motor sin EGR aunque el gasto de aire total disminuye debido al aumento de temperatura del gas admitido, por lo tanto se reduce el rendimiento volumétrico del motor. El compresor evoluciona hacia un punto de más presión y menor gasto, la potencia que suministra la turbina se ve reducida debido al gasto de EGR.
- El modelo preliminar de esta estrategia muestra un efecto importante del venturi de EGR sobre el comportamiento dinámico de las ondas de presión en la admisión y en el circuito de EGR. Este efecto será analizado en profundidad en el capítulo 4 y corroborado mediante ensayos específicos sobre este dispositivo explicados en el capítulo 5.

De todo lo expuesto se puede concluir que el venturi de EGR es un dispositivo muy útil para la producción de EGR en puntos en los cuales las diferencias entre la presión de escape y la de admisión es pequeña. Por lo tanto, se hace necesaria la utilización de otras estrategias (válvula rotativa, láminas, circuito de compensación) que acompañen el uso de venturi para reducir las diferencias de presión entre la admisión y el escape. Otra conclusión importante es la necesidad de hacer un estudio en profundidad del efecto que produce la instalación de esta clase de dispositivo sobre el motor.

3.5. Procesos sobre los que influye la recirculación de los gases de escape

Al realizar la revisión bibliográfica, se observa que existe una enorme cantidad de artículos alrededor de este tema, pues es una tecnología conocida desde hace tiempo (los primeros artículos datan de la década de los 70 [30, 31]) y su papel ha ido creciendo en los últimos años con la legislación anticontaminación [32]. Algunos estudios se han centrado en el análisis de los efectos del EGR viendo el motor casi como una “caja negra”, presentando una serie de ensayos en unas condiciones operativas y midiendo el efecto de la aplicación de EGR a estas condiciones operativas basándose en las prestaciones obtenidas en cuanto a emisiones de contaminantes y consumo específico. Suele tratarse de estudios que pretenden obtener resultados, no del efecto el EGR en sí, sino de la materialización práctica de esta tecnología en el motor (métodos para llevar la corriente de gases a la admisión, prestaciones, inconvenientes, montaje en motor, . . .) como por ejemplo, los trabajos de Baert [8], Kohketsu [18] o Graf [19].

Otros investigadores han realizado sus ensayos de forma parecida a la anterior, pero obviando la parte tecnológica y añadiendo sistemas de medida de condiciones dentro del cilindro durante el ciclo. Con ello pretenden estudiar el efecto del EGR sobre el proceso de combustión, buscando parámetros explicativos del comportamiento del motor (evolución de la tasa de liberación de calor, estudio de la formación de contaminantes, etc.) o simplemente intentando optimizar el comportamiento del motor para el cumplimiento de la normativa anticontaminante. Estos estudios, sin embargo, tienen el inconveniente de no poder aislar totalmente cada uno de los múltiples efectos sobre las características del proceso de combustión que se producen al introducir gases de escape en la admisión (propiedades termodinámicas de los gases, efectos térmicos, composición exacta de la carga con que se alimenta al motor, efecto de la proporción de aire fresco en el cilindro, efectos de bombeo del cilin-

dro, ...). Por último, un número más reducido de artículos se han ocupado de la realización de ensayos con el objetivo de analizar con detalle los diversos efectos del EGR. Para ello han utilizado instalaciones experimentales con equipos de medida convencionales (medida de la señal de presión, analizadores de contaminantes, ...) y otros más sofisticados (técnicas ópticas), realizando ensayos en los cuales se ha intentado aislar cada uno de los efectos del EGR. El motor ha sido alimentado con aire mezclado con diversos gases (CO_2 , N_2 , O_2 , Ar o He) en proporciones controladas de forma que se simulaba el efecto del EGR. Estos resultados son los realmente valiosos para el análisis aquí planteado, pues permiten explicar cuál es el efecto de esta tecnología. El análisis aquí presentado sigue un poco más esta última línea de trabajo, procurando esclarecer fenómenos independientes provocados por el EGR, de manera que se llegue a un resumen claro del estado del conocimiento de tipo básico acerca del empleo de esta tecnología. En los siguientes apartados se va a realizar una exposición del estado del arte del conocimiento que se tiene sobre el efecto del EGR sobre tres de los procesos que se consideran más importantes en un motor Diesel turboalimentado de las características del sujeto a estudio.

3.5.1. Combustión con gases recirculados del escape

El proceso de combustión es el más importante de los que se dan en los motores Diesel y por lo tanto, aunque el estudio de EGR sobre el proceso de combustión no sea el principal objetivo del presente trabajo, es importante tener presente los efectos que va a tener el EGR sobre este proceso, tal y como otros autores han demostrado [2, 9].

Cuando se recirculan gases de escape, se modifican principalmente dos aspectos de los gases que entran en el cilindro respecto a la admisión únicamente de aire: su composición y su temperatura. Tomando como referencia el aire atmosférico (aproximadamente 77 % de nitrógeno, N_2 , y 23 % de oxígeno, O_2) con el aumento de EGR se introduce una mezcla de gases que constan de N_2 y O_2 , (en menores proporciones que las del aire) y proporciones crecientes de vapor de agua (H_2O) y dióxido de carbono (CO_2)¹⁹. Estos cambios influyen directamente sobre unas ciertas variables. El análisis detallado de las mismas, discerniendo entre los efectos que se producen sobre estas variables y sus consecuencias para el proceso de combustión, es fundamental para entender el efecto global del EGR. En este aspecto, hay que mencionar los trabajos

¹⁹También hay óxidos de nitrógeno e hidrocarburos sin quemar, con concentraciones despreciables frente al agua y al dióxido de carbono, y partículas que también tienen poca importancia e incluso en ocasiones son filtradas para evitar efectos indeseables de erosión de partes mecánicas (EGR de baja presión).

de Ladommatos [33–39], (resumidos en el último de ellos [9]), los cuales han ido aislando y cuantificando por separado los efectos en cada una de estas variables. Este análisis se encuentra resumido en los siguientes puntos.

Efecto de dilución En primer lugar, reducción de la cantidad de oxígeno en la cámara como consecuencia de la menor concentración de oxígeno (O_2) respecto a la concentración atmosférica. En definitiva, se dispone de menos oxígeno para llevar a cabo la combustión de la misma cantidad de combustible. Es lo que se denomina “*efecto de dilución*”. Aunque no mencionado directamente por Ladommatos [9] en ninguno de sus trabajos, pero sí por Plee [40], una consecuencia inmediata del efecto de dilución sería el cambio en la estructura de la llama y con ello en la tasa de combustión. Como consecuencia del efecto de dilución del oxígeno, la masa de aire necesaria para quemar la misma cantidad de combustible es mayor, con lo que éste ha de recorrer una distancia mayor desde la salida del inyector para alcanzar la composición estequiométrica y que se produzca la combustión. Otra consecuencia inmediata de la dilución es que la temperatura adiabática de llama se reduce²⁰ pues, siguiendo un razonamiento similar al anterior, una masa del combustible en condiciones estequiométricas necesita más cantidad de aire para obtener la misma cantidad de oxígeno, con lo cual la misma energía liberada ha de calentar más productos, bajando la temperatura final del conjunto [2, 9, 40, 41].

Efecto químico La alteración de la composición de la carga puede influir en la química de la combustión. Tanto el vapor de agua como el dióxido de carbono pueden participar en las reacciones de combustión de manera activa. Es lo que se denomina “*efecto químico*”.

Efecto térmico Aumento en el calor específico a presión constante medio (c_p) de la masa admitida, puesto que tanto el dióxido de carbono como sobre todo el vapor de agua tienen mayor c_p que el N_2 y el O_2 (“*efecto térmico*”). Las consecuencias son dobles, por una parte la compresión antes de la combustión produce una menor temperatura de la masa encerrada²¹ [41]. Por otra parte, se reduce la temperatura adiabática de

²⁰La temperatura adiabática de llama es un concepto básico de termoquímica que indica la máxima temperatura que pueden alcanzar los productos de una combustión (incluyendo los inertes) como consecuencia de la liberación de calor. Para un combustible dado depende fundamentalmente de la temperatura de partida, del calor específico a presión constante (c_p) y del dosado (oxígeno–combustible) respecto del ambiente en que tiene lugar la reacción.

²¹El valor de c_p influye en el exponente adiabático γ de la ecuación para una compresión adiabática ($P_0 V_0^\gamma = P_1 V_1^\gamma$), con lo que al aumentar, para iguales condiciones iniciales, la temperatura y la presión en cualquier condición de volumen son menores que sin EGR.

la reacción, pues la temperatura de partida de los reactivos (en relación con la temperatura de compresión) es menor y, además, la liberación de calor tiene lugar en un ambiente que requiere más energía para elevar su temperatura.

Efecto sobre la admisión Por último, aumento en la temperatura de la masa admitida. Este punto sólo se produce en mayor medida en el caso de usar el llamado EGR caliente, en el que los gases de escape son recirculados sin enfriar. En el caso de usar EGR frío, que suele ser lo más habitual, el efecto de la temperatura no debería existir, pero el enfriamiento de la corriente recirculada no llegara a la temperatura de la corriente de aire fresco por los problemas de condensación que existen por el agua que contiene la corriente recirculada. Las consecuencias son dobles también aquí: el aumento de temperatura disminuye el rendimiento volumétrico (se reduce la masa admitida en la cámara, y por tanto la densidad en la misma) y por otra parte aumenta la temperatura de compresión antes de la combustión (por aumento en las condiciones iniciales de temperatura). Ladammatos denomina al primero “*efecto de estrangulamiento térmico*”, mientras que usa el nombre de “*efecto de temperatura de admisión*” para el segundo, aunque aquí se han agrupado ambos bajo el mismo nombre de “*efecto sobre la admisión*”.

Si bien estos efectos son independientes entre sí, las consecuencias inmediatas que de ellos se derivan pueden estar superpuestas. Por ejemplo, tanto el efecto de dilución del oxígeno como el aumento del calor específico a presión constante llevan a menores temperaturas adiabáticas de llama. En otras ocasiones, estas consecuencias se compensan. Así, el aumento de la temperatura de admisión tendería a aumentar la temperatura adiabática de llama, que en los otros casos tiende a reducirse. Además, de todos estos efectos y consecuencias habrá algunos que predominen sobre los otros, siendo los definitivamente influyentes. Es precisamente la combinación de todo ello para un motor concreto la que explica su comportamiento particular.

Consultando la literatura disponible, se observa que ningún autor entra en una clasificación tan exhaustiva de los efectos del EGR sobre las emisiones. Tsunemoto [42], por ejemplo, menciona únicamente dos factores principales: el efecto de dilución del oxígeno y el térmico de c_p . Pierpont [43] menciona tres efectos básicos del EGR: el aumento del tiempo de retraso (el cual es más bien una consecuencia, si se es coherente con la clasificación anterior), el efecto térmico de la c_p y el efecto de dilución sobre la temperatura de llama. Únicamente Plee [40] propone una lista explícita de efectos, sin embargo no tan completa, y que coincide bastante con la clasificación de Ladammatos [9].

3.5.2. Renovación de la carga con EGR

El proceso de renovación de la carga [44, 45], es el proceso que se encarga de la evacuación de los gases quemados del cilindro después de la combustión, y del posterior llenado con mezcla fresca. La importancia del estudio de este proceso en el presente trabajo queda perfectamente justificada, pues el EGR forma parte del proceso de renovación de la carga. Desde este punto de vista, el EGR no es más que la reconducción de una cierta fracción de los gases de combustión hasta el colector de admisión.

La evolución del fluido en los motores de combustión interna alternativos es básicamente: admisión del fluido en el cilindro, compresión del mismo, combustión y expansión, y por último, expulsión o escape de los productos quemados. La admisión y el escape son las fases que llamamos proceso de renovación de la carga, es decir, es el proceso por el cual tiene lugar la sustitución de los productos quemados por mezcla sin quemar con el fin de repetir el proceso termodinámico.

Cuando se realiza EGR, parte de los gases de escape se recirculan hacia la admisión y como se ha comentado en los anteriores apartados, para que esta recirculación sea efectiva en motores HDDI es necesaria la instalación de diversos dispositivos²² o incluso la instalación de otros circuitos²³. El propio circuito de EGR, los dispositivos que acompaña y los circuitos adicionales que se instalen sobre el motor influyen sobre las características y los parámetros del gas en los colectores de admisión y escape, por lo tanto influyen sobre la renovación de la carga del motor. En cada tipo de motor y para cada estrategia de recirculación de los gases de escape la influencia de estos dispositivos será diferente. Por consiguiente, una vez se decide la instalación de un circuito de EGR se hace necesario el rediseño de todo el sistema de renovación de la carga para la reoptimización de éste sobre el motor.

Un buen proceso de renovación de la carga es básico para poder garantizar unas buenas prestaciones del motor. Entre los parámetros más directamente afectados por este proceso conviene destacar:

- La cantidad de **masa encerrada** en el cilindro (o, lo que es equivalente, la presión al inicio de la compresión), ya que este parámetro define de una forma directa la potencia que puede desarrollar el motor.

- El **movimiento del fluido** en el interior del cilindro, el cual tiene una

²²Venturis, válvulas rotativas, láminas, . . .

²³Circuito de compensación de presiones P2A-P3.

influencia apreciable sobre el proceso de combustión, formación de la mezcla, emisión de humos, etc.

- El **cortocircuito** puede conducir a la reducción del rendimiento y al aumento de la emisión de contaminantes.
- La presencia de **residuales** en el cilindro. Los cuales influyen directamente sobre la emisión de contaminantes y sobre la capacidad de llenar el cilindro con mezcla fresca.

Así pues, se puede afirmar que el proceso de renovación de la carga tiene una importancia fundamental sobre aspectos importantes del motor como son el par, el rendimiento y la emisión de contaminantes. Como se ha demostrado a lo largo del presente y los anteriores capítulos, el EGR influye directamente sobre todos los parámetros expuestos en la lista anterior tal y como se resume a continuación:

Masa encerrada. La realización de EGR tanto de sustitución como de adición influye sobre la masa encerrada en el cilindro. Además, la presión de sobrealimentación (o presión al inicio de la compresión) se ve afectada por la comunicación de los colectores de admisión y escape [3].

Movimiento del fluido. Considerando fluido como mezcla fresca con capacidad para producir una combustión. La introducción de EGR mezclado con el aire de admisión entorpece la formación de la mezcla y por lo tanto el proceso de combustión en el interior del cilindro. Como ya se ha comentado en el capítulo 2, la realización de EGR incrementa las emisiones del tipo humos debido a los altos niveles de dosado con los que se puede llegar a trabajar [1, 3].

Cortocircuito. Queda claro que la recirculación de los gases a la admisión va a cambiar la dinámica de las ondas de presión en los colectores de admisión y de escape. Esto produce que el gasto instantáneo de admisión y de escape se modifiquen, afectando al cortocircuito [1].

Por otro lado, el EGR afecta sobre los **parámetros que definen el proceso de renovación de la carga**. La eficiencia de un proceso de renovación de la carga se cuantifica normalmente mediante el **rendimiento volumétrico**, pero además también tiene incidencia sobre el trabajo neto del ciclo, la forma de evaluar la influencia del proceso de renovación de la carga sobre dicho trabajo es el **trabajo de bombeo**. A continuación se explica de que forma afecta el EGR a estos parámetros.

Rendimiento volumétrico: Para cuantificar la eficiencia del sistema de admisión en el llenado del cilindro, el parámetro más interesante es el rendimiento volumétrico, que se puede definir como la relación entre el caudal másico de mezcla fresca que admite el motor en unas condiciones de funcionamiento dadas, \dot{m} , y el caudal que admitiría en condiciones de proceso de renovación de la carga ideal, \dot{m}_{ideal} . Así, el valor del η_v se puede expresar como se muestra en la ecuación 3.13:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ideal}} = \frac{\dot{m}}{V_d \cdot \rho_{ref} \cdot \frac{n}{2}} \quad (3.13)$$

donde V_d es la cilindrada del motor, ρ_{ref} es la densidad de la mezcla en las condiciones de presión y temperatura de referencia, y n es el régimen de giro del motor en revoluciones por segundo.

Cuando se realiza EGR la presión y la temperatura de admisión se ven modificadas. Dado que éstas son las condiciones de referencia que se usan para el cálculo del rendimiento volumétrico²⁴, se deduce que éste se verá afectado²⁵. Además, el gasto entrante al cilindro se ve modificado, debido a que parte de este gasto se verá sustituido por el gasto de EGR.

Trabajo de Bombeo: El trabajo de bombeo es aquel que realiza el motor para poder evacuar los gases quemados y succionar los gases frescos. Éste, por lo general, será creciente con el caudal de gases bombeados. Existen dos factores que hacen que el trabajo de bombeo sea menor: por una parte el escape inducido, producido por las altas presiones existentes en el cilindro justo en el momento de abrir la válvula de escape. Y por otro lado, la presión de entrada de los gases frescos cuando es superior a la que existe en el cilindro, hace que el pistón sea empujado por dichos gases y no al revés. El trabajo de bombeo se puede expresar mediante la ecuación 3.14:

$$W_b = \int_{esc-adm} p(\alpha) \cdot dV(\alpha) \quad (3.14)$$

donde $dV(\alpha)$ es la diferencial del volumen en el cilindro.

El trabajo de bombeo será mayor cuanto mayor sea la contrapresión escape, pues el motor debe realizar un mayor esfuerzo en evacuar todos

²⁴En motores sobrealimentados las condiciones de referencia que se toman son las del colector de admisión debido a que si se toman las condiciones ambientales la ecuación 3.13 deja de tener sentido.

²⁵En el capítulo 6 se analiza la evolución de la temperatura en el colector de admisión y en el cilindro cuando se realiza EGR.

los gases quemados. Esta contrapresión depende de todo el sistema de escape como válvulas, turbina, catalizador, silenciadores, y por supuesto, del circuito de EGR y los dispositivos que le acompañen.

También afecta el tipo de sobrealimentación empleado. En el caso de utilizar turbina de gases de escape, ésta produce una gran contrapresión siendo perjudicial para el motor, puesto que aumenta el trabajo de bombeo. Sin embargo, el aumento de la contrapresión de escape corresponde a un mayor trabajo en la turbina y como consecuencia se ve acompañado de un aumento de la presión de admisión, llegando a reducir, en parte, el trabajo de bombeo. Cuando se realiza EGR, la comunicación de los colectores y el trasiego de gas entre ellos produce una igualación de las presiones de admisión y de escape, lo cual afecta al trabajo de bombeo. Por otra parte, para que se produzca la recirculación de los gases es necesario que la presión de escape sea mayor que la de admisión, lo cual afecta negativamente al trabajo de bombeo²⁶.

Diagrama de distribución: El diagrama de distribución es el que nos indica el momento de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape de un motor. Es claro que este diagrama se debe diseñar para el aprovechamiento de los fenómenos de inercia que se dan en el interior del cilindro y en los colectores durante el proceso de renovación de la carga. Debido a que el EGR (y los dispositivos que lo acompañan) afectan a la dinámica de las ondas de presión en los colectores, será necesario el rediseño del diagrama de distribución para un motor sobre el cual se instala un circuito de EGR.

Si bien, los efectos del EGR sobre el proceso de renovación de la carga son en ocasiones beneficiosos para dicho proceso y en otras perjudiciales. Queda suficientemente probado que la instalación de un sistema de EGR sobre un motor afecta sobre sus parámetros de funcionamiento. Lo cual obliga a realizar un análisis en profundidad del proceso de renovación de la carga del motor con circuito de EGR con el objetivo de cuantificar el efecto que produce este sistema sobre el rendimiento global del motor. En este trabajo se intentará cuantificar el efecto del EGR²⁷ sobre el proceso de renovación de la carga de motores HDDI.

²⁶En la figura 3.6 se puede ver el efecto del aumento del %EGR sobre la PMB para una de las estrategias de EGR.

²⁷Y, por supuesto, de los dispositivos que acompañan al circuito de EGR.

3.5.3. Sobrealimentación con EGR

Se puede decir que el funcionamiento de un motor depende del flujo tanto del aire como del combustible que lo alimenta. Un motor Diesel de aspiración natural no puede producir presiones medias efectivas elevadas debido a que no dispone de suficiente aire para quemar el combustible necesario.

Sin embargo, mediante la sobrealimentación se pueden conseguir mayores potencias; este incremento es debido a la mayor cantidad de aire que atraviesa el motor y, por tanto, la posibilidad de introducir mayores cantidades de combustible. De este modo se puede conseguir presiones medias efectivas del orden de 20 bar (o incluso mayores) siendo necesario para esto, el aumento de la presión del colector de admisión [44, 45]. Este aumento de presión puede lograrse mediante la instalación de un turbocompresor, el cual suele estar compuesto por un compresor centrífugo y una turbina radial. Estos últimos son máquinas rotativas de flujo continuo, mientras que el motor es una máquina de desplazamiento positivo en la cual el flujo es discontinuo. Esto significa que el rango de variación del flujo de masa y el de presión con la velocidad y la carga de los tres componentes del sistema es muy diferente, y, por tanto, todos los parámetros de salida de dichos componentes deben ser compatibles.

En el presente trabajo se estudian los motores fuertemente sobrealimentados, en los que la presión de admisión supera a la de escape (es decir, con condiciones adversas de presión para la producción de EGR). Por lo tanto, para que sea posible la recirculación de los gases se hace necesaria una readaptación del turbocompresor. Además, cuando se instala un circuito de EGR sobre un motor, este circuito afecta directamente sobre los parámetros de entrada y salida tanto del compresor como de la turbina [3, 6, 16].

Por otro lado, cuando se recirculan gases de escape a la admisión, se está restando energía a la turbina (ya que los gases recirculados no podrán expandirse en la turbina). Al restar energía a la turbina, ésta no le proporcionará trabajo al compresor, cambiando el punto de funcionamiento de éste y reduciendo la masa de aire que trasiega.

Por último es importante hacer notar que al instalar un circuito de EGR aumenta el volumen del colector de escape, y cuando se trabaja con motores de colector de escape divididos²⁸, el circuito de EGR comunica los dos colectores produciendo un cambio importante en el número y dimensión de los pulsos de presión a la entrada de la turbina, ver figura 3.12. Este cambio en la dinámica de los pulsos de escape afecta considerablemente al rendimiento de la turbina.

²⁸Como es el caso del motor sujeto a estudio en la presente investigación.

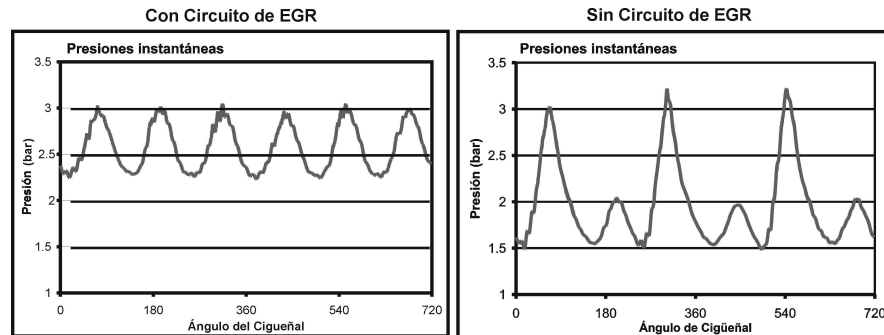


Figura 3.12: Dinámica de la presión de escape, con circuito de EGR y sin circuito de EGR.

Hay que tener en cuenta que el modo de cómo afecta el circuito de EGR depende de la estrategia que se este considerando²⁹.

Con todo lo expuesto, queda justificada la interacción del EGR sobre el sistema de turboalimentación y, consecuentemente, la necesidad de realizar un estudio en profundidad de este sistema sobre un motor con circuito de EGR. En el capítulo 6 se cuantifica el efecto del EGR y de los dispositivos que lo acompañan sobre el sistema de sobrealimentación.

3.6. Resumen

En este capítulo se ha realizado un análisis preliminar de cuales son las consecuencias de la instalación de un sistema de EGR sobre un motor Diesel turbosobrealimentado.

En primer lugar, se ha planteado el problema que aparece a la hora de recircular gases de escape sobre un motor de alta cilindrada fuertemente sobrealimentado. La diferencia de presiones entre la admisión y el escape impide que la recirculación de los gases se realice de forma natural. Por lo tanto será necesaria la modificación del motor, o bien mediante la instalación de dispositivos que ayuden a que se produzca el EGR, o mediante modificaciones sobre el diseño original del motor.

Se han realizado una serie de definiciones asociadas al uso de EGR que resultan ser importantes a la hora de obtener los parámetros reales de funcionamiento de un motor sometido a la recirculación de los gases de escape. Los

²⁹Por ejemplo, no afecta del mismo modo la estrategia de compensación de presiones P2A-P3 que la estrategia de válvula rotativa.

parámetros definidos serán usados en los siguientes capítulos para explicar los diferentes procesos que se dan en el interior del motor con EGR.

A continuación se ha presentado el motor de referencia utilizado en la presente investigación. Se han descrito sus características geométricas y de funcionamiento, y cómo afectan dichas características para la obtención de EGR sobre dicho motor. Además, se ha realizado un estudio para la obtención del EGR interno en el motor debido al cruce de válvulas que presenta.

Una vez presentado el motor sujeto a estudio, se ha realizado un modelado preliminar de dicho motor y de los diferentes sistemas posibles para la realización de EGR. Se ha realizado un análisis preliminar de como afectan dichos sistemas sobre el motor para la realización de EGR. De este análisis se ha obtenido cuales son los sistemas más prometedores a la hora de recircular los gases de escape y cuales son los dispositivos necesarios para la correcta instalación de estos sistemas sobre el motor. Se considera que la utilización de venturi de EGR en el circuito de EGR es prácticamente ineludible para todas las estrategias analizadas. Por otro lado, se considera que existen tres estrategias para la realización de EGR que merecen la pena estudiarse en profundidad debido a los resultados obtenidos en el análisis preliminar de éstas. Las estrategias consideradas son las siguientes:

- Utilización de un circuito de compensación de presiones P2A-P3 junto con el circuito de EGR.
- Utilización de una válvula rotativa en el circuito de EGR para el aprovechamiento de los pulsos de presión que se dan en el escape.
- Utilización de láminas en el circuito de EGR para el aprovechamiento de los pulsos de presión que se dan en el escape.

Por último, se realiza un análisis de la influencia que tiene el EGR sobre los procesos de combustión, de renovación de la carga y sobre la sobrealimentación de motores HDDI. En este apartado se realiza una revisión del estado del arte sobre los efectos que produce el EGR sobre estos procesos y se justifica la necesidad de realizar un análisis y estudio en profundidad de estos procesos cuando el motor está recirculando gases de escape.

3.7. Anexos

3.7.1. Anexo A: Evaluación del error cometido en el cálculo del %EGR

Se cuantifica a continuación el error cometido al considerar las ecuaciones 3.1 y 3.2 como iguales. Estas ecuaciones presentadas en el apartado 3.2 se describen a continuación con el cambio de variable %EGR por tasa de EGR, a partir de ahora llamada TEGR, obteniéndose así las ecuaciones 3.15 y 3.16:

$$TEGR = \frac{[CO_2]_{ADM} - [CO_2]_{ATM}}{[CO_2]_{ESC} - [CO_2]_{ATM}} \quad (3.15)$$

$$TEGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{ADM}} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{AIRE} + \dot{m}_{EGR}} \quad (3.16)$$

Con el objetivo de diferenciar cada una de las definiciones se denominará a la tasa de EGR definida de acuerdo con la ecuación 3.15 como $TEGR_{[CO_2]}$.

$$TEGR_{[CO_2]} = \frac{[CO_2]_{ADM} - [CO_2]_{ATM}}{[CO_2]_{ESC} - [CO_2]_{ATM}} \quad (3.17)$$

Si en la ecuación 3.17 se escribe la $[CO_2]_{ADM}$ en función de la concentración de CO_2 en el ambiente y en el escape se obtiene la ecuación 3.18.

$$TEGR_{[CO_2]} = \frac{\frac{n_{AIRE} \cdot [CO_2]_{ATM} + n_{EGR} \cdot [CO_2]_{ESC}}{n_{AIRE} + n_{EGR}} - [CO_2]_{ATM}}{[CO_2]_{ESC} - [CO_2]_{ATM}} \quad (3.18)$$

Operando en la ecuación 3.18 obtenemos,

$$TEGR_{[CO_2]} = \frac{n_{EGR} \cdot [CO_2]_{ESC} - n_{EGR} \cdot [CO_2]_{ATM}}{(n_{AIRE} + n_{EGR}) \cdot ([CO_2]_{ESC} - [CO_2]_{ATM})}$$

$$TEGR_{[CO_2]} = \frac{n_{EGR}}{n_{AIRE} + n_{EGR}} \cdot \frac{[CO_2]_{ESC} - [CO_2]_{ATM}}{[CO_2]_{ESC} - [CO_2]_{ATM}} \quad (3.19)$$

El cociente de concentraciones de CO_2 en la ecuación 3.19 se cancela y se obtiene la ecuación 3.20:

$$TEGR_{[CO_2]} = \frac{n_{EGR}}{n_{AIRE} + n_{EGR}} \quad (3.20)$$

La ecuación 3.20 se puede escribir en función de los pesos moleculares (PM) y las masas (m) de acuerdo a la ecuación 3.21 y operando en esta última se obtiene la ecuación 3.22:

$$TEGR_{[CO_2]} = \frac{n_{EGR}}{n_{AIRE} + n_{EGR}} = \frac{m_{EGR}/PM_{ESC}}{m_{AIRE}/PM_{AIRE} + m_{EGR}/PM_{ESC}} \quad (3.21)$$

$$TEGR_{[CO_2]} = \frac{n_{EGR}}{n_{AIRE} + n_{EGR}} = \frac{m_{EGR}}{m_{AIRE} \cdot \left(\frac{PM_{ESC}}{PM_{AIRE}}\right) + m_{EGR}}$$

$$TEGR_{[CO_2]} = \frac{n_{EGR}}{n_{AIRE} + n_{EGR}} = \frac{\frac{m_{EGR}}{m_{EGR} + m_{AIRE}}}{\frac{m_{AIRE}}{m_{EGR} + m_{AIRE}} \cdot \left(\frac{PM_{ESC}}{PM_{AIRE}}\right) + \frac{m_{EGR}}{m_{EGR} + m_{AIRE}}}$$

$$TEGR_{[CO_2]} = \frac{n_{EGR}}{n_{AIRE} + n_{EGR}} = \frac{TEGR}{(1 - TEGR) \cdot \left(\frac{PM_{ESC}}{PM_{AIRE}}\right) + TEGR}$$

$$TEGR_{[CO_2]} = \frac{TEGR}{(1 - TEGR) \cdot \left(\frac{PM_{ESC}}{PM_{AIRE}}\right) + TEGR} \quad (3.22)$$

F_R	%EGR	PM_{ESC} / PM_{AIRE}	%EGR _[CO₂]	Error
0.6	10	1.0033	9.971	0.29
	30	1.0026	29.946	0.17
0.3	10	1.0016	9.985	0.15
	30	1.0013	29.973	0.09

Tabla 3.2: Error cometido solo por asumir que $PM_{AIRE} = PM_{ESC}$ en la ecuación 3.22.

En la ecuación 3.22 se puede ver que si consideramos que los pesos moleculares de los gases de escape y del aire son iguales, las tasas de EGR definida

en función de la concentración de CO_2 y definida a partir de las masas, son iguales. Se ha calculado el error cometido por la diferencia de pesos moleculares en la ecuación 3.22. El error variará en función del dosado relativo con el que trabaja el motor y con la TEGR, por esta razón se han explorado rangos de dosado y TEGR en los cuales funciona el motor. La tabla 3.2 recoge los resultados obtenidos y como puede observarse el error en ningún caso supera el 0.3%.

3.7.2. Anexo B: Ecuación de dosado con recirculación del gas de escape.

Se demostrará la validez de la ecuación 3.7, que es la utilizada para el cálculo del dosado efectivo con el que trabaja el motor cuando se emplea la recirculación de gases de escape, (que repetimos en términos de tasa de EGR en vez de %EGR para hacer más sencilla la demostración):

$$F_{efe} = F_R \cdot \frac{1 - TEGR}{1 - F_R \cdot TEGR} \quad (3.23)$$

Como ya se dijo el dosado efectivo es el dosado que tiene en cuenta la cantidad total de oxígeno en la masa admitida por el motor.

$$F_{efe} = \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{O_2-ADM}} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_{O_2-AIRE}}{\dot{m}_f} \right)_{est} \quad (3.24)$$

La cantidad total de oxígeno en la admisión viene dada por la suma de la masa de O_2 que aporta el aire mas el O_2 que aporta los gases recirculados. Esta masa total de O_2 se puede calcular de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{O_2-ADM} = [O_2]_{AIRE}^* \cdot \dot{m}_{AIRE} + [O_2]_{AIRE}^* \cdot (1 - F_R) \cdot \dot{m}_{EGR} \quad (3.25)$$

Reemplazando la ecuación 3.25 en 3.24 queda:

$$F_{efe} = \left(\frac{\dot{m}_f}{[O_2]_{AIRE}^* \cdot \dot{m}_{AIRE} + [O_2]_{AIRE}^* \cdot (1 - F_R) \cdot \dot{m}_{EGR}} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_{O_2-AIRE}}{\dot{m}_f} \right)_{est} \quad (3.26)$$

Operando convenientemente en la ecuación 3.26:

$$\begin{aligned} \frac{1}{F_{efe}} &= \left(\frac{[O_2]_{AIRE}^* \cdot \dot{m}_{AIRE} + [O_2]_{AIRE}^* \cdot (1 - F_R) \cdot \dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_f} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{O_2-AIRE}} \right)_{est} \\ &= \left(\frac{[O_2]_{AIRE}^* \cdot \dot{m}_{AIRE}}{\dot{m}_f} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{O_2-AIRE}} \right)_{est} + \\ &+ \left(\frac{[O_2]_{AIRE}^* \cdot (1 - F_R) \cdot \dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_f} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{O_2-AIRE}} \right)_{est} \end{aligned}$$

El primer sumando del lado derecho de la ecuación anterior es la inversa del dosado relativo por lo tanto nos queda la ecuación 3.27.

$$\frac{1}{F_{efe}} = \frac{1}{F_R} + \left(\frac{[O_2]_{AIRE}^* \cdot (1 - F_R) \cdot \dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_f} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{O_2_{AIRE}}} \right)_{est} \quad (3.27)$$

Reemplazando el gasto másico de EGR por su valor en función del gasto másico de aire y la tasa de EGR, la ecuación 3.27 puede ser escrita de la siguiente forma:

$$\frac{1}{F_{efe}} = \frac{1}{F_R} + \left(\frac{[O_2]_{AIRE}^* \cdot (1 - F_R) \cdot \dot{m}_{AIRE} \cdot TEGR}{\dot{m}_f \cdot (1 - TEGR)} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{O_2_{AIRE}}} \right)_{est} \quad (3.28)$$

Reordenando los términos de la ecuación 3.28 se obtiene:

$$\begin{aligned} \frac{1}{F_{efe}} &= \frac{1}{F_R} + \left(\frac{[O_2]_{AIRE}^* \cdot \dot{m}_{AIRE}}{\dot{m}_f} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{O_2_{AIRE}}} \right)_{est} \cdot \left(\frac{(1 - F_R) \cdot TEGR}{(1 - TEGR)} \right) \\ \frac{1}{F_{efe}} &= \frac{1}{F_R} + \frac{1}{F_R} \cdot \left(\frac{(1 - F_R) \cdot TEGR}{(1 - TEGR)} \right) \\ \frac{1}{F_{efe}} &= \frac{1}{F_R} \cdot \left(1 + \frac{(1 - F_R) \cdot TEGR}{(1 - TEGR)} \right) \\ \frac{1}{F_{efe}} &= \frac{1}{F_R} \cdot \left(1 + \frac{TEGR - F_R \cdot TEGR}{(1 - TEGR)} \right) \\ \frac{1}{F_{efe}} &= \frac{1}{F_R} \cdot \left(\frac{1 - TEGR + TEGR - F_R \cdot TEGR}{1 - TEGR} \right) \\ \frac{1}{F_{efe}} &= \frac{1}{F_R} \cdot \left(\frac{1 - F_R \cdot TEGR}{1 - TEGR} \right) \end{aligned} \quad (3.29)$$

Reordenando la ecuación 3.29 podemos hallar la ecuación 3.23, en términos de tasa de EGR en vez de %EGR, que es la definición utilizada para el calcular el dosado efectivo que se quería demostrar.

$$\frac{1}{F_{efe}} = \frac{1}{F_R} \cdot \left(\frac{1 - F_R \cdot TEGR}{1 - TEGR} \right)$$

3.7.3. Anexo C: Resultados relevantes del modelado preliminar de las diferentes estrategias para la obtención de EGR

En el presente anexo se muestran los resultados obtenidos del modelado preliminar de todas las estrategias para la producción de EGR que han sido consideradas como posibles para un motor con las características del sujeto a estudio.

En primer lugar, en la tabla 3.3 se exponen los resultados del modelado preliminar del motor sin ningún tipo de instalación para la producción de EGR. Por lo tanto estos serán los valores que se tomen como valores de referencia del estudio preliminar. Los puntos de funcionamiento de motor que se muestran son los escogidos para el estudio³⁰.

Régimen LOAD	P_{ADM} (bar)	P_{ESC} (bar)	G_{ADM} (kg/s)	EGR (%)	W_n (J)	A/F	R.Turb (rpm)
1200/100 %	2.33	1.89	0.281	0.0	3916	22.8	80352
1500/100 %	2.54	2.24	0.374	0.0	3661	26.2	87030
1500/75 %	2.22	1.92	0.324	0.0	2794	27.9	79677
1500/50 %	1.68	1.53	0.245	0.0	1853	34.8	65417
1800/100 %	2.58	2.55	0.442	0.0	3348	27.8	90690
1800/25 %	1.24	1.32	0.213	0.0	815	55.4	49835

Tabla 3.3: Resultados del modelado preliminar del motor de referencia.

En el análisis de los resultados preliminares realizado en la sección 3.4 no se ha hecho ninguna referencia al trabajo neto proporcionado por el motor instalando cada una de las estrategia para la realización de EGR. Esto se debe a lo siguiente:

Para poder considerar válido el valor de trabajo neto es necesario conocer la ley de fracción de calor liberado (dFQL) por el combustible inyectado en el cilindro para poder introducirla en el modelo. La dFQL dependerá de la proporción de O₂ que se encuentra encerrado en el cilindro y de la facilidad con la que se mezcle el combustible con el O₂, por consiguiente dependerá del %EGR que se esté realizando para cada estrategia. Para conocer la dFQL cuando se

³⁰Estos puntos de funcionamiento están escogidos así debido a que son los puntos de funcionamiento en los cuales el motor va a trabajar durante más tiempo en su vida útil. Además son los puntos de funcionamiento que tienen mayor peso para el calculo de las emisiones globales del motor, ver figura 2.2.

está realizando EGR es necesario medir la evolución de la presión en el cilindro mediante ensayos del motor con la estrategia de EGR elegida y realizando diferentes niveles de recirculación de los gases de escape. Dado el carácter preliminar de la modelización de las estrategias se ha utilizado la misma dFQL para todas las configuraciones analizadas³¹.

Régimen LOAD	P _{ADM} (bar)	P _{ESC} (bar)	G _{ADM} (kg/s)	EGR (%)	W _n (J)	A/F	R.Turb (rpm)
1200/100 %	3.26	3.18	0.36	-6.39	3922	29.04	97691
1500/100 %	3.55	3.72	0.457	1.90	3573	32.07	102396
1500/75 %	3.23	3.05	0.33	-9.70	2632	31.48	97223
1500/50 %	2.42	2.33	0.268	-8.58	1777	38.54	82116
1800/100 %	3.56	3.95	0.509	7.86	3219	31.65	107552
1800/25 %	1.44	1.55	0.211	11.42	775	53.72	55378

Tabla 3.4: Resultados del modelado preliminar del motor con circuito de EGR y turbina de sección efectiva de 60 % a la original.

En la tabla 3.4 se muestran los resultados del modelado preliminar del motor con circuito de EGR y con una turbina de sección efectiva de entrada igual al 60 % de la original. Se observa que el régimen de giro de la turbina se incrementa pero, sin embargo no es posible la recirculación de gases de escape para todos los puntos de funcionamiento.

En el caso de utilizar la estrategia de estrangulamiento del colector de admisión se observa que el estrangulamiento hace disminuir de manera importante la presión de admisión. Sin embargo, esta disminución no es suficiente para producir EGR dado que la presión de escape también se reduce debido a la disminución del gasto de aire que trasiega el motor, la consiguiente reducción de potencia del motor y aumento del dosado de trabajo, ver tabla 3.5.

Para una estrangulación más acusada del conducto, se obtienen los valores de la tabla 3.6. En este caso comienza a producirse EGR para un mayor número de puntos de funcionamiento pero con descensos muy extremos de la presión en el colector de admisión (y por tanto del gasto de aire admitido). La combustión en estos casos es crítica debido a los valores de dosado que se obtienen.

La tabla 3.7 muestra los resultados del modelado preliminar de la estrategia

³¹Para la modelización de las configuraciones de EGR instaladas y ensayadas sobre el motor sí que se ha obtenido la dFQL del motor en función del %EGR realizado en cada uno de los puntos de funcionamiento, tal y como se explica en el capítulo 4.

Régimen LOAD	P _{ADM} (bar)	P _{ESC} (bar)	G _{ADM} (kg/s)	EGR (%)	W _n (J)	A/F	R.Turb (rpm)
1200/100 %	1.75	1.68	0.257	-29.45	2562	12.61	74930
1500/100 %	1.94	1.90	0.315	-13.97	3508	17.80	81872
1500/75 %	1.58	1.57	0.244	-8.07	2643	19.88	70174
1500/50 %	1.25	1.29	0.166	3.55	1760	23.96	52698
1800/100 %	2.09	2.10	0.356	0.48	3310	21.96	86256
1800/25 %	1.03	1.10	0.100	26.69	779	34.69	38732

Tabla 3.5: Resultados del modelado preliminar del motor con circuito de EGR y estrangulamiento parcial del conducto de admisión $K = 80$.

Régimen LOAD	P _{ADM} (bar)	P _{ESC} (bar)	G _{ADM} (kg/s)	EGR (%)	W _n (J)	A/F	R.Turb (rpm)
1200/100 %	1.43	1.42	0.179	-11.08	2124	10.88	66064
1500/100 %	1.61	1.61	0.231	-0.001	3405	14.83	76007
1500/75 %	1.37	1.43	0.189	1.77	2588	17.4	65965
1500/50 %	1.16	1.22	0.128	9.64	1701	19.59	50376
1800/100 %	1.72	1.79	0.271	2.80	3211	17.08	81447
1800/25 %	1.01	1.09	0.087	31.13	761	24.96	37000

Tabla 3.6: Resultados del modelado preliminar del motor con circuito de EGR y estrangulamiento parcial del conducto de admisión $K = 160$.

de estrangulamiento del escape. Con este nivel de estrangulamiento, se consigue efectuar EGR para más puntos de operación del motor que en el caso de la estrategia anterior, pero también se observa el descenso acusado de las presiones de admisión y escape, así como del gasto por admisión, en relación con el motor original. Estas reducciones de gasto tan importantes hacen que la relación Aire/Combustible sea muy baja. Los valores obtenidos por estas estrategias son inaceptables debido al aumento previsible de las emisiones de humos, así como por la elevación de la temperatura en el colector de escape y a la entrada de la turbina.

En el caso de utilizar un circuito para la compensación de presiones P2A-P3 se obtienen los resultados expuestos en la tabla 3.8. Se observa que los niveles de recirculación son superiores en todos los casos al 5 %, con aumentos de la presión de admisión y por tanto del gas admitido por el motor con respecto al motor original. También se observa la elevación del régimen del turbogrupo

Régimen LOAD	P_{ADM} (bar)	P_{ESC} (bar)	G_{ADM} (kg/s)	EGR (%)	W_n (J)	A/F	R.Turb (rpm)
1200/100 %	1.74	1.73	0.1968	-5.47	3258	14.24	63245
1500/100 %	1.77	1.89	0.2395	3.22	3401	16.06	65764
1500/75 %	1.62	1.7	0.2187	3.49	2616	20.13	59089
1500/50 %	1.38	1.43	0.1813	6.01	1766	26.52	49441
1800/100 %	1.77	1.9	0.2448	7.10	2991	15.05	66286
1800/25 %	1.13	1.19	0.1577	22.07	794	40.32	39070

Tabla 3.7: Resultados del modelado preliminar del motor con circuito de EGR y estrangulamiento del escape.

Régimen LOAD	P_{ADM} (bar)	P_{ESC} (bar)	G_{ADM} (kg/s)	EGR (%)	W_n (J)	A/F	R.Turb (rpm)
1200/100 %	2.73	2.90	0.275	5.09	3793	21.9	90104
1500/100 %	2.88	3.09	0.335	9.82	3516	23.2	94364
1500/75 %	2.34	2.50	0.288	9.72	2640	26.2	83941
1500/50 %	1.81	1.91	0.227	10.31	1766	31	72801
1800/100 %	2.77	3.02	0.388	12.37	3218	23	96522
1800/25 %	1.25	1.33	0.185	15.68	795	45.8	49713

Tabla 3.8: Resultados del modelado preliminar del motor con circuito de EGR y sistema de compensación de presiones P2A-P3.

con respecto al original en todos los casos debido al aumento de presión que se tiene en el escape y al aumento de gasto trasegado por la turbina. Se debe tener mucha precaución con estos resultados preliminares debido a que se desconoce el funcionamiento real que tendrá el dispositivo utilizado para el trasiego del aire de la admisión al escape. Habrá que realizar un estudio pormenorizado de esta estrategia, así como una caracterización real del dispositivo³².

Las tablas muestran los resultados del modelado preliminar de las estrategias que utilizan los pulsos de presión del escape para la producción de EGR.

En primer lugar la tabla 3.9 muestra los resultados obtenidos con el uso de una válvula rotativa. Es importante remarcar que con esta estrategia se consiguen la recirculación de los gases de escape para todos los puntos de

³²Esta estrategia de compensación de presiones será ensayada y analizada en profundidad en los capítulos siguientes debido a los prometedores resultados obtenidos en el presente estudio preliminar.

Régimen LOAD	P _{ADM} (bar)	P _{ESC} (bar)	G _{ADM} (kg/s)	EGR (%)	W _n (J)	A/F	R.Turb (rpm)
1200/100 %	1.83	1.38	0.142	13.82	2329	11.5	64346
1500/100 %	2.57	2.05	0.330	5.15	3631	23.6	84487
1500/75 %	2.06	1.72	0.273	4.65	2727	25.6	74346
1500/50 %	1.52	1.39	0.200	5.25	1794	28.0	55529
1800/100 %	2.75	2.6	0.461	1.85	3366	29.0	90762
1800/25 %	1.21	1.28	0.200	2.39	796	51.8	46456

Tabla 3.9: Resultados del modelado preliminar del motor con válvula rotativa en el circuito de EGR.

funcionamiento, siendo %EGR máximo para regimen de 1200 rpm y plena carga. Esto se debe a que el diseño de la válvula rotativa se ha optimizado para ese regimen de giro³³. Se observa la disminución del %EGR para puntos en los cuales la presión de escape es mayor que la de admisión (1800/25 %), esto se debe a que la válvula rotativa permanece abierta durante un periodo de tiempo escaso, impidiendo la circulación del gas hacia la admisión.

Régimen LOAD	P _{ADM} (bar)	P _{ESC} (bar)	G _{ADM} (kg/s)	EGR (%)	W _n (J)	A/F	R.Turb (rpm)
1200/100 %	1.75	1.31	0.119	16.3	2150	10.88	61018
1500/100 %	2.35	1.70	0.226	11.7	3537	17.85	78615
1500/75 %	1.81	1.41	0.174	13.0	2621	17.99	64823
1500/50 %	1.51	1.28	0.157	13.8	1793	25.38	53340
1800/100 %	2.68	2.06	0.338	10.5	3350	23.64	86000
1800/25 %	1.22	1.17	0.146	18.2	823	46.46	42900

Tabla 3.10: Resultados del modelado preliminar del motor con sistema de láminas en el circuito de EGR.

A diferencia de los resultados obtenidos con válvula rotativa, la utilización de láminas en el circuito de EGR presenta la ventaja de que se realiza un porcentaje elevado de EGR para todos los puntos de funcionamiento modelizados, tal y como muestra la tabla 3.10. Esto se debe a que las láminas permanecen abiertas mientras la presión de escape es mayor que la de admisión, adaptándose al regimen de giro en el cual está trabajando el motor.

³³Debido a que se trata del punto para el cual existe mayor diferencia entre la presión de admisión y la de escape

Régimen LOAD	P _{ADM} (bar)	P _{ESC} (bar)	G _{ADM} (kg/s)	EGR (%)	W _n (J)	A/F	R.Turb (rpm)
1200/100 %	1.78	1.36	0.154	10.32	2393	11.9	62796
1500/100 %	2.43	1.85	0.303	6.27	3596	20.8	81037
1500/75 %	1.86	1.52	0.233	7.30	2661	21.2	67406
1500/50 %	1.51	1.32	0.195	8.51	1802	27	53971
1800/100 %	2.66	2.20	0.403	6.55	3355	24.9	86446
1800/25 %	1.19	1.18	0.179	16.76	814	45.8	42221

Tabla 3.11: Resultados del modelado preliminar del motor con sistema de láminas (con permeabilidad de las láminas 0'95 - 0'05) en el circuito de EGR.

Para tener una idea del efecto de la falta de estanqueidad de las láminas de EGR se ha realizado un modelado en el cual se impone una permeabilidad de las láminas del 5 % en sentido de la admisión al escape y de un 95 % del escape a la admisión³⁴. Estos resultados se muestran en la tabla 3.11.

Régimen LOAD	P _{ADM} (bar)	P _{ESC} (bar)	G _{ADM} (kg/s)	EGR (%)	W _n (J)	A/F	R.Turb (rpm)
1200/100 %	2.49	2.1	0.256	-34.77	3930	23.5	84345
1500/100 %	2.6	2.5	0.376	-9.04	3669	26.83	88984
1500/75 %	2.17	1.92	0.314	-10.51	2758	29.56	80117
1500/50 %	1.66	1.51	0.24	-6.25	1844	33.79	65583
1800/100 %	2.68	2.46	0.443	3.07	3374	27.25	91903
1800/25 %	1.1	1.13	0.157	23.57	785	35.4	40514

Tabla 3.12: Resultados del modelado preliminar del motor con circuito de EGR y venturi con relación de áreas 5:1.

Por último se muestran los resultados obtenidos del modelado preliminar con la utilización de un venturi en admisión con una relación de áreas de 5:1, tabla 3.12, y con una relación de áreas de 9:1, tabla 3.13. De la primera de las tablas se observa que el venturi de 5:1 es insuficiente para producir EGR prácticamente en todos los puntos de plena carga del motor. A medida que el régimen del motor aumenta se consigue reducir la diferencia entre la presión de escape y la de admisión y a 1800 rpm es posible recircular un 3 % del gas únicamente con este venturi. Si se utiliza un venturi con una relación de áreas

³⁴El coeficiente de descarga real de las láminas utilizados en el circuito de EGR para esta estrategia se ha obtenido mediante los ensayos expuestos en el capítulo 5.

Régimen LOAD	P _{ADM} (bar)	P _{ESC} (bar)	G _{ADM} (kg/s)	EGR (%)	W _n (J)	A/F	R.Turb (rpm)
1200/100 %	2.34	1.99	0.284	-9.51	3959	22.53	82832
1500/100 %	2.64	2.06	0.361	4.76	3688	24.5	87879
1500/75 %	2.15	1.7	0.291	4.81	2771	26.59	76620
1500/50 %	1.59	1.35	0.21	8.10	1829	28.34	58353
1800/100 %	2.73	2.2	0.411	9.73	3377	24.3	90778
1800/25 %	1.1	1.11	0.146	30.14	778	30	39720

Tabla 3.13: Resultados del modelado preliminar del motor con circuito de EGR y venturi con relación de áreas 9:1.

de 9:1 se consigue recircular gas en casi todos los puntos modelados excepto para el regimen de giro de 1200 rpm (punto de funcionamiento, el cual tiene un peso importante a la hora de calcular las emisiones del motor, ver figura 2.2).

Como ya ha sido comentado estos resultados son el fruto de una modelización preliminar de las diferentes estrategias para la obtención de EGR, y por lo tanto no deben confundirse con los resultados obtenidos en el modelado del EGR sobre el motor tras el ajuste del modelo con los ensayos del motor. Estos valores son sólo válidos desde el punto de vista comparativo. En los capítulos 4 y 5 se muestran los resultados del modelado y del ajuste de éste tras los ensayos de las estrategias de EGR seleccionadas.

Bibliografía

- [1] Luján Martínez J.M.
Recirculación interna de gases de combustión en motores diesel sobrealimentados. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [2] Molina Alcaide S.A.
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.
- [3] Luján, J.M.; Ruiz S. y Vera F.
Efectos de la Recirculación Externa de Gases de Escape sobre el Proceso

- de la Renovación de la Carga en Motores Diesel Turboalimentados*, volume 13(3), pp. 1905–1911.
Anales de la Ingeniería Mecánica 2000, 2000.
- [4] Hill, S.H.;Dodd J.L.
A Light Duty Diesel with Heavy-duty Heritage.
SAE PAPER 770430, 1977.
- [5] Vera F.
Metodología para la determinación de la cantidad de combustible a inyectar en cada uno de los cilindros de un motor diesel turboalimentado con recirculación de los gases de escape.
Proyecto Fin de Carrera dirigido por Dr. D. José Galindo Lucas y D. Hector Climent Puchades, 1999.
- [6] Luján, J.M.; Payri F.;Vera F. y Serrano J.R.
A Methodology to Determine the Mass Fuel Injected During a Transient Process in a Heavy-Duty Engine with EGR System.
Proceedings of World Automotive Congress FISITA 2002, 2002.
- [7] Vera F.
Obtención del EGR interno producido por el motor MIDR62356EURO3 mediante técnicas de modelado.
Informe de carácter interno. CMT Motores Térmicos, 2001.
- [8] Baert, R. Beckman D.E. Verbeek R.
New EGR Technology Retains HD Diesel Economy with 21st Century Emissions.
SAE Paper 960848, 1996.
- [9] Ladommatos, N. Abdelhalim S. Zhao H.
The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions, volume 1 no.1, pp. 107–126.
International Journal Engine Research, 2000.
- [10] Uchida, N. Daisho Y. Saito T. Sugano H.
Combined Effects of EGR and Supercharging on Diesel Combustion and Emissions.
SAE Paper 930601, 1993.
- [11] Montgomery, D.T. Reitz R.D.
Effects of Multiple Injections and Flexible Control of Boost and EGR on Emissions and Fuel Consumption of a Heavy-Duty Diesel Engine.
SAE Paper 2001-01-0195, 2001.

-
- [12] Hribernik A.
The potencial of high- and low-pressure exhaust gas recirculation, volume 602, pp. 375–384.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C. C602/024/2002, 2002.
- [13] Lüders, H.; Stommel P.
Diesel Exhaust Treatment - New Approches to Ultra Low Emission Diesel Vehicles.
SAE PAPER 1999-01-0108, 1999.
- [14] Eastlake A.
The Latest Developments in Heavy Duty Vehicle Aftertreatment Testing for Real World Emissions and Fuel Economy.
SAE PAPER 1999-01-0470, 1999.
- [15] Baert, R.S.G.; Beckman D.E.; Veen A.
Efficient EGR Technology for Future HD Diesel Engine Emissions Targets.
SAE Paper 1999-01-0837, 1999.
- [16] Hochegger, W.; Hrauda G; Prenninger P.; Seitz H.F.
Effect of various EGR systems on HDT-turbocharging, volume 602, pp. 267–281.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C. C602/040/2002, 2002.
- [17] Zelenka P.
Cooled EGR a Key Technology for Future Efficient HD Diesels.
SAE Paper 980190, 1998.
- [18] Kohketsu, S.; Mori K.; Sakai K.; Hakozaiki T.
EGR Technologies for a Turbocharged and Intercooled Heavy-Duty Diesel Engine.
SAE Paper 970340, 1997.
- [19] Graf, G.; Hrauda G.; Bartsch P.
Layout of a High Load EGR System for LD, MD and HD Truck Engines by Means of Simulation.
SAE Paper 2000-01-0226, 2000.
- [20] Hawley, J.G.; Wallace F.J.; Cox A.; Horrocks R.W.; Bird G.L.
Variable geometry turbochaging for lower emissions and improved torque

- characteristics*, volume 213, pp. 145–159.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 1999.
- [21] Luján, J.M.; Guardiola C.; Garcia-Ortiz J.V. y Salcedo J.V.
Identificación lineal del comportamiento del sistema de renovación de la carga de un motor diesel turboalimentado con sistema de EGR.
XV congreso nacional de Ingeniería mecánica. ISBN 84-607-6264-5, 2002.
- [22] Martínez Alvarez J.A.
Diseño mediante modelado y validación experimental de un sistema de precirculación de gas de escape (EGR) en un motor Diesel sobrealimentado en condiciones adversas de presión.
Proyecto Fin de Carrera dirigido por Dr. D. J. M. Luján Martínez y D. F. Vera García, 2000.
- [23] Guardiola García 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 Fin de Carrera dirigido por Dr. D. José Manuel Luján Martínez, 2000.
- [24] Kangyao, D.; Ohtani M.; Shimomizuki-N.
EGR simulation of a turbocharged diesel engine—EGR control using CCS and intake and exhaust manifold pulsations.
JSAE Technical Paper No. 9540390, 1995.
- [25] Climent Puchades H.
Contribución al modelado unidimensional de motores de dos tiempos de pequeña cilindrada. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2002.
- [26] Bunting A.
Emissions accomplished, volume November, pp. 38–46.
Automotive Engineer. The magazine for the industry, 2002.
- [27] Vera F.
Comportamiento, respuesta y caracterización de un Venturi de EGR en un motor de combustión interna alternativo turboalimentado.
Trabajo de investigación 1888/18. Programa de doctorado: Procesos Termodinámicos en MCIA. Universidad Politécnica de Valencia, 2002.
- [28] Luján, J.M.; Payri F.;Guardiola C. y Vera F.
Modeling, Effect and Behavior of the EGR Venturi in a Heavy-Duty Diesel

- Engine.*
SAE Paper 2001-01-3227, 2001.
- [29] Torbjörnsson C.A.
Modelling of a Variable Venturi in a Heavy Duty Diesel Engine.
Master's thesis. Dept. Electrical Engineering, 2002.
- [30] Stumpp, G.;Banzhaf W.
EGR Lowers Diesel NOx Emissions.
SAE Paper 780222, 1978.
- [31] Pischinger, R.; Cartellieri W.
Combustion System Parameters and their Effect Upon Diesel Engine Exhaust Emissions.
SAE PAPER 720756, 1972.
- [32] Directiva 1999/96/CE.
Directiva 1999/96/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 13 de Diciembre de 1999.
Diario Oficial de las Comunidades Europeas. Bruselas, Diciembre 1999.
- [33] Ladommatos, N. Balian R. Horrocks R. Cooper L.
The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Combustion and NOx Emissions in a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine.
SAE Paper 960840, 1996.
- [34] Ladommatos, N. Balian R. Horrocks R. Cooper L.
The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Soot Formation in a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine.
SAE Paper 960841, 1996.
- [35] Ladommatos, N. Abdelhalim S.M. Zhao H. Hu Z.
The dilution, chemical and thermal effects of exhaust gas recirculation on Diesel engine emissions - Part 1: Effects of reducing inlet charge oxygen.
SAE Paper 961165, 1996.
- [36] Ladommatos, N. Abdelhalim S.M. Zhao H. Hu Z.
The dilution, chemical and thermal effects of exhaust gas recirculation on Diesel engine emissions - Part 2: Effects of carbon dioxide.
SAE Paper 961167, 1996.
- [37] Ladommatos, N. Abdelhalim S.M. Zhao H. Hu Z.
The dilution, chemical and thermal effects of exhaust gas recirculation on

- Diesel engine Emissions - Part 3: Effects of water vapor.*
SAE Paper 971659, 1997.
- [38] Ladommatos, N. Abdelhalim S.M. Zhao H. Hu Z.
Effects of EGR on Heat Release in Diesel Combustion.
SAE Paper 980184, 1998.
- [39] Ladommatos, N. Abdelhalim S.M. Zhao H. Hu Z.
The Effects on Diesel Combustion and Emissions of Reducing Inlet Charge Mass Duet to Thermal Throttling with Hot EGR.
SAE Paper 980185, 1998.
- [40] Plee, S.L. Ahmad T. Myers J.P.
Flame Temperature Correlation for the Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Particulate and NOx Emissions.
SAE Paper 811195, 1981.
- [41] Payri, F. Lapuerta M. Cazaux Ph.
Insight into the combustion process of a Diesel engine with exhaust gas recirculation, volume Proceedings of 5th International EAEC Congress. Strasbourg.
SIA Paper 9506A13, 1995.
- [42] Tsunemoto, H. Ishitani H.
The Role of Oxygen in Intake and Exhaust on NO Emission, Smoke and BMEP of a Diesel Engine with EGR System, volume Proceedings of 5th International EAEC Congress. Strasbourg.
SAE Paper 800030, 1980.
- [43] Pierpont, D.A. Montgomery D.T. Reitz R.D.
Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in a D.I. Diesel.
SAE Paper 950217, 1995.
- [44] Muñoz, M. y Payri F.
Motores de combustión interna alternativos.
Sección de publicaciones de la ETSII-Fundación General UPM, 1989.
- [45] Shapiro A.H.
The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow (vol.II).
New York Ronald Press, 1954.

Capítulo 4

Modelado del EGR en un motor

Índice General

4.1. Introducción. Modelos aplicables al estudio	107
4.1.1. Modelos de llenado y vaciado	110
4.1.1.1. Ecuaciones generales	111
4.1.2. Modelo de acción de ondas	113
4.1.2.1. Método de Lax–Wendroff	115
4.1.3. Cálculo de las condiciones de contorno. Método de las características	116
4.1.3.1. Cálculo del flujo en uniones	120
4.2. Modelado del motor sujeto a estudio	122
4.2.1. Modelado del motor de referencia	122
4.2.2. Modelado de la ley de combustión	126
4.2.3. Modelado del motor con circuito de EGR	128
4.2.3.1. Modelado de la estrategia de compensación de presiones P2A-P3 y diseño de elementos	129
4.2.3.2. Modelado de las estrategias de aprovechamiento de los pulsos de presión y diseño de elementos	131
4.3. Modelos necesarios para el estudio del EGR en un motor	135
4.3.1. Cálculo y distribución de los gases quemados en el motor	136
4.3.1.1. Generación de gases quemados en el motor	139
4.3.2. Modelado de los elementos necesarios para la producción de EGR	140

4.3.3.	Modelado del venturi de EGR	142
4.3.3.1.	Cálculo de las pérdidas en la presión de sobrealimentación debidas al venturi	146
4.3.3.2.	Modelado del comportamiento dinámico del venturi	147
4.4.	Resumen	148
	Bibliografía	149

Capítulo 4

Modelado del EGR en un motor

4.1. Introducción. Modelos aplicables al estudio

El modelado teórico de los procesos termofluidodinámicos en motores de combustión interna alternativos, tanto en el interior del cilindro como a través de los colectores de admisión y de escape, ha sido muy utilizado desde hace varias décadas. Con la aparición de ordenadores cada vez más potentes a un precio asequible, el modelado por ordenador de los procesos relacionados con la renovación de la carga en motores se ha convertido en una de las herramientas más útiles para el diseño de colectores y otros elementos de los sistemas de admisión y de escape [1–3].

La utilización conjunta de modelos de cálculo con ensayos experimentales constituye la mejor manera de abordar estos problemas. Los modelos permiten conocer variables del proceso que son difíciles de medir y además se pueden realizar amplios estudios con costes y tiempos reducidos, conduciendo a la optimización de sistemas. A pesar de todo, los modelos teóricos siguen necesitando de datos de ensayos experimentales, por una parte, para el proceso de

ajuste del modelo a un caso real de motor, y por otra, para el desarrollo del propio modelo.

Antes de exponer los modelos matemáticos más usados para el modelado de los procesos de combustión y renovación de la carga en MCIA se marcará la diferencia semántica entre modelado o modelización, y simulación. Se entiende por modelado la identificación de un modelo físico para un fenómeno real a través de un sistema de ecuaciones, normalmente de conservación, con el que se pueden calcular las variables de salida a partir de las de entrada. La simulación consiste en estudiar de manera empírica cómo actúan las variables de salida a partir de las de entrada, derivando una ley de comportamiento. En este último caso se obtiene una función de transferencia que servirá solamente en condiciones similares en las que ha sido obtenida. Los resultados así proporcionados son difícilmente generalizables. Además, las simulaciones no dan información de lo que ocurre en el interior del sistema.

Parece claro que el modelado es mucho mejor que la simulación. Sin embargo, hay muchos fenómenos que no son suficientemente conocidos para establecer leyes de comportamiento, y es necesario recurrir a simulaciones. Por ejemplo, al modelizar determinados elementos es necesario realizar una simulación de su comportamiento y no un modelado real de estos elementos. Además, la frontera entre el modelo y la simulación no está tan clara ya que hay modelos que plantean hipótesis simplificadoras tan importantes que los acercan más a la simulación que al modelado.

Los modelos se pueden clasificar según diferentes criterios. Cabe la siguiente clasificación de los distintos modelos utilizados para estudiar los procesos que ocurren en el interior de los motores de combustión interna:

- Según el objeto del modelo se distinguen los modelos de diagnóstico de los predictivos, dependiendo de que su capacidad para reproducir los fenómenos que ocurren en la realidad precisen o no de información experimental.
- Según las dimensiones del espacio consideradas se pueden distinguir los modelos no dimensionales o cero-dimensionales, en los que el sistema a estudiar está representado por las condiciones de un sólo punto, los modelos unidimensionales que consideran, sólo la variación de las propiedades a lo largo de una dimensión y los modelos multidimensionales, que pueden ser bi o tridimensionales.
- Según el proceso de resolución respecto a la variable temporal se distinguen los modelos estacionarios, que no consideran variaciones temporales, los modelos cuasi-estacionarios, en donde el modelo permite calcular

sucesivos estados estacionarios y, por último, se encuentran los modelos no estacionarios que tienen en cuenta las leyes de variación en el tiempo.

- Según el número de especies que intervienen en el cálculo, se distinguen los modelos monoespecie, si el cálculo se resuelve para una única sustancia, o multiespecie, en caso contrario. En el caso del estudio de la recirculación de los gases de escape es necesario la utilización de al menos dos especies con diferentes propiedades, esto se debe a la necesidad de identificar los gases quemados del aire fresco que admite el motor.
- Una última distinción se puede hacer entre los modelos que calculan los procesos de forma isentrópica, que son los llamados homentrópicos, y los que permiten el cálculo de procesos irreversibles denominados modelos no homentrópicos. En el caso del modelado de la renovación de la carga de motores los procesos irreversibles que se pueden encontrar son la transmisión de calor y los rozamientos. En el caso de motores con la recirculación de gas de escape se tienen que añadir las irreversibilidades que se dan en el proceso de mezcla de las diferentes especies.

Entre los modelos más empleados en el cálculo del proceso de renovación de la carga en MCIA pueden destacarse por orden de antigüedad los de llenado y vaciado, los de acción de ondas y los multidimensionales. En los primeros, cuyo proceso resolutorio se detallará en el siguiente apartado, se asocian los colectores y cilindros del motor a depósitos interconectados que se llenan y se vacían por efecto de la variación de volumen de los cilindros. Estos modelos suelen ser de diagnóstico, no dimensionales, cuasi-estacionarios y normalmente isentrópicos. Estos modelos han sido muy utilizados en el desarrollo de grandes motores estacionarios, ya que en éstos los colectores son en realidad grandes depósitos [4, 5]. En el caso de motores de menor tamaño donde los fenómenos ondulatorios son más importantes, los modelos de llenado y vaciado no dan buen resultado [6].

Los modelos de acción de ondas han sido los más ampliamente utilizados porque permiten el cálculo de los fenómenos ondulatorios en los colectores de admisión y de escape. Según la clasificación anterior, el modelo de acción de ondas es un modelo de diagnóstico unidimensional, no estacionario y normalmente no homentrópico. El modelo de acción de ondas se viene empleando desde los años 40 ya que pueden resolverse casos sencillos de manera gráfica [7, 8]. Pero ha sido a partir de los años 60 con la aparición de los ordenadores cuando estos modelos se han extendido.

En último lugar, los modelos multidimensionales permiten el cálculo en todos los puntos del sistema a estudiar en régimen no estacionario, teniendo en

cuenta todo tipo de irreversibilidades. Sin embargo, la utilización de este tipo de modelos ha sido hasta ahora limitada a elementos singulares de los sistemas de admisión y de escape y en la mayor parte de los casos en estacionario, debido a problemas de limitación por tiempos de cálculo excesivos. No obstante, a medio plazo, cuando la potencia de los futuros ordenadores lo permita, el modelado tridimensional es el modelo que se impondrá. De momento, lo que han hecho algunos autores [9] es utilizar conjuntamente los modelos de acción de ondas y los tridimensionales de forma acoplada, de manera que los primeros se emplean en los conductos y los segundos en los elementos en los que el flujo no es unidimensional, existiendo un intercambio de información entre ellos durante el proceso de cálculo.

4.1.1. Modelos de llenado y vaciado

Los elementos analizados con este tipo de modelos, como se ha adelantado anteriormente, son tratados como sistemas sin dimensión (modelo no dimensional o cero-dimensional), es decir, físicamente se corresponderían con un volumen cuyas propiedades termodinámicas son uniformes en cada punto del interior. Sobre estos elementos se aplican la ecuación de continuidad y el principio de conservación de la energía. Son modelos cuasi-estacionarios puesto que en el proceso de resolución se supone que las condiciones de contorno permanecen constantes con el tiempo, si bien en el siguiente instante de cálculo estas condiciones pueden cambiar. Asimismo, se supone que las transformaciones que sufre el fluido son reversibles, aunque se permite el intercambio de calor con el entorno.

Sus principales ventajas son su rapidez de cálculo así como el bajo coste computacional asociado. No obstante, por el hecho de ser cero-dimensionales, no pueden tener en cuenta los fenómenos ondulatorios que pudieran aparecer en el elemento a estudiar. Estas circunstancias hacen que estos modelos sean apropiados en los siguientes casos:

- Cuando los pulsos de presión o rarefacción que atraviesan el elemento y que son originados en el cilindro sean de pequeña amplitud, lo cual suele ocurrir en colectores de admisión y escape de motores lentos.
- En el caso en que no exista en el elemento ninguna dirección de propagación de ondas predominante, circunstancia que ocurre en el caso de cilindros y depósitos, o bien en colectores o parte de colectores de diseño compacto.

4.1.1.1. Ecuaciones generales

En este apartado se presenta el proceso de resolución empleado en sistemas analizados según un modelo de llenado y vaciado. En un determinado instante de cálculo, se suponen conocidas las propiedades termodinámicas en el interior del sistema y los gastos entrantes o salientes de conductos conectados al sistema. A continuación, se pretende calcular las propiedades del sistema en el instante siguiente teniendo en cuenta los balances de masa y de energía.

El balance de masa contabiliza la variación de la masa de gas en el sistema en función de las aportaciones de las distintas ramas que en él confluyen durante el intervalo de integración, que matemáticamente se expresa:

$$dm_c = \sum_e dm_e - \sum_s dm_s \quad (4.1)$$

donde los subíndices e y s denotan el número de ramas entrantes y salientes, y el cálculo de dichas masas puede realizarse puesto que se conocen los gastos máxicos por cada una de las ramas y el intervalo de integración:

$$dm_e = \dot{m}_e dt \quad (4.2)$$

El balance de energía en el sistema se plantea aplicando el primer principio de la termodinámica para sistemas abiertos, que en forma diferencial tiene la siguiente expresión:

$$d(m_c u_c) = \delta Q + \delta W + \sum_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} \right) dm_e - \sum_s \left(h_s + \frac{c_s^2}{2} \right) dm_s \quad (4.3)$$

Es decir, la variación de energía interna, $d(m_c u_c)$, en el sistema se obtiene a partir del balance del calor, δQ , y del trabajo, δW , intercambiados con el entorno y las entalpías totales entrantes y salientes por las ramas del sistema. Además, puesto que el sistema no tiene dimensión, se considera nulo el término cinético del fluido en su interior, y por tanto la entalpía total del fluido saliente será precisamente la del sistema:

$$h_s + \frac{c_s^2}{2} = h_c \quad (4.4)$$

En el caso de que el sistema modelado esté formado por un pistón que permita una variación de volumen del mismo, como podría ser el caso del cilindro o del cárter, se puede computar el trabajo intercambiado con el entorno mediante la siguiente expresión:

$$\delta W = -p_c dV_c \quad (4.5)$$

Sustituyendo las expresiones 4.1, 4.4 y 4.5 en 4.3, se obtiene:

$$d(m_c u_c) = \delta Q - p_c dV_c + \sum_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} \right) dm_e - h_c \left(\sum_e dm_e - dm_c \right) \quad (4.6)$$

Diferenciando el primer término y agrupando los sumatorios se llega a:

$$u_c dm_c + m_c du_c = \delta Q - p_c dV_c + \sum_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} - h_c \right) dm_e + h_c dm_c \quad (4.7)$$

y reagrupando términos:

$$(u_c - h_c) dm_c + m_c du_c + p_c dV_c = \delta Q + \sum_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} - h_c \right) dm_e \quad (4.8)$$

Considerando ahora la expresión de la energía interna para el caso de un gas ideal y la definición de la entalpía:

$$du = c_v dT \quad (4.9)$$

$$h = u + pv \quad (4.10)$$

La ecuación 4.8 quedará de la siguiente forma:

$$-p_c v_c dm_c + m_c c_v dT_c + p_c dV_c = \delta Q + \sum_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} - h_c \right) dm_e \quad (4.11)$$

y dividiendo por el producto de la presión y el volumen del sistema ($p_c V_c$), y teniendo en cuenta la ecuación de estado de los gases perfectos ($pV = mRT$), se llega a:

$$-\frac{dm_c}{m_c} + \frac{c_v dT_c}{RT_c} + \frac{dV_c}{V_c} = \frac{\delta Q}{p_c V_c} + \frac{1}{p_c V_c} \sum_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} - h_c \right) dm_e \quad (4.12)$$

Teniendo ahora en cuenta la relación de Mayer y la definición del coeficiente adiabático:

$$R = c_p - c_v \quad (4.13)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.14)$$

la ecuación 4.12 puede escribirse de la siguiente forma:

$$-\frac{dm_c}{m_c} + \frac{1}{\gamma - 1} \frac{dT_c}{T_c} + \frac{dV_c}{V_c} = \frac{\delta Q}{p_c V_c} + \frac{1}{p_c V_c} \sum_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} - h_c \right) dm_e \quad (4.15)$$

En donde el primer término de la expresión se puede integrar directamente, pero no el segundo, cuyas integrales será necesario evaluarlas numéricamente:

$$\ln \left(\frac{V_{c2} m_{c1}}{V_{c1} m_{c2}} \left(\frac{T_{c2}}{T_{c1}} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \right) = \int_1^2 \frac{\delta Q}{p_e V_c} + \int_1^2 \frac{1}{p_e V_c} \sum_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} - h_c \right) dm_e \quad (4.16)$$

El proceso de resolución supone una variación lineal entre el estado 1 y 2 de las funciones que aparecen en el segundo término de la ecuación 4.16 y, así, resolver dichas integrales usando el teorema de valor medio. Este proceso resolutorio ha de ser necesariamente iterativo debido a las siguientes circunstancias:

- Es necesario conocer las propiedades termodinámicas del fluido en el instante actual, p_{c2} y h_{c2} , para poder evaluar las integrales del segundo término. Estas propiedades son función de la temperatura en el instante actual, T_{c2} , y por tanto la ecuación 4.16 no es explícita en la temperatura.
- También, el calor intercambiado por el sistema en el instante actual es un dato necesario. De hecho, el calor cedido o absorbido por el sistema dependerá generalmente de la temperatura del fluido, T_{c2} , que a priori es desconocida.

Por consiguiente, para determinar la temperatura del fluido en el instante actual será necesario proceder de forma iterativa y concluir el proceso cuando el error cometido entre dos soluciones consecutivas sea tan pequeño como se desee. Una vez calculada la temperatura del sistema, puesto que la masa se conoce al aplicar el balance másico según la expresión 4.1, se puede obtener la presión a la que se encuentra el sistema aplicando la ecuación de estado. Estas nuevas propiedades termodinámicas se usarán en el siguiente paso de integración para el cálculo de los gastos a través de las ramas.

4.1.2. Modelo de acción de ondas

En los modelos de acción de ondas¹ se resuelven las ecuaciones que gobiernan el flujo compresible bajo régimen unidimensional no estacionario y considerando cambios de sección, transferencia de calor y rozamiento del fluido con las paredes [3]. Las ecuaciones son las de conservación de la masa o

¹Como se ha comentado en los anteriores capítulos el modelo utilizado en la presente investigación es el WAM (del inglés, "Wave Action Model"), Modelo de Acción de Ondas.

continuidad, conservación de la cantidad de movimiento y conservación de la energía o primer principio de la termodinámica, que en forma diferencial se expresan:

Continuidad

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial c}{\partial x} + c \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho c}{F} \frac{\partial F}{\partial x} = 0 \quad (4.17)$$

Cantidad de movimiento

$$\frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0 \quad (4.18)$$

Energía

$$\dot{q} = \frac{\partial}{\partial t} \left(c_v T + \frac{c^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(c \left(c_v T + \frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \right) \quad (4.19)$$

en donde F es la sección transversal del conducto, \dot{q} es el calor transferido a las paredes por unidad de tiempo y de masa de fluido y G es la cantidad de movimiento transferida a las paredes por efecto de la fricción, y que se calcula según:

$$G = f \frac{c^2}{2} \frac{c}{|c|} \frac{4}{d} \quad (4.20)$$

donde d es el diámetro del conducto, y f es el coeficiente de Froude, que se determina con:

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{\rho c^2}{2}} \quad (4.21)$$

siendo τ_w el esfuerzo cortante en la pared del conducto.

En la resolución del sistema también se recurre a ecuaciones como la de estado del gas perfecto:

$$p = \rho RT \quad (4.22)$$

y la de la definición de la velocidad del sonido:

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (4.23)$$

Históricamente, el primer método que se utilizó para resolver las ecuaciones no lineales del flujo unidimensional en los colectores del motor fue el llamado método de las características, introducido por Riemann y aplicadas en este campo por Jenny y de Haller en 1950. La razón es que, antes de la llegada de ordenadores, este procedimiento permitía la resolución mediante métodos gráficos. Con este método se pueden construir los trenes de ondas de

presión que viajan en ambas direcciones dentro de los tubos de admisión y de escape. Con la llegada de los ordenadores, se empleó el mismo método de las características pero con una resolución numérica [10], lo que permitió facilitar y ampliar los casos de estudio.

Sin embargo, el método de las características produce ciertos problemas en la evaluación de la conservación de la masa, lo que ha provocado que la mayoría de investigadores que utilizaban este método hayan cambiado a un método de resolución de las ecuaciones por diferencias finitas. Entre estos métodos, se encuentra el de Lax–Wendroff, en el que las ecuaciones que gobiernan el problema, escritas en su forma conservativa, se convierten a un esquema centrado y se resuelve mediante la aplicación de series de Taylor [11]. Richtmyer y Morton [12] proponen una mejora sobre este esquema al resolverlo según el método de dos pasos y Takizawa lo usa por primera vez en la simulación de un motor de combustión interna alternativo [13]. Si bien el método de diferencias finitas tiene menos sentido físico en la resolución, proporciona más precisión en el cálculo a la vez que divide los tiempos de ejecución a casi la mitad.

4.1.2.1. Método de Lax–Wendroff

La resolución de las ecuaciones por el método de diferencias finitas de Lax–Wendroff de dos pasos conduce a un sistema de ecuaciones que se puede expresar de forma matricial [14]:

$$\frac{\partial U}{\partial t} = -\frac{\partial W}{\partial x} - V \ln F - V_1 \quad (4.24)$$

donde

$$U(x, t) = \begin{vmatrix} \rho \\ \rho c \\ \rho \left(c_v T + \frac{c^2}{2} \right) \end{vmatrix} \quad (4.25)$$

$$W(x, t) = \begin{vmatrix} \rho c \\ \rho c^2 + p \\ c \left[\rho \left(c_v T + \frac{c^2}{2} \right) + p \right] \end{vmatrix} \quad (4.26)$$

$$V(x, t) = \begin{vmatrix} \rho c \\ \rho c^2 \\ c \left[\rho \left(c_v T + \frac{c^2}{2} \right) + p \right] \end{vmatrix} \quad (4.27)$$

$$V_1(x, t) = \begin{vmatrix} 0 \\ \rho G \\ -\rho \dot{q} \end{vmatrix} \quad (4.28)$$

Las incógnitas del sistema son la densidad, ρ , la cantidad de movimiento por unidad de volumen, ρc , y la energía por unidad de volumen, $\rho (c_v T + c^2/2)$.

El método de Lax–Wendroff de dos pasos se aplica de la manera indicada en la figura 4.1. En primer lugar se evalúan las cantidades en el instante $n + \frac{1}{2}$ en los puntos de la malla espacial $j - \frac{1}{2}$ y $j + \frac{1}{2}$, para más tarde calcular a partir de éstos los valores del nodo considerado en el instante actual $j, n + 1$.

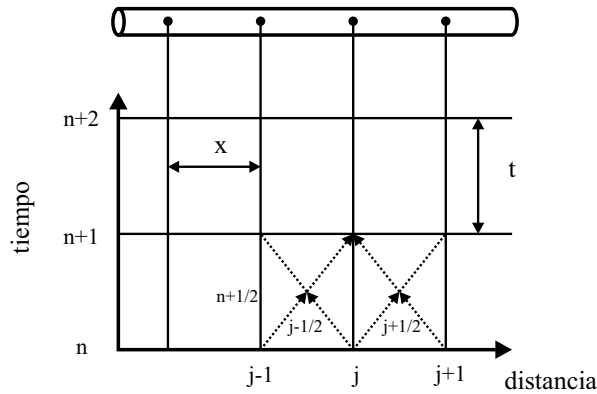


Figura 4.1: Mallado espacial y temporal del método de Lax–Wendroff.

4.1.3. Cálculo de las condiciones de contorno. Método de las características

Además del cálculo en los conductos, que es siempre considerado como el núcleo de los modelos de acción de ondas, estos modelos deben tratar el cálculo en las fronteras, es decir, el flujo en los extremos de los tubos. Los conductos de admisión y de escape de motores se hallan conectados entre sí a través de uniones, depósitos, estrechamientos, ensanchamientos, etc. o bien se conectan con elementos singulares como compresor y turbina de sobrealimentación, intercooler, filtro, mariposa, catalizadores, silenciadores, o como los propios cilindros del motor, que son precisamente la fuente de excitación de los procesos ondulatorios en los colectores. Tan importante como el cálculo del flujo en el interior de los conductos es el cálculo de las condiciones de contorno, ya que éstas determinan el cálculo en los conductos. Las diferencias principales en los modelos de acción de ondas que se utilizan en el mundo se refieren al tratamiento de las condiciones de contorno.

En casi todos los casos de condiciones de contorno que se encuentran en un motor, el flujo se aleja claramente de la hipótesis de unidimensionalidad,

y en algunos casos concretos, el patrón del flujo es extremadamente complicado, por lo que se deben hacer importantes hipótesis simplificadoras, que convierten a estas condiciones de contorno en el punto débil del modelo global. Una de las hipótesis adoptada en muchas de las condiciones de contorno es la de cuasi-estacionariedad, es decir, el flujo se considera estacionario en los extremos de conductos en cada instante de resolución, actualizándose en el instante siguiente. Las condiciones de contorno se resuelven pues con un conjunto de ecuaciones algebraicas que simulan el comportamiento del elemento al que representan. Este método se ha utilizado para la modelización de los elementos singulares introducidos por el circuito de EGR como la válvula de EGR, válvula antiretorno, válvula rotativa, etc.

A pesar de que actualmente el método de las características no es utilizado para el cálculo del flujo en los conductos, sigue siendo utilizado para el cálculo de las condiciones de contorno por el sentido físico que representan las variables características o de Riemann utilizadas por este método de resolución: las características incidente y reflejada y el nivel de entropía, que facilitan la introducción de las condiciones de contorno mediante ecuaciones algebraicas.

En el método de las características las ecuaciones de partida 4.17, 4.18 y 4.19 son resueltas a lo largo de las dos líneas características y la línea de corriente que vienen definidas por las ecuaciones siguientes [15]:

Líneas características:

$$\frac{dx}{dt} = c + a \quad (4.29)$$

$$\frac{dx}{dt} = c - a \quad (4.30)$$

Líneas de corriente o trayectorias:

$$\frac{dx}{dt} = c \quad (4.31)$$

Las líneas características representan un sistema de referencia que se moviera solidariamente a una perturbación de presión viajando en el mismo o en sentido contrario del flujo. Las líneas de corriente representan un sistema de referencia que se mueve con la misma velocidad del flujo. Se puede entender de manera simplificada que las líneas características contienen la información de las ondas de presión que viajan en uno y otro sentido dentro de un conducto, mientras que las líneas de corriente informan de las propiedades de una porción de fluido que viaja a una velocidad c .

Se trata pues de un cambio de variable que convierte el sistema de ecuaciones en derivadas parciales de tipo hiperbólico, en un sistema de derivadas totales desacopladas:

$$\frac{dp}{dt} \pm \rho a \frac{dc}{dt} + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0 \quad \text{junto con} \quad \frac{dx}{dt} = c \pm a \quad (4.32)$$

$$\frac{dp}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} + \Delta_1 = 0 \quad \text{junto con} \quad \frac{dx}{dt} = c \quad (4.33)$$

donde Δ_i representan los términos correspondientes a la fricción, la transmisión de calor y los cambios de sección de las ecuaciones 4.17, 4.18 y 4.19.

Mientras que para la resolución de las ecuaciones 4.17, 4.18 y 4.19 con el método de Lax–Wendroff las incógnitas elegidas eran la densidad, el momento y la energía, en la resolución del nuevo sistema de ecuaciones conviene realizar un cambio de variables y tomar unas nuevas, llamadas de Riemann, ya que el valor de éstas permanece constante en las definidas líneas características:

$$\lambda = A + \frac{\gamma - 1}{2} C \quad (4.34)$$

$$\beta = A - \frac{\gamma - 1}{2} C \quad (4.35)$$

donde $C = \frac{c}{a_{ref}}$ y $A = \frac{a}{a_{ref}}$ son respectivamente la velocidad y velocidad del sonido adimensionalizadas.

Para terminar de caracterizar el flujo se considera una variable que contiene información sobre la entropía del fluido. A tal efecto se define el nivel de entropía a_A que es la velocidad del sonido que tendría el gas si evolucionara de forma isentrópica desde su estado actual a otro de presión p_{ref} . La variable adimensionalizada es A_A que se determina según:

$$A_A = \frac{a_A}{a_{ref}} \quad (4.36)$$

Después de las simplificaciones oportunas las ecuaciones a resolver son:

Línea característica λ :

$$d\lambda = f_\lambda(A, A_A) dA_A + g_\lambda(A, C, \Delta_i) dZ \quad (4.37)$$

Línea característica β :

$$d\beta = f_\beta(A, A_A) dA_A + g_\beta(A, C, \Delta_i) dZ \quad (4.38)$$

Nivel de entropía:

$$dA_A = f(A, C, A_A, \Delta_i) dZ \quad (4.39)$$

donde $Z = \frac{t \cdot a_{ref}}{L}$ es el tiempo adimensionalizado y L una longitud de referencia.

Para el cálculo de las variables características λ y β , en el instante actual y dependiendo si se trata del extremo derecho o izquierdo del conducto, sólo se conoce una de ellas, que es lo que se llama la característica incidente. El procedimiento de resolución de estas ecuaciones en los extremos de los conductos depende del sentido del flujo.

Flujo saliente del tubo. En el caso de que el flujo sea saliente del tubo, se asigna al extremo del mismo un nivel de entropía interpolado entre las líneas de corriente más próximas. Conociendo la característica incidente y el nivel de entropía, para que el proceso de cálculo esté determinado hace falta una ecuación más que permitirá la obtención de la característica reflejada. Esta ecuación vendrá impuesta por el comportamiento de la condición de contorno.

Flujo entrante al tubo. En el caso de flujo entrante, y dado que el nivel de entropía depende sólo del fluido que entra, se supone inicialmente el mismo valor que tenía en el instante anterior, ya que será corregido posteriormente. Así pues, el valor del nivel de entropía no es conocido, y esto afecta a las variables de Riemann. Para estimar la relación entre los valores supuestos y los reales, se supone que todo el cambio del nivel de entropía se produce en una porción estrecha del fluido cerca del extremo, y que la presión es la misma a ambos lados de la singularidad. El resultado que se obtiene es, dependiendo del extremo del tubo:

Extremo derecho:

$$A \frac{\hat{A}_A}{A_A} = \hat{\lambda} - \frac{\gamma - 1}{2} C \quad (4.40)$$

Extremo izquierdo:

$$A \frac{\hat{A}_A}{A_A} = \hat{\beta} + \frac{\gamma - 1}{2} C \quad (4.41)$$

donde las variables \hat{A}_A , $\hat{\lambda}$ y $\hat{\beta}$ son valores supuestos. En el caso de flujo entrante hacen falta dos ecuaciones de comportamiento de la condición de contorno para poder resolver el problema.

Como se observa en el planteamiento de resolución anterior, los valores de las propiedades en los extremos necesarios para el cálculo de las características y el nivel de entropía son valores algebraicos. Esto tiene la ventaja de que el cálculo de las condiciones de contorno va desacoplado del cálculo en los conductos, por lo tanto su resolución se lleva a cabo con ecuaciones algebraicas más sencillas.

Dentro de este apartado dedicado a la resolución de las condiciones de contorno y por su relevancia en el caso del motor que se analiza, se describe a continuación cómo debe realizarse el tratamiento, desde el punto de vista del modelado, del acoplamiento entre el cálculo unidimensional en los conductos y el cero-dimensional según un modelo de llenado y vaciado. Este acoplamiento será utilizado para la correcta modelización de un elemento singular del circuito de EGR, el venturi de EGR.

4.1.3.1. Cálculo del flujo en uniones

Se prestará especial atención en este apartado, por su implicación en el modelado de diferentes elementos especialmente utilizados en el circuito de EGR del motor sujeto a estudio, a las condiciones de contorno en las que tiene lugar la unión de un conducto, resuelto con un modelo de acción de ondas, con una válvula o con un depósito, resueltos con un modelo de llenado y vaciado. Estas condiciones de contorno teóricas que lleven a cabo esta interacción, y que desde ahora se denominarán como uniones, deben ser cuidadosamente formuladas para predecir con exactitud los pulsos de presión reflejados y el gasto másico generado en los extremos [16, 17].

Algunos ejemplos de uniones que podemos encontrar en un motor de 4T con EGR son los siguientes, en lo que respecta al circuito de EGR podemos nombrar: la válvula anti-retorno (o caja de láminas) del circuito de EGR, la válvula de EGR, el venturi de EGR, las conexiones de los conductos de los enfriadores de EGR. Y en lo que respecta a los colectores de admisión y escape del motor algunos ejemplos son: las conexiones entre las pipas de admisión y escape con los cilindros, el intercooler de admisión, las conexiones entre conductos y cámaras en el sistema de escape, . . .

Una parte esencial de una formulación termodinámica no isentrópica para el análisis de uniones debe incluir la geometría local de la apertura. Puesto que el área real de paso del flujo que atraviesa una unión es menor que el área geométrica de dicha unión, es habitual describir este comportamiento con un coeficiente de descarga. Tradicionalmente, este coeficiente de descarga se mide

en un banco de flujo estacionario² y se incorpora al modelado no estacionario del flujo de forma cuasi-estacionaria con el fin de, si no resolver el complejo patrón de flujo que aparece en la unión, sí al menos reproducir lo más fielmente posible el flujo másico y las ondas de presión generadas.

La figura 4.2 muestra la situación cuasi-estacionaria de flujo saliente desde un recinto, como podría ser un cilindro o un depósito, a un conducto. La situación de flujo entrante sería similar salvo que la dirección del flujo tendría sentido contrario. El flujo saliente del recinto, posición c , hacia la posición 2 en el conducto a través de la garganta, posición 1, se analiza con la combinación del primer principio de la Termodinámica o conservación de la energía entre el recinto y la garganta, y entre la garganta y el tubo, con la conservación del momento desde la garganta al tubo, y con la ecuación de continuidad entre la garganta y el tubo [18]. Durante el análisis, que no se reproduce aquí, la ecuación de continuidad aplicada entre la garganta y el conducto se pone de manifiesto según:

$$C_d \rho_1 c_1 F_1 = \rho_2 c_2 F_2 \quad (4.42)$$

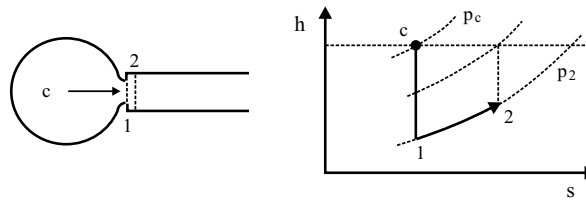


Figura 4.2: Situación de flujo saliente de un recinto.

Se evidencia, por tanto, la necesidad de proporcionar valores de los coeficientes de descarga en cada unión durante el proceso de cálculo requerido por un modelo unidimensional. En la literatura se encuentran descripciones de la medida y determinación de los coeficientes de descarga entre colectores y válvulas conectadas a cilindros de motores [19–22], y posteriormente en el apartado 5.2.1 se describirá la instalación utilizada durante los trabajos realizados en relación a este tema.

Habitualmente se calcula el coeficiente de descarga según la expresión:

$$C_d = \frac{\dot{m}_{ens}}{\dot{m}_{isen}} \quad (4.43)$$

²El banco de flujo estacionario y el ensayo para la obtención de los coeficientes de descarga de los elementos relacionados con el circuito de EGR se muestra en el capítulo 5.

donde \dot{m}_{ens} es el gasto de aire medido en el ensayo en banco de flujo y \dot{m}_{isen} es el gasto teórico que habría si el proceso fuera isentrópico, y que puede obtenerse a partir de la ecuación de flujo estacionario compresible adiabático e ideal, también conocida como ecuación de la tobera:

$$\dot{m}_{isen} = F_{ref} \cdot p_c \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \frac{1}{T_c} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_c}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_c}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad (4.44)$$

donde F_{ref} es un área de referencia, que suele adoptar el valor de la sección del tubo, p_c es la presión de parada aguas arriba del elemento, T_c es la temperatura en las mismas condiciones, p_2 es la presión estática aguas abajo del elemento, R y γ son características del gas que atraviesa el elemento.

4.2. Modelado del motor sujeto a estudio

4.2.1. Modelado del motor de referencia

Como se ha comentado en apartados anteriores, cuando se contribuye de alguna forma a la realización de una metodología de modelado, es necesario contrastar sus resultados con los obtenidos experimentalmente. En esta sección, se presentan las características del motor sobre el que se llevará a cabo el estudio, se hará una breve descripción del modelo aplicado al motor de referencia, figura 4.3, y de los sub-modelos utilizados para cada uno de los elementos que constituyen el motor.

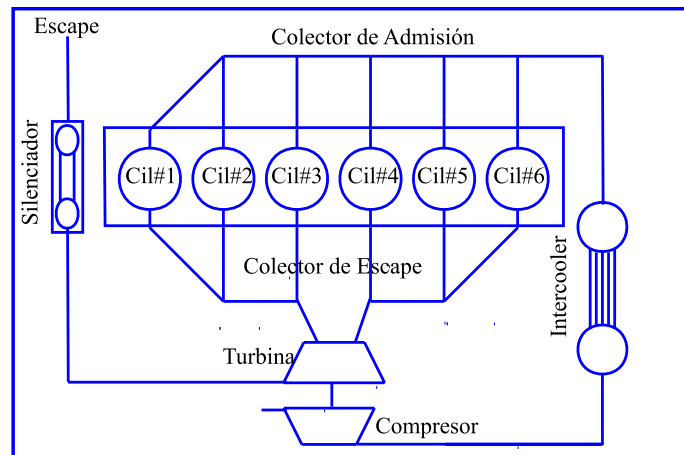


Figura 4.3: Representación esquemática del modelo del motor sujeto a estudio.

El programa utilizado para la modelización del motor, WAM, es un modelo 1D para el cálculo de la fluido-dinámica en los conductos que conforman el motor, tomando como condiciones de contorno en los extremos de cada conducto la respuesta de modelos 0D.

Tal y como muestra la figura 4.3, el modelado del motor lleva consigo el modelado de diferentes elementos que lo conforman. Cada uno de estos elementos se modeliza según sus características y su forma de funcionamiento. Por lo tanto, para cada elemento el modelo utiliza un sub-modelo que tiene en cuenta las particularidades de cada uno de los elementos.

Cilindro. Se empleará un modelo 0D de llenado y vaciado. El volumen encerrado se determina teniendo en cuenta el mecanismo biela-manivela y su relación de compresión. Se tendrá que proceder al análisis del calor transmitido a las paredes (camisa del cilindro, culata y pistón) y el calor aportado durante el proceso de combustión³ [2].

Intercooler. Se empleará un modelo 0D de llenado y vaciado para los depósitos que lo componen y un modelo 1D de acción de ondas para los tubos que unen los depósitos de entrada y salida del intercooler. A diferencia del modelado del cilindro, el volumen de estos elementos permanece constante [23]. El modelo del intercooler consiste en un haz de tubos de idéntica longitud y diámetro, en los cuales el flujo que atraviesa el intercooler se encuentra repartido, siguiendo las leyes de un flujo compresible. En la figura 4.3 se muestra un esquema del modelado del intercooler. El intercooler está formado por un haz 110 de tubos con un diámetro de 0.02 metros cada uno y una longitud de 0.5 metros, geometría idéntica a la que tiene el intercooler real del motor.

Compresor. El modelado de un compresor es una de las partes más complicadas del modelado de los motores sobrealimentados, debido al funcionamiento que tiene este tipo de elementos. Para el modelado del compresor se ha utilizado un modelo 0D en el cual se imponen las condiciones, presión y gasto del fluido después de una compresión con un determinado rendimiento, se calcula el funcionamiento del compresor de modo cuasi-estacionario [24, 25]. Los valores de presión, gasto y rendimiento se obtienen a partir del mapa de funcionamiento del compresor. Para la obtención de este mapa de funcionamiento es necesario ensayar el compresor en un banco especialmente diseñado. En la figura 4.4 se muestra

³En el apartado siguiente se hace una descripción del modelado del calor liberado durante la combustión.

el mapa del compresor modelizado⁴.

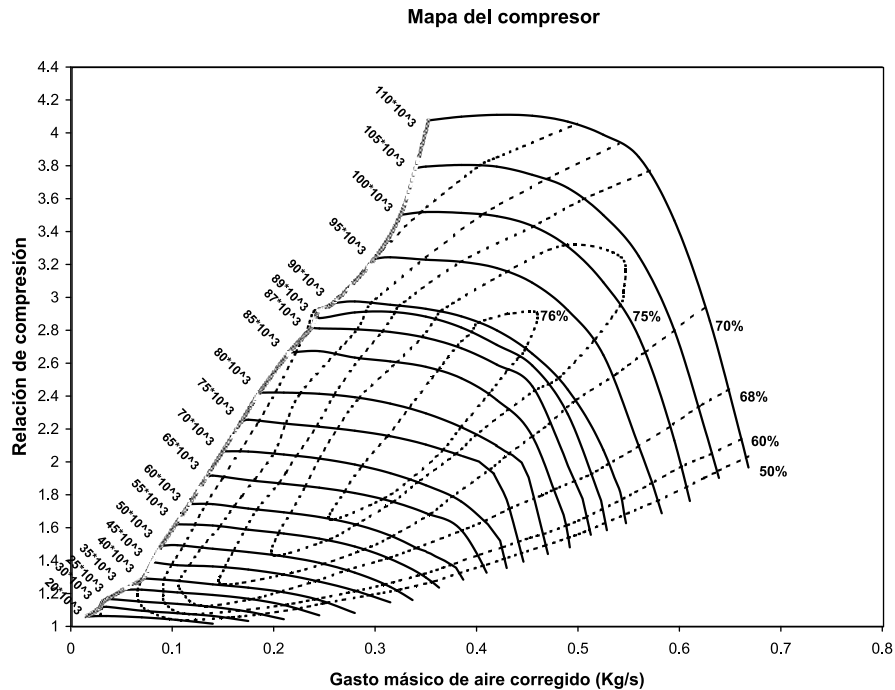


Figura 4.4: Mapa de funcionamiento del compresor utilizado por el motor modelado.

Turbina. El modelado de turbinas en los modelos tiene dos objetivos fundamentales. El primero es el establecimiento de la condición de contorno en el extremo del colector de escape para calcular la evolución del fluido en su interior. El segundo objetivo es el cálculo del trabajo producido por la turbina. Para el modelado de la turbina se utiliza un modelo de dos toberas conectadas a un depósito intermedio. En la primera de las toberas se somete al gas a una expansión similar a la que produce el estátor de la turbina, y la segunda a una expansión similar a la que se produce en el rotor de la misma. Con este modelo es posible continuar el cálculo aguas abajo de la turbina y así estudiar otros elementos como silenciadores, waste-gaste, catalizadores, etc. En el motor objeto de estudio en el presente trabajo, se utiliza un modelo de turbina de doble entrada, ya que físicamente la turbina tiene una entrada para cada parte del colector de escape (el motor tiene 6 cilindros y tiene el colector de escape dividido

⁴El mapa mostrado por la figura es parametrizado para las curvas de iso-régimen y para las curvas de iso-rendimiento. Esta parametrización es la implementada en el modelo.

en 2 partes, cada parte engloba 3 cilindros). Una descripción detallada del modelo utilizado se puede encontrar en la bibliografía [26–28].

Sistema de escape y conductos de admisión. Se utilizará en estos casos un modelo de acción de ondas para poder considerar los fenómenos ondulatorios de vital importancia en estos motores [29, 30] como se comentó anteriormente. Para tener en cuenta tanto la transmisión de calor como la fricción será necesario estimar la temperatura de la pared de los tubos.

Silenciador. El modelado del silenciador se realiza mediante la conexión de conductos a depósitos mediante uniones, las cuales tienen un coeficiente de descarga determinado. Se mide las dimensiones de los conductos y los depósitos que componen el silenciador y se modelizan en el WAM. Una vez se tienen resultados del modelo se hace un proceso de ajuste del elemento ajustando los coeficientes de descarga de las uniones de los conductos con los depósitos. Para el correcto ajuste del silenciador se realizan ensayos en banco de flujo estacionario, en banco de impulsos estándar y en banco motor para la obtención de los coeficientes de descarga en diferentes condiciones de trabajo.

Uniones. Existen muchas y variadas en este motor, y en todas ellas será necesario determinar sus coeficientes de descarga para cada una de las situaciones en las que se encuentran en el motor⁵ [17], a saber:

- Sección efectiva de las válvulas de admisión y escape en función del levantamiento de estas. Es primordial conocer estos coeficientes de descarga debido a que son los que determinarán la dinámica de las ondas en los colectores de escape y admisión.
- Sección efectiva del área de estátor y del área del rotor de la turbina. Estas secciones, junto a las secciones efectivas del silenciador determinan el valor de la presión a la cual se llegará en el colector de escape. Es por lo tanto primordial conocer bien el comportamiento de estas secciones ante pulsos de presión para la correcta determinación de la dinámica de las ondas en el colector de escape.
- Sección efectiva de paso a la salida del compresor. Nos proporciona información de cual será el gasto másico real capaz de trasegar el compresor.

⁵En el capítulo 5 se describe la forma de obtener los coeficientes de descarga de las uniones relacionadas con el circuito de EGR.

- Sección efectiva de entrada y salida de los depósitos que pueda tener el motor. Con la determinación de cada una de las secciones efectivas de los depósitos es posible la obtención de las pérdidas de carga que produce cada uno de los elementos cuando están instalados sobre el motor. Así, se determina el lugar y, por lo tanto, el elemento que produce mayor pérdida de carga.

Transmisión de calor con el entorno. Al programa se le introducen las temperaturas del ambiente, del refrigerante, de las paredes de los conductos, de la pared y cabeza del cilindro, así como la del pistón, para poder calcular la transmisión de calor sobre los gases admitidos y las pérdidas de calor hacia al ambiente de los gases de escape. Por supuesto, para que este cálculo sea correcto es necesario introducir en el modelo las propiedades térmicas de los materiales que conforman cada una de las partes del motor. El modelo es capaz de calcular las temperaturas a las cuales se llegará en un estado estacionario o la evolución de temperatura que sufrirá la pared durante un transitorio de carga.

4.2.2. Modelado de la ley de combustión

El proceso de combustión en los motores de encendido por compresión presenta 3 etapas diferenciadas:

Retraso. Durante esta etapa, previa al autoencendido, el combustible se inyecta en la cámara de combustión a través del inyector. Al salir de los orificios de la tobera, la vena líquida inicia su atomización en la superficie de contacto con el aire, a la vez que parte de este aire es englobado por el chorro. Las gotas se van vaporizando, y el vapor se mezcla con el aire hasta formar la mezcla aire/combustible.

Combustión Premezclada. Cuando la mezcla alcanza las condiciones adecuada se inicia la combustión en la que se quema de manera brusca el combustible inyectado en la fase de retraso.

Combustión por difusión. Cuando ya se ha producido la combustión del combustible premezclado el proceso continúa a una velocidad menor, condicionada por la tasa de inyección y mezcla de combustible adicional.

Mediante el modelado pormenorizado de la combustión y el ensayo de la combustión en cilindro variando los parámetros de inyección del combustible [31, 32] se han realizado numerosos estudios sobre la influencia de la combustión en la emisión de contaminantes.

Con el modelo WAM no es posible realizar un estudio de la influencia de las diferentes etapas de la liberación de calor (leyes de combustión) sobre la emisión de contaminantes. No obstante, las diferentes leyes de liberación de calor tienen una importancia capital sobre el trabajo realizado en el ciclo y las variables termodinámicas de los gases en el escape (presión y temperatura), que afectarán de forma decisiva el proceso de renovación de la carga.

Para modelar las leyes de liberación de calor, se ajustan los datos experimentales⁶ a una función semiempírica [33]. En cada uno de los instantes de cálculo, el programa actualiza el valor de la fracción de combustible quemado, teniendo en cuenta el consecuente aumento de la temperatura en el interior del cilindro.

Las ecuaciones de liberación de calor empleadas en el modelo corresponden a la ecuación de tres funciones de Wiebe, que utiliza la superposición de las funciones para caracterizar cada una de las fases de la combustión. La fórmula utilizada es la representada en la ecuación 4.45:

$$\begin{aligned}
 FQL = & \beta_1 \cdot \left[1 - e^{-C_1 \cdot \left(\frac{\alpha + \alpha_{01}}{\Delta \alpha_1} \right)^{M_1 + 1}} \right] + \\
 & + \beta_2 \cdot \left[1 - e^{-C_2 \cdot \left(\frac{\alpha + \alpha_{02}}{\Delta \alpha_2} \right)^{M_2 + 1}} \right] + \\
 & + \beta_3 \cdot \left[1 - e^{-C_3 \cdot \left(\frac{\alpha + \alpha_{03}}{\Delta \alpha_3} \right)^{M_3 + 1}} \right]
 \end{aligned} \tag{4.45}$$

donde sólo se evalúan los términos entre paréntesis cuando son positivos. La terminología utilizada y el sentido físico que tiene cada uno de los parámetros utilizados es el siguiente:

α = Este parámetro representa el ángulo del cigüeñal y es en sí la variable independiente.

$\Delta \alpha_i$ = Ángulo de duración en grados de cada una de las leyes de Wiebe. Es el ángulo que abarca cada tramo de función, relacionándose con la duración de la combustión.

α_{0i} = Ángulo de inicio de la combustión en grados, referido al PMS. Es el ángulo referido al origen de ángulos donde comienza cada una de las funciones. En la primera función, α_{01} está relacionado con el ángulo de retraso a través del ángulo de levantamiento de aguja y el régimen de giro del motor.

⁶Estos datos reales deben de corresponder con los puntos de funcionamiento que se están modelizando.

β_i = Influencia de cada una de las leyes de Wiebe en el calor liberado. Es un valor numérico que oscila entre 0 y 1 que sirve únicamente para promediar las funciones de ajuste. No obstante, tomará valores mayores cuanto mayor sea la proporción de cada una de las fases de la combustión.

M_i = Parámetro de forma de cada ley. Tiene como misión modelar la forma de cada función de Wiebe, de manera que a medida que aumentamos su valor conseguimos representar procesos de combustión más rápidos y bruscos.

C_i = Constantes de las leyes de Wiebe. Este parámetro determina la fracción máxima de calor liberado que se da en cada fase.

Para cada punto de funcionamiento (régimen de giro y grado de carga) la ley de combustión presentará unos coeficientes diferentes⁷. Esto implica que debe ensayarse dicho punto sobre el motor de referencia para determinarse la ley de liberación de calor real⁸ y posteriormente debe ajustarse la ley de liberación de calor según el modelo mostrado de las 3 leyes de Wiebe. Este procedimiento puede repetirse con la medida de la presión en cámara de un proceso transitorio y de esa forma obtener la ley de combustión para estos procesos [34, 35].

4.2.3. Modelado del motor con circuito de EGR

Tras analizar mediante un estudio preliminar las diferentes posibilidades de producción de EGR para un motor Diesel turbosobrealimentado (capítulo 3), en este capítulo se analiza en profundidad el modelado de las estrategias de producción de EGR que se consideran como las más viables según los resultados obtenidos en el capítulo anterior.

En los siguientes apartados se detalla la configuración que adoptará el motor para cada estrategia de EGR instalada en éste, haciendo una revisión de todos los elementos que componen los nuevos circuitos añadidos al motor. Se enumeran los estudios que han sido necesarios realizar con el modelado para que sea factible la construcción de cada estrategia de EGR.

El estudio de cada estrategia de EGR se ha realizado mediante modelado primeramente para después analizarlo experimentalmente. Cada vez que se

⁷Incluso para diferentes niveles de EGR o diferentes niveles de masa de aire fresco encerrada en el cilindro, los coeficientes de las leyes de combustión cambiarán.

⁸La medida de la presión en cámara, unida al conocimiento de la geometría del motor y a la aplicación de la primera ley de la termodinámica permite un cálculo efectivo de ésta.

añade un elemento al motor se ajusta el modelo WAM para que los resultados que proporciona la computadora sean lo más precisos posibles y así se puede construir el prototipo en la instalación experimental minimizando las posibilidades de error (ya que los errores en la instalación son muy costosos, tanto en tiempo como económicamente)⁹.

Las estrategias de EGR consideradas como las más viables para el motor sujeto a estudio son las siguientes:

- **Estrategia de compensación de presiones P2A-P3.**
- **Estrategias de aprovechamiento de los pulsos de presión.** Se han considerado dos de sus variantes.
 - Aprovechamiento de los pulsos mediante la utilización de una **válvula rotativa.**
 - Aprovechamiento de los pulsos mediante la instalación de **láminas elásticas.**

4.2.3.1. Modelado de la estrategia de compensación de presiones P2A-P3 y diseño de elementos

Esta estrategia consiste en un sistema que conecta la salida del compresor con la entrada de la turbina mediante una válvula uni-direccional para minimizar la diferencia de las presiones de escape con admisión. A la vez, se conecta el colector de escape y la salida del intercooler de la admisión para la obtención de EGR.

Mediante el modelo y el apoyo de los resultados procedentes de la experimentación de los elementos que serían necesarios para la correcta implementación de esta estrategia de EGR, se ha realizado un análisis paramétrico de las dimensiones que deben de tener cada uno de los conductos para que el sistema se comporte de manera optimizada sobre el motor.

Se han realizado mediante el modelo los siguientes estudios:

- Estudio de la pérdida de carga y de la fluido-dinámica del circuito de compensación de presiones P2A-P3. Como resultado de este estudio se obtienen las longitudes y diámetros de los conductos que conforman el circuito.

⁹Como queda justificado en la introducción del presente capítulo.

- Estudio de la pérdida de carga y de la fluido-dinámica del circuito de EGR. Como resultado de dicho estudio se obtiene la geometría idónea del circuito.

Con los dos estudios anteriores se obtuvo el efecto beneficioso que tiene sobre el motor la instalación de circuitos simétricos. De esta forma, no se rompe la simetría existente en el colector de escape del motor y se obtienen beneficios proporcionados por la instalación de una turbina de doble entrada.

- Estudio del punto de conexión relativa entre los circuitos sobre el colector de escape. Con ayuda del modelado de las especies existentes en el interior de los conductos (sección 4.3.1), este estudio nos da como resultado la configuración de los circuitos sobre el motor para que el trasiego de gases frescos utilizados para la compensación de presiones no se recircule de nuevo a la admisión, optimizando así la recirculación de gases de escape.
- Estudio del número y colocación de las válvulas de EGR en el circuito de EGR. Como resultado del estudio se concluyó instalar dos válvulas de EGR (una para cada ramal del circuito) para minimizar el aumento del volumen de los colectores de escape al estar estos conectados por el circuito. Además, debido a la temperatura que deben soportar las válvulas de EGR se optó por poner las válvulas de EGR tras de los enfriadores de EGR.
- Estudio de la permeabilidad de la válvula de retorno y de la sección efectiva necesaria para que el circuito de compensación trabaje de forma eficiente.
- Selección de la relación de áreas que debe tener el venturi a instalar para cumplir los objetivos de EGR propuestos a realizar con esta estrategia.

Todos los estudios anteriores fueron realizados de forma paralela e intercambiando la información entre ellos. Como resultado de todos los estudios y con el apoyo de los ensayos experimentales llevados a cabo durante el proceso de diseño de la estrategia de EGR, se llegó a la configuración final de dicha estrategia, dispuesta a ser fabricada, instalada y ensayada sobre el motor.

La figura 4.5 nos muestra el esquema del modelo del motor con circuito de EGR y con el circuito de compensación de presiones. Dicha figura nos muestra la disposición de los intercambiadores de EGR, las válvulas de EGR, el venturi

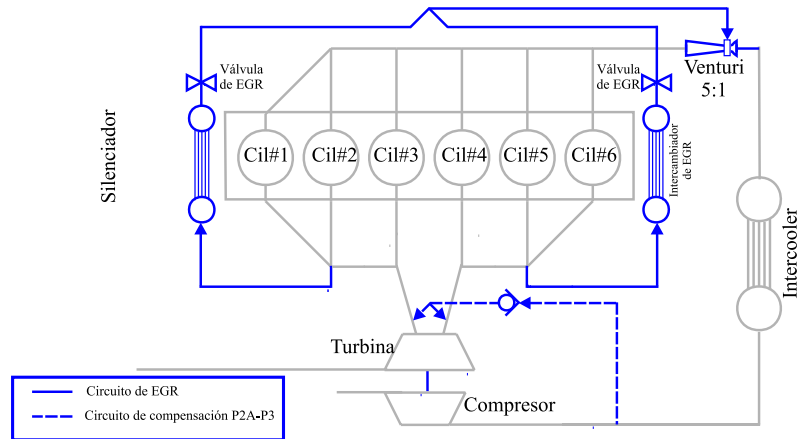


Figura 4.5: Representación esquemática del modelo del motor con circuito de EGR y circuito de compensación de presiones P2A-P3.

de EGR y la válvula uni-direccional, todos ellos elementos necesarios para el correcto funcionamiento de la estrategia.

Las dimensiones, geometría y características de los elementos seleccionados son fruto de los estudios anteriormente mencionados. Por supuesto, los valores finales son el resultado de una solución de compromiso entre los valores óptimos que nos proporcionan los estudios teóricos y los valores que nos limita la realización real del sistema.

4.2.3.2. Modelado de las estrategias de aprovechamiento de los pulsos de presión y diseño de elementos

Como ya se comentó en el capítulo 3, este sistema aprovecha los pulsos de presión que se tienen en el escape para conectar el colector de admisión, mientras la presión del escape supere a la de admisión. Recordemos la evolución instantánea de las presiones representada en la figura 3.1.

En el anterior capítulo se adelantó las características mecánicas que deben tener los elementos seleccionados para el correcto funcionamiento de esta técnica. En este apartado se describen los estudios que se han llevado a cabo para el correcto diseño de los elementos necesarios.

Como ya se ha comentado existen dos posibilidades para conseguir que la conexión del colector de escape con el de admisión se realice en el instante adecuado. La utilización de una válvula rotativa o bien la utilización de láminas

elásticas. Por lo tanto, se dividirá este apartado en dos, el primero describirá el modelado del sistema con válvula rotativa y el segundo con láminas.

Modelado de la estrategia de EGR con válvula rotativa. El modelado de la válvula rotativa se basa en el modelado de una carcasa fija (depósito) a la cual se conectan los conductos de EGR provenientes del colector de escape y los dirigidos al venturi de EGR. En el interior de la carcasa se encuentra un disco en el que se mecanizan una serie de agujeros. El disco gira, de forma que cada vez que uno de los agujeros del disco se enfrenta con los de la carcasa el disco se comporta como una válvula abierta. Cuando entre los agujeros de la carcasa se interpone una zona del disco que no ha sido mecanizada el resultado es que el conducto de EGR queda cerrado.

Durante el giro del disco, la unión del disco con la carcasa producen el efecto de una válvula que pasa de estar completamente cerrada (coeficiente de descarga nulo) a estar abierta (coeficiente de descarga máximo de la válvula). La apertura del disco no es instantánea, por lo tanto se tiene una fase intermedia en la cual la válvula se encuentra semi-cerrada o semi-abierta. El conocimiento de los coeficientes de descarga de la válvula durante estos procesos es uno de los principales objetivos para obtener un modelado correcto del sistema. Estos coeficientes de descarga están directamente relacionados con la forma, tamaño y posición de los agujeros que se mecanicen en el disco.

Por lo anteriormente comentado se hacen necesarios para obtener un correcto diseño del sistema los siguientes estudios:

- Estudio de la forma, tamaño y ángulo de apertura del disco rotativo. Este estudio, junto a los ensayos experimentales en banco de flujo continuo de diferentes discos, nos proporciona la geometría que debe tener el disco.
- Estudio de la forma y tamaño de los agujeros que debe tener la carcasa en la cual se aloja el disco rotativo.

Los dos estudios anteriores están muy relacionados y se han modelizado geometrías del tipo circular-circular, circular-trapezoidal y trapezoidal-trapezoidal (todas ellas con diferentes tamaños y ángulos de apertura)

- Estudio del tamaño de la carcasa (depósito) que encierra el disco rotativo. El tamaño del depósito tiene gran influencia sobre la dinámica de las ondas del circuito de EGR debido a que se trata de un depósito sometido a pulsos que se comporta como extremo abierto y cerrado, según sea la posición del disco rotativo.

- Estudio de la posición y número de válvulas de EGR necesarias en el circuito. Al contrario de la estrategia anterior (circuito de compensación de presiones), en este caso, sólo es necesaria la instalación de una válvula de EGR debido a que la válvula rotativa actúa como separador de los colectores de escape.
- Por supuesto, se ha realizado un estudio de la longitud, diámetro y disposición de los conductos del circuito de EGR.

Como resultado de los estudios anteriormente comentados se obtuvo la configuración del sistema de EGR con válvula rotativa representado de forma esquemática en la figura 4.6.

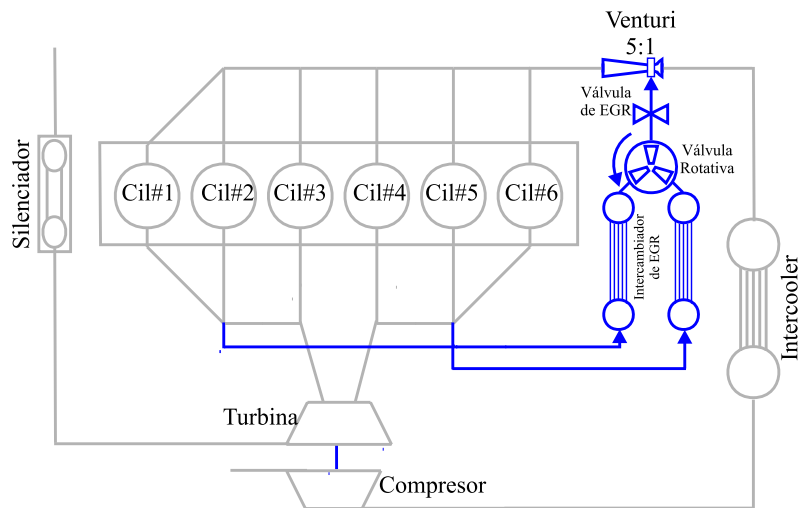


Figura 4.6: Representación esquemática del modelo del motor con circuito de EGR y válvula rotativa.

En esta figura se representa la válvula rotativa con agujeros trapezoidales porque ha sido esta la forma que ha resultado más efectiva después de los estudios realizados.

Como en el caso de la estrategia de compensación de presiones, el circuito de EGR es simétrico para no romper la simetría del colector de escape. La válvula de EGR abre cada 120° de cigüeñal en cada uno de sus ramas, de esta manera se aprovecha los pulsos de presión que se producen por la apertura de las válvulas de escape. La duración óptima de la apertura de la válvula de disco rotativo depende del régimen de giro del motor, por lo tanto se debe tomar una solución de compromiso en su diseño, de forma que se maximice la cantidad de EGR en los puntos en los que sea más necesario.

Modelado del sistema de EGR con láminas elásticas. En este caso se aprovechan los pulsos de presión del escape gracias a la apertura de unas láminas elásticas dispuestas en el circuito de EGR. Con este sistema no es necesario el estudio de los ángulos de apertura de las láminas ni del tiempo que deben permanecer abiertas estas láminas, ya que el propio sistema se comporta como un extremo abierto cuando la presión en el escape es superior a la de la admisión, y como un extremo cerrado en el caso contrario. De esta forma el sistema se adapta automáticamente a los requerimientos.

Una ventaja nada despreciable de esta auto regulación es que el sistema se comporta de manera óptima para todos los regímenes de giro del motor, proporcionando el máximo gasto de EGR en cada punto de funcionamiento.

De todas formas, se hacen necesarios una serie de estudios del sistema para obtener el correcto diseño a instalar sobre el motor. Siguiendo la misma metodología que en los casos anteriores, se han realizado los siguientes estudios mediante el modelo y la ayuda de ensayos experimentales. Estos estudios son los siguientes:

- Estudio del número, elasticidad y área de las láminas elásticas del circuito de EGR. Para la correcta consecución de este estudio es necesario el estudio en profundidad del comportamiento de estos elementos en banco de flujo estacionario. Con la ayuda de los estudios realizados recientemente en el departamento relacionados con el modelado de láminas elásticas instaladas en motor [36] y los ensayos de experimentales realizados sobre estos elementos se obtuvieron las características que deben tener para su utilización en el circuito de EGR.
- Estudio de la disposición de las láminas elásticas en el circuito de EGR. Se obtuvo como solución óptima que las láminas dispuestas lo más cerca del colector de escape proporcionan un máximo de EGR, pero ante la imposibilidad de disponer de materiales capaces de soportar esas condiciones de funcionamiento se colocan las láminas justo a la salida de los intercambiadores de calor del circuito de EGR, tal y como muestra la figura 4.7.
- Igual que en los casos anteriores se hicieron estudios sobre la longitud, diámetro y disposición de los conductos que conforman el circuito de EGR.
- Estudios sobre el número y disposición de las válvulas de EGR.

La figura 4.7 muestra el esquema del modelado del motor con el circuito de EGR con láminas elásticas. En esta figura se muestra la disposición y

colocación de las láminas, así como la colocación de la válvula de EGR sobre el circuito.

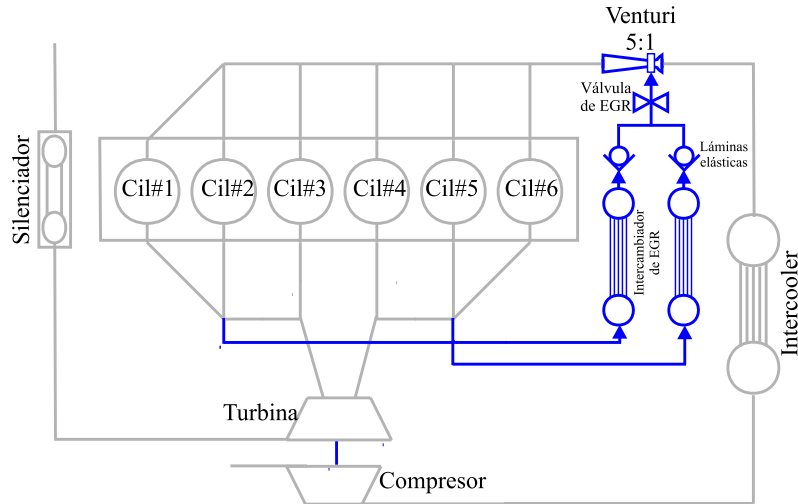


Figura 4.7: Representación esquemática del modelo del motor con circuito de EGR y láminas elásticas.

Como en todas las estrategias, el circuito de EGR guarda la simetría del colector de escape.

4.3. Modelos necesarios para el estudio del EGR en un motor

En el apartado anterior se ha presentado la configuración del modelo del motor de referencia y del motor con diferentes estrategias de EGR. También se han descrito los sub-modelos de cada una de los elementos que constituyen un motor Diesel sobrealimentado (modelado de la ley de combustión, sub-modelos de turbina y compresor, modelado de los depósitos y uniones, ...). Para el modelado del motor con EGR se hace necesaria la modelización de otros aspectos y elementos particulares de los motores con recirculación de los gases de escape. Este apartado describe los modelos necesarios para el estudio del EGR en un motor.

Es obvio que para el modelado del EGR se hace necesario el cálculo de más de una especie que circula por el motor. La modelización de especies¹⁰

¹⁰Aspecto, el cual no se ha hecho referencia en la descripción del modelo WAM.

utilizada para el estudio presente se describe en este apartado.

Por otro lado y como se ha comentado en el capítulo 3 y en el anterior apartado, la instalación de un sistema de EGR introduce en el motor diferentes elementos singulares (válvula de EGR, venturi de EGR, válvula rotativa, ...). Para la modelización de estos elementos se hace necesario la creación de nuevos sub-modelos que representen correctamente el comportamiento de estos elementos sobre el modelado global del motor con EGR. En el presente apartado se describirá el modelado de estos elementos.

4.3.1. Cálculo y distribución de los gases quemados en el motor

Para el cálculo de la distribución de quemados en el interior del motor es necesario la modelización de diferentes especies que se mezclan y se difunden a lo largo de los conductos que conforman el motor. El cálculo de diferentes especies en el modelo introduce un aumento en el número de ecuaciones a resolver por el modelo. La resolución de estas ecuaciones ha sido tratada por varios autores [37–39], ofreciendo varias soluciones al problema. El modelo aquí descrito es el resultado de la combinación de los modelos que ofrece la bibliografía y el compromiso entre fiabilidad de los resultados y la rapidez necesaria en el cálculo.

El modelo que se dispone, WAM, es capaz de calcular la temperatura, presión y velocidad del fluido en el interior de los conductos que conforman el motor en cualquier instante¹¹. A partir de estos datos y de forma desacoplada al cálculo se introduce el modelo de especies [40]. A este modelo se le llamará *Modelo de Especies Desacoplado* (M.E.D.).

El modelo se denomina desacoplado debido a la forma de calcular las especies. En el caso de que las especies se calcularan dentro del sistema de ecuaciones de Lax-Wendorf (ecuación 4.24) de dos pasos [11], necesitaríamos resolver un sistema de ecuaciones mayor y los tiempos de cálculo aumentarían de forma considerable.

Con este modelo desacoplado se obtiene una resolución más rápida y para el estudio de las especies consideradas se obtienen resultados válidos y fiables. Debido a los objetivos perseguidos por este trabajo de investigación no se hace necesario un modelado químico, ni de interacción entre diferentes especies dentro del motor. El primordial resultado que debe proporcionarnos el modelo

¹¹Gracias a la resolución de las ecuaciones 4.17, 4.18 y 4.19 mediante el método mostrado en el apartado 4.1.2

es la proporción de gases quemados que se recirculan a la admisión y cuál es su difusión por el colector de admisión. Por consiguiente, el modelo MED propuesto es suficiente para los objetivos marcados¹².

Se tiene pues un modelo que, para un punto determinado dentro del colector toma como valores entrada los valores de salida del instante anterior, los valores de presión, temperatura y velocidad del instante actual, y por último los valores de las condiciones de las especies en el contorno, calculadas en el instante anterior. La figura 4.8 muestra un esquema del modelo de especies desacoplado.

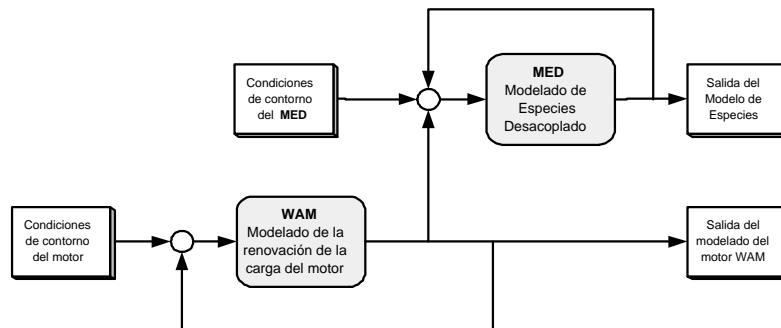


Figura 4.8: Esquema de la estructura del programa que modela las especies en el motor.

El trasiego de las especies en el interior del motor se calcula mediante la ecuación de continuidad de cada una de las especies en cada una de las mallas generadas por el WAM, y con la condición de que la suma de las fracciones másicas de cada una de las especies nunca puede ser mayor de la unidad. Así, mediante los resultados de presión, temperatura y velocidad¹³ (gasto másico) proporcionados por el WAM en el instante de cálculo, y los resultados del modelo de especies en el instante anterior¹⁴, se calcula la masa de cada una de las especies en el instante actual.

La ecuación 4.46 muestra la ecuación de continuidad en un sistema discreto aplicada por el MED en cada una mallas de los conductos para el cálculo de las especies. En el modelo propuesto, las dos únicas especies que es necesario

¹²En el caso de querer realizar un modelo químico del EGR o un modelo de interacción entre las diferentes especies que forman parte en en proceso de combustión (O_2 , N_2 , H_nC_m , CO_2 , H_2O , ...) el modelo propuesto es insuficiente.

¹³Con la temperatura y la presión es posible el cálculo de la densidad del gas, y con la velocidad se calcula el gasto másico.

¹⁴Los resultados del modelo de especies en cada instante es la proporción de masa de cada una de las especies encerradas en una malla.

calcular son, el aire fresco y los quemados estequiométricos, así la ecuación 4.46 se muestra para el calculo de la masa de quemados en una malla genérica de un conducto.

$$m_{que}(t) = \Gamma_{que} + m_{que}(t - \Delta t) + \left[\sum_e \dot{m}_e \cdot x_e - \sum_s \dot{m}_s \cdot x_s \right] \cdot \Delta t \quad (4.46)$$

donde “ $m_{que}(t)$ ” representa a la masa de quemados encerrado en una malla en en instante “ t ”, “ Γ_{que} ” representa el termino fuente–sumidero de quemados en dicha malla¹⁵, “ $m_{que}(t - \Delta t)$ ” masa de quemados en el instante de calculo anterior calculado por el MED, “ \dot{m}_i ” gasto másico entrante (e) o saliente (s) de la malla calculado mediante el WAM en el instante actual, y “ x_i ” representa a la fracción másica de quemados que tiene la malla de la cual procede el gasto másico.

$$x_{que}(t) = \frac{m_{que}(t)}{m(t)} \quad (4.47)$$

$$x_{fre}(t) = 1 - x_{que}(t) \quad (4.48)$$

Mediante la ecuación 4.47, la masa total encerrada en la malla y el conocimiento de la masa de quemados que tiene dicha malla se calcula la fracción de quemados de la malla, necesaria para el cálculo del instante siguiente. La fracción de aire fresco se calcula mediante la ecuación 4.48. De esta manera se va calculando la distribución de las especies en el interior de los conductos del motor.

Al utilizar ecuaciones discretas e imponiendo la fracción de quemados uniforme en toda la malla se consigue un efecto de difusión de las especies. Este efecto de difusión puede ser modificado y ajustado a valores medidos mediante la introducción de un término de difusión en la ecuación 4.47. Este término de difusión puede implicar a las mallas adyacentes a la sujeta a cálculo o a mallas más alejadas. El proceso de ajuste de este término puede encontrarse en la bibliografía [40].

¹⁵Representa la masa de quemados procedente de cualquier condición de contorno (cilindro, ramificación, depósito, ...) que entre o salga de una malla del conducto calculado.

4.3.1.1. Generación de gases quemados en el motor

Para que el modelo de especies considerado sea válido, se tiene que poner una fuente que genere las diferentes especies circulantes por el interior del motor (masa de frescos y de quemados). Hasta el momento se ha explicado cómo se calcula el trasiego de los quemados por el motor pero no se ha descrito el proceso de generación de esta masa quemada.

Parece lógico pensar que la masa quemada procederá del cilindro. Tras la inyección del combustible, se produce la mezcla de éste con el aire hasta que se alcanzan mezclas estequiométricas y comienza la combustión, produciendo ésta los productos de combustión. El modelo considerado no tiene en cuenta los productos de la combustión sino que solamente se considera la fracción de quemados y no quemados (frescos) que se tiene.

En la sección 4.2.2 se describe como se modela la fracción de calor liberada (FQL) por el motor. La FQL es la función que nos indica la fracción de calor liberada por el combustible al reaccionar con aire fresco. Así, la $dFQL$ de un instante será proporcional a la generación de productos de la combustión (quemados) y, análogamente, al consumo de masa de aire fresco encerrado en el interior del cilindro. Así, la generación de masa de quemados que se produce en el cilindro viene dada por la ecuación 4.49.

$$dm_{que} = m_f \cdot dFQL \cdot \frac{1 + F_{est}}{F_{est}} \Rightarrow m_{que} = m_f \cdot \frac{1 + F_{est}}{F_{est}} \cdot \int_{\alpha_0}^{\alpha} dFQL \quad (4.49)$$

donde “ dm_{que} ” es el diferencial de masa de quemados generados, “ m_f ” masa de combustible inyectado en el cilindro, F_{est} dosado estequimétrico del combustible utilizado, “ $dFQL$ ” diferencial de la FQL, “ α_0 ” y “ α ”, ángulo de inicio de la combustión y ángulo de cálculo, respectivamente.

De esta manera, la masa de aire encerrada en el cilindro se va convirtiendo en masa de quemados mientras se produce la combustión en el interior de cada uno de los cilindros. En el caso de que no exista aire encerrado suficiente para quemar todo el combustible inyectado¹⁶ la $dFQL$ se iguala a cero reduciendo el rendimiento de la combustión. Se obtiene así una proporción de quemados igual a la unidad en el interior del cilindro. Este caso es habitual en procesos transitorios de motor debido al alto porcentaje de recirculación de los gases de escape.

¹⁶Esto se produce cuando el motor trabaja con dosados superiores al estequimétrico. Puede ser debido a un alto porcentaje de EGR, o bien a un sistema de sobrealimentación mal diseñado.

4.3.2. Modelado de los elementos necesarios para la producción de EGR

Como ya se ha adelantado, los sistemas para realizar EGR en un motor sobrealimentado introducen varios elementos especiales. Para la correcta modelización del motor con EGR se hace necesaria la modelización de estos elementos.

La modelización de estos elementos se realiza mediante la modificación de las condiciones de contorno de los conductos que conforman el motor, respondiendo estas condiciones de contorno al comportamiento que tenga cada uno de los elementos y a la influencia que tengan sobre los conductos donde se instalan.

Los elementos especiales que introducen las estrategias de EGR consideradas por este estudio, son los siguientes:

Venturi. El modelo de venturi consiste en un modelo 0D en el cual se imponen las condiciones de los tubos que llegan a cada uno de los extremos del venturi [41], debido a las diferencias que la geometría del venturi impone a cada uno de los tubos que se conectan a éste. A lo largo de este capítulo se dedica especialmente una sección a la descripción del modelado del venturi, debido a la importancia que este elemento tiene para el comportamiento de un motor con EGR.

Intercambiadores de EGR. El modelado de los intercambiadores de calor del circuito de EGR se realiza de forma análoga al modelado del intercooler del motor. Las únicas modificaciones necesarias a realizar respecto al modelo de intercooler son de geometría (volumen de los depósitos de entrada y salida, número de conductos, longitud y diámetro de dichos conductos), de condiciones de funcionamiento (temperatura y flujo del fluido refrigerante, temperatura inicial de las paredes, temperatura del gas, ...) y de las propiedades de los materiales que componen el intercambiador (conductividad y espesor del material, propiedades del fluido refrigerante, ...).

Válvula de EGR. El modelado de este elemento se realiza mediante un depósito al cual se conectan los conductos de entrada y salida de la válvula de EGR. Los coeficientes de descarga de la conexión del conducto de entrada con el depósito varían según sea la apertura de la válvula de EGR. De esta forma se introduce una pérdida de carga y una sección de paso variable, por lo tanto un flujo de EGR variable, haciendo así posible

la regulación del flujo de EGR hacia la admisión. Para la obtención de los coeficientes de descarga de la válvula de EGR se utilizan los ensayos de este elemento en banco de flujo estacionario.

Los tres elementos anteriores son comunes y necesarios para todas las estrategias de EGR consideradas en este trabajo. Mientras que los elementos que siguen a continuación son específicos de cada una de las estrategias.

Modelado de los elementos para el circuito de compensación. Para el modelado de este circuito se hace necesario el modelado de la válvula anti-retorno y de los conductos que unen esta válvula con los colectores de admisión y de escape.

- La válvula anti-retorno se modeliza mediante un depósito y unos coeficientes de descarga variables en función de la diferencia de presiones existente entre el depósito y el conducto de entrada. De manera que cuando la presión del depósito supere a la del conducto el C_d es cercano a cero¹⁷ y en caso contrario el C_d toma un valor mayor según sea mayor la diferencia de presiones¹⁸.
- La modelización de los conductos del circuito de compensación se realiza mediante la técnica de modelado de uniones direccionales [16, 17]. Con este tipo de modelado se consigue que la conexión del circuito de compensación con el colector de escape no destruya completamente el efecto beneficioso de tener un colector partido.

Modelado de la válvula rotativa. Elemento necesario para la modelización de la estrategia de aprovechamiento de los pulsos de presión mediante una válvula rotativa. La modelización de este elemento se hace mediante un depósito al cual se conectan tres conductos. Los C_d de los conductos procedentes de cada uno de los colectores de escape varían en función del ángulo de giro del disco y con un desfase de 120° entre los dos conductos. El tercer conducto se mantiene abierto y se conecta a la válvula de EGR, que es la encargada de regular el porcentaje de EGR realizado. El depósito tiene el volumen de la cámara estanca donde se coloca el disco, de forma que la reflexión y transmisión de los pulsos se vea modelizada correctamente [42, 43].

¹⁷El valor del C_d en este caso es el obtenido del ensayo del elemento con flujo inverso en banco de flujo continuo. Este ensayo nos proporciona la permeabilidad de las láminas.

¹⁸En este caso los C_d se obtienen del ensayo con flujo directo y diferente salto de presiones entre la entrada y la salida en banco de flujo continuo.

Modelado de las láminas de EGR. Elementos necesarios para la modelización de la estrategia del aprovechamiento de los pulsos de presión mediante la instalación de láminas elásticas. La modelización de este elemento se realiza de forma similar a la modelización de la válvula anti-retorno pero con un volumen de depósito menor debido a que las láminas se alojan en un depósito mucho más pequeño. El comportamiento de las láminas y la obtención de los C_d se obtienen gracias a los resultados de los ensayos de este elemento en banco de flujo continuo y debido al comportamiento vibrante del sistema a los resultados de los ensayos realizados sobre el motor en funcionamiento.

Como se ya ha sido comentado, el modelado de los elementos lleva consigo un trabajo importante de experimentación de éstos. En el capítulo 5 se explican detalladamente los experimentos realizados y las instalaciones utilizadas para llevar a cabo dichos experimentos.

4.3.3. Modelado del venturi de EGR

El correcto modelado de un venturi de EGR ha sido estudiado por varios autores desde la aparición de la técnica de EGR [17, 41] Algunos incluso han creado modelos de venturi de geometría variable [44] para el control del EGR en el motor. Todos estos autores han constatado la importancia que tiene la correcta modelización de este elemento para que los resultados del modelado global del motor sea correcta. Para este trabajo se ha utilizado la información aportada por la bibliografía [16, 29] para la creación de un modelo de venturi que resulte útil para los objetivos globales de la investigación.

Tras los primeros intentos de modelizar el venturi de EGR mediante la conexión de tres tubos, uno convergente, otro divergente y otro conectado en la unión de los dos anteriores, se llegó a la conclusión de que era imposible obtener un modelo uni-dimensional fiable debido a la falta de exactitud de los resultados.

Mediante cálculo CFD, utilizando el programa de Fluent 5.4[©], se realizó un modelo de 2D del venturi. A este modelo se le han impuesto las condiciones del flujo de gas a la entrada, a la salida y por el tubo lateral (tubo de EGR) obtenidas del modelado 1D del motor mediante el programa WAM. Los resultados del modelado 2D del venturi ponen de manifiesto la importancia de los flujos radiales en el interior de los conductos que conforman el venturi, tal y como muestra la figura 4.9¹⁹. Como es obvio, la dirección radial del flujo es

¹⁹Resultado obtenido del modelado 2D del venturi de EGR realizado por Dr. D. Antonio

imposible modelar mediante un modelo 1D y, por lo tanto, los errores cometidos por cualquier método de diferencias finitas cuando se tienen velocidades radiales tan importantes hacen que los resultados del modelado 1D no sean fiables.

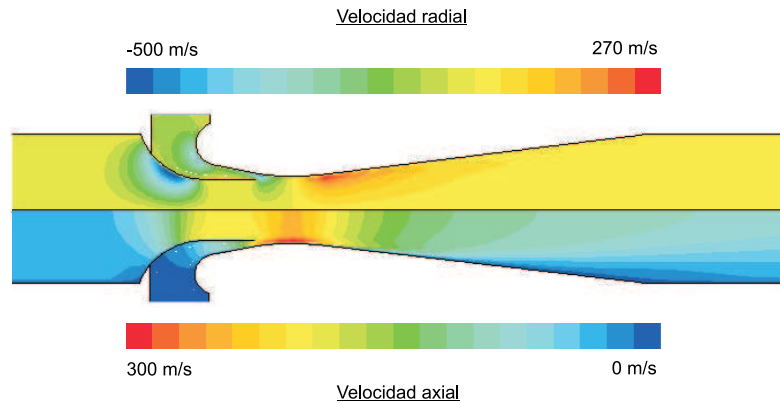


Figura 4.9: Contornos de velocidad radial (superior) y axial (inferior) del gas en el interior del venturi de EGR.

Tras constatar la imposibilidad de crear un modelo 1D del venturi de EGR se consideró la posibilidad de conectar el modelo 2D del venturi con el modelo 1D del motor, cambiando las condiciones de contorno del modelo de venturi 2D según los resultados aportados por el modelo 1D del motor, como ya ha sido realizado por otros autores para el modelado de otros elementos del motor [36]. Esta posibilidad se desechó debido al elevado tiempo de cálculo necesario para la ejecución del modelado completo del motor.

La siguiente posibilidad es el modelado del venturi mediante un modelo 0D, calculando los efectos que produce el venturi a los conductos donde se conecta. De esta forma no es posible el estudio del gas en el interior del venturi pero sí el comportamiento y efecto que tiene el venturi EGR al instalarlo en un motor.

La figura 4.10 muestra el esquema de cómo se modela el venturi para esta investigación. El venturi se convierte en un depósito al que van conectados los tres tubos adyacentes del venturi, tubo de entrante (1), tubo lateral o tubo de EGR (2) y tubo saliente del venturi (3).

La condición de contorno depósito impone la pérdida de energía cinética del flujo que llega, convirtiendo parte de la energía cinética en energía en forma de presión en el depósito o presión de parada (p_{00}). En el caso de un

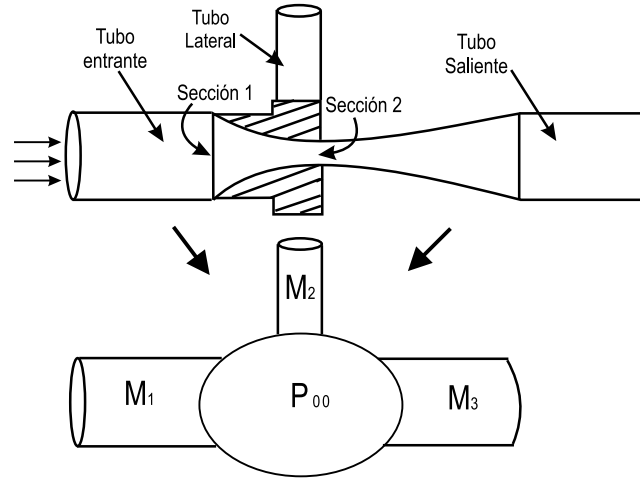


Figura 4.10: Modelado 0D del venturi de EGR.

venturi, está claro que la energía cinética no o se convierte en un aumento de la presión estática sino que, por el contrario, se ve incrementada conforme la sección de paso se hace más convergente. Por este motivo, en el depósito ficticio que hace las funciones de venturi se calcula la presión que existiría en los tubos adyacentes según la ecuación 4.50.

El número de Mach es el parámetro que el modelo modifica según sea el extremo del tubo en el cual se calcula esta presión. De esta forma, a cada uno de los tubos conectados al venturi se le impone una condición de contorno diferente.

$$p_i = \frac{p_{00}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_i^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (4.50)$$

donde:

p_{00} , es la presión de parada que se alcanzaría en el depósito en el caso de convertir toda la energía cinética en forma de presión estática.

p_i , presión estática impuesta por el modelo en el extremo del tubo “i” conectado al venturi.

M_i , Número de Mach para el extremo del tubo “i” conectado al venturi.

γ el coeficiente adiabático del gas circulante por el venturi.

Así, para el caso del tubo de entrada principal al venturi (tubo 1), el valor de M_1 será el valor del número de Mach que lleva el flujo de entrada. De esta

forma se consigue recuperar toda la energía cinética que tiene el flujo a la entrada del venturi.

En el caso del tubo de salida principal del venturi (tubo 3), el valor de M_3 que impone el modelo en la ecuación 4.50 es nulo, de esta forma la energía cinética, por lo tanto la velocidad y número de Mach, que alcanza el flujo en el tubo de salida del venturi, será la resultante de conectar el tubo a un depósito con la presión p_{00} . Por otra parte, las pérdidas de presión que se producen en la parte divergente del venturi se concentran en el coeficiente de descarga de la conexión del conducto con el depósito utilizado para el modelado del venturi.

En el último caso, para el tubo lateral o tubo de EGR (tubo 2) se tomará el valor de Mach correspondiente al de la garganta del venturi y por lo tanto la presión que se impondrá a ese tubo será la presión de la garganta del venturi.

Para el calculo del número de Mach en la garganta se calcula la evolución isentrópica del gas en una tobera convergente. Se utilizan las ecuaciones de continuidad, 4.51, y de conservación de la energía, 4.52 entre la sección 1 (sección de entrada al venturi) y la sección 2 (sección de la garganta del venturi), ambas señaladas en la figura 4.10.

$$F_1 \cdot c_1 \cdot \rho_1 = F_2 \cdot c_2 \cdot \rho_2 \quad (4.51)$$

$$c_p \cdot T_1 + \frac{c_1^2}{2} = c_p \cdot T_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad (4.52)$$

donde F_i , c_i , ρ_i y T_i corresponden al área, a la velocidad, a la densidad y a la temperatura del gas en la sección "i". Y c_p es el calor específico del gas a presión constante.

De las ecuaciones 4.51 y 4.52 se conocen todos los términos excepto la velocidad y la temperatura en la sección "2". Usando la ecuación 4.51 y la ecuación de los gases perfectos para una evolución isentrópica se obtiene la ecuación 4.53, con lo que nos queda " T_2 " como único valor desconocido. La temperatura en la garganta " T_2 " se puede despejar de la ecuación 4.52, quedando la expresión 4.54.

$$c_{2s} = \frac{F_1}{F_2} \cdot \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cdot c_1 \quad (4.53)$$

$$T_2 = T_1 - \frac{c_{2s}^2 - c_1^2}{2 \cdot c_p} \quad (4.54)$$

Como se observa la variable “ T_2 ” es dependiente de la velocidad isentrópica, por lo tanto la solución se obtiene mediante un proceso iterativo de las ecuaciones 4.53 y 4.54. Este proceso iterativo es siempre convergente mientras el flujo tenga condiciones subsónicas. En el caso de que el flujo llegue a condiciones sónicas, la velocidad isentrópica “ c_{2s} ” se calcula mediante la ecuación 4.55.

$$c_{2s} = \sqrt{\frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_1^2}{\frac{\gamma+1}{2} \cdot M_1^2}} \cdot c_1 \quad (4.55)$$

Por supuesto el proceso de expansión del gas en la parte convergente del venturi no será totalmente isentrópico [41]. Para tener en cuenta las pérdidas el modelo utiliza la ecuación 4.56 para el cálculo de la velocidad en la garganta del venturi. Con la velocidad obtenida se calcula el número de Mach en la garganta mediante la ecuación 4.57.

$$\frac{c_2^2}{2} = \eta \frac{c_{2s}^2}{2} - q \quad (4.56)$$

$$M_2 = \frac{c_2}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_2}} \quad (4.57)$$

donde:

η = Rendimiento isentrópico de la evolución.

q = Pérdida de calor a través de las paredes del venturi.

R = Constante de los gases perfectos.

El número de Mach resultante “ M_2 ” es el que se impone en la ecuación 4.50 para el cálculo de la presión impuesta por el modelo en el tubo lateral del venturi.

4.3.3.1. Cálculo de las pérdidas en la presión de sobrealimentación debidas al venturi

Otro punto a tener en cuenta a la hora de modelar el venturi son las pérdidas de presión que se dan por irreversibilidades en la parte convergente y divergente de éste. Estas pérdidas de presión influyen en la presión de sobrealimentación y, por lo tanto, en la renovación de la carga del motor.

Cuando se conecta un venturi en el colector de admisión se está introduciendo un estrechamiento del conducto de admisión. En el caso de que el venturi esté mal diseñado o la relación de secciones entre la entrada y la garganta del venturi sea muy alta, la parte convergente del venturi introducirá pérdidas de energía en el colector de admisión. Por otro lado, la parte convergente del venturi debe tener un ángulo de conicidad lo más bajo posible, evitando de esta manera los perjudiciales desprendimientos de vena en el flujo que lo atraviesa. Todos estos efectos se traducen en pérdidas de presión de sobrealimentación.

El modelado de estas pérdidas de presión se realiza mediante el ajuste de las secciones efectivas de entrada y salida de los tubos conectados al *venturi*, debido que cada uno de los tubos tiene una sección efectiva diferente e incluso la sección efectiva en un sentido difiere a la sección efectiva en el otro. Por consiguiente se usan coeficientes de descarga diferentes para cada una de las uniones al depósito que hace las funciones de venturi²⁰.

4.3.3.2. Modelado del comportamiento dinámico del venturi

Es importante que el modelo de venturi tenga el mismo comportamiento dinámico que tiene el venturi de EGR una vez instalado en el motor. Si el venturi introduce algún cambio en la dinámica de los pulsos de presión en la admisión el modelo de venturi tiene que responder de la misma forma que lo hace éste en la realidad. De esta manera será posible el ajuste del modelo global del motor.

Los resultados de los ensayos del venturi de EGR en el motor muestran que este elemento se comporta de manera diferente según sea el gasto principal que lo atraviesa²¹.

Para el modelado del comportamiento dinámico del venturi ha sido necesario un trabajo de experimentación y ajuste de los parámetros que definen el modelo de venturi. El experimento descrito en el apartado 5.3.1 y representado en las figuras 5.11– 5.12 ha sido utilizado para el ajuste del comportamiento dinámico del venturi ante pulsos de presión controlados en laboratorio. De esta manera el ajuste del modelo de venturi ha sido validado en condiciones totalmente controladas. Así, el modelo de venturi no se ve afectado ante dinámicas producidas por otros elementos instalados en el motor.

²⁰Los ensayos realizados para la obtención de estos coeficientes de descarga se describen en el apartado 5.3.1 del capítulo 5.

²¹En el apartado 5.3.1 se muestra la evolución de la presión medida en la garganta del venturi de EGR.

4.4. Resumen

En este capítulo se ha realizado una descripción del modelo utilizado para la modelización del motor sometido a la recirculación de los gases de escape.

Se han justificado los diferentes modelos que son aplicables al estudio, exponiendo sus ecuaciones y el método de cálculo utilizado para la resolución de estas. En el primer apartado se ha descrito el programa de modelado de motores denominado WAM. Este programa se utiliza desde hace más de dos décadas por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia y está suficientemente contrastado con resultados experimentales [2, 3]. El programa descrito se encuentra, a su vez, en constante evolución para la mejora del modelado de motores y de los diferentes sistemas que puedan ser instalados sobre estos [34, 41]. Por lo tanto se puede decir que el modelo tiene la suficiente fiabilidad para poder ser utilizado para el presente estudio.

El modelo WAM está compuesto por varios métodos de resolución de las ecuaciones que gobiernan la termofluidodinámica del gas en el interior de los motores turboalimentados. De forma resumida podemos decir que el modelo utiliza tres sistemas de resolución: modelos de llenado y vaciado, modelos de diferencias finitas (Lax-Wendroff) y método de las características. Cada uno de estos sistemas de resolución se adapta a diferentes partes del motor para que el modelo global se comporte de manera lo más cercana a la realidad y de forma que su ejecución sea lo más rápida posible, obteniendo de esta manera un modelo fiable y rápido para el diseño y evaluación del comportamiento de un motor sobrealimentado.

También se ha descrito el especial tratamiento que realiza el WAM sobre las condiciones de contorno. En relación a éstas se describe como resuelve el modelo la interacción entre un modelo unidimensional con uno cero-dimensional, se ha hecho mención de la importancia que tiene el concepto introducido como coeficiente de descarga por su implicación sobre el proceso resolutivo de diferentes modelo 0D.

En la segunda parte de este capítulo se ha presentado el modelado global del motor sujeto a estudio. Se ha descrito brevemente el tipo de modelo que se toma para cada uno de los elementos de los que consta un motor sobrealimentado y se han expuesto las diferentes configuraciones que toma el motor para la modelización de las tres estrategias de EGR consideradas en el presente estudio.

Es claro que para la modelización de EGR es necesaria la modelización de especies en el motor. En la tercera parte se ha justificado el modelado de

especies utilizado. Además, como se comentado en anteriores secciones, los diferentes elementos introducidos en el motor para la producción de EGR hacen necesario un modelo específico para cada uno de estos elementos. Estos modelos se han descrito prestando especial atención al modelado del venturi de EGR debido a las peculiaridades del comportamiento y geometría de este elemento. El modelo cero-dimensional de venturi utilizado se ha justificado gracias a los resultados obtenidos de un modelado 2D específico realizado del venturi de EGR. En el siguiente capítulo se presentarán los resultados del comportamiento real del venturi en diferentes instalaciones de ensayo, corroborando y justificando el especial comportamiento del venturi de EGR.

Bibliografía

- [1] Payri, F.; Benajes J.; Galindo J.
One-dimensional fluid-dynamic model for catalic converters in automotive engines.
SAE PAPER 950785, 1995.
- [2] Corberán J.M.
Contribución al Modelado del Proceso de Renovación de la Carga en Motores de Combustión Interna Alternativos. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1984.
- [3] Arnau F.J.
Aportaciones al cálculo numérico para el modelado del flujo compresible unidimensional en conductos de M.C.I.A. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [4] Bulaty T.
A comprehensive computer program to simulate the interaction of an I.C. engine and a turbocharger, volume 43, pp. 535–543.
MTZ Motortechnische Zeitschrift, 1982.
- [5] Dadone, A. y Vacca G.
Calcolo della fase di scarico di un monocilindro con tecnica di filling and emptying, volume 36(1), pp. 639–644.
ATA, 1983.
- [6] Horlock, J.H. y Winterbone D.E.
The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines (vol.II).
Oxford University Press, 1986.

-
- [7] Jenny E.
Unidimensional transient flow with consideration of friction, heat transfer and change of section, volume 37(11), pp. 447–461.
Brown Boverly Review, 1950.
- [8] Shapiro A.H.
The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow (vol.II).
New York Ronald Press, 1954.
- [9] Arias, J.R.; Moreno E.; Navarro E. y Varela E.
Using 1-D and 3-D models for the simulation of gas exchange processes.
SAE Paper 2000-01-0658, 2000.
- [10] Benson R.S.
The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines (vol.I).
Oxford Clarendon Press, 1982.
- [11] Lax, P.D. y Wendroff B.
Systems of conservation laws, volume 15, pp. 217–237.
Communications Pure Applied Mathematics, 1960.
- [12] Richtmyer, R.D. y Morton K.W.
Difference methods for initial value problems.
John Wiley & Sons, 1967.
- [13] Takizawa, 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.
- [14] Azuma, T.; Yura T. y Tokunaga Y.
Some aspects of constant pressure turbocharged marine engines of medium and low speed, volume 105, pp. 697–711.
Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Power, 1983.
- [15] Annand, W.J.D. y Roe G.E.
Gas flow in the internal combustion engine.
London, Lodgmark Press LTD., 1974.
- [16] Galindo Lucas J.
Diseño de uniones de colectores de escape de motores alternativos. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.

-
- [17] Payri, F.; Reyes M.; Galindo J.
Analysis and Modelling of Fluid-Dynamic Effects in Branched Exhaust Juntions of I.C.E., volume 123(1), pp. 197–203.
Trans. ASME, Int. J. Gas Turbine Power, 2001.
- [18] Payri, F.; Desantes J.M. y Corberán J.M.
A quasy-steady model on gas-exchange process, some results.
Motor Sympo '88, Praga, 1988.
- [19] Blair, G.P. y McConnell J.H.
Unsteady gas flow through high-specific-output 4-stroke cycle engines.
SAE Paper 740736, 1974.
- [20] Agnew D.D.
What is limiting engine air flow. Using normalised steady air flow bench data.
SAE Paper 942477, 1994.
- [21] Broatch Jacobi A.
Medida de la respuesta acústica de silenciadores. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1995.
- [22] Torregrosa Huguet A.
Predicción del ruido de admisión y escape en motores alternativos. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1993.
- [23] Galindo, J.; Serrano J.R.; Climent H.; Arnau F.J.
New one-dimensional fluid-dynamic model for automotive intercoolers, volume A, pp. 347–365.
Proceeding of 8th European Automotive Congress (EAEC-FISITA), 2001.
- [24] Luján J.M.
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 Fin de Carrera dirigido por Dr. D. Jesus Benajes Calvo, 1993.
- [25] Requejo I.
Contribución al modelado de los grupos de turbosobrealimentación de MCIA. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Barcelona, Valencia, 1987.

- [26] Santos Luque R.
Estudio del aprovechamiento de la energía de los gases de escape en motores diesel. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1999.
- [27] Luján, J.M.; Galindo J. y Serrano J.R.
Efficiency Characterization of Centripetal Turbines under Pulsating Flow Conditions.
SAE Paper 2001-01-0272, 2001.
- [28] Payri, F; Benajes J.; Reyes M.
Modelling of supercharger turbines in internal combustion engines, volume 38, N8-9, pp. 835–869.
Internal Journal of Mechanical Science, 1996.
- [29] Benajes, J; Reyes M.; Galindo J.; Peidró J.
Predesign Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engines.
SAE PAPER 970055, 1997.
- [30] Benajes, J; Reyes M.; Bermudez V.; Serrano J.R.
Predesign Criteria for Exhaust Manifolds in I.C. Automotive Engines.
SAE PAPER 980783, 1998.
- [31] Benajes, J.; Molina S.; Riesco M. y González C.
Evaluación de diferentes estrategias de inyección y presiones de admisión en las prestaciones de motores Diesel industriales.
XV congreso nacional de Ingeniería mecánica. ISBN 84-607-6264-5, 2002.
- [32] Molina Alcaide S.A.
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.
- [33] Watson N.
Transient Performance Simulation and Analysis of Turbocharged Diesel Engines.
SAE Paper 810338, 1981.
- [34] Payri, F; Galindo J.; Serrano J.R.
Variable Geometry Turbine Modelling and Control for Turbocharged Diesel Engine Transient Operation, pp. 173–189.
Proceedings of Thermofluidynamic Processes in Diesel Engines. THIESEL 2000, 2000.

-
- [35] Serrano J.R.
Análisis y Modelado del Transitorio de Carga en M.E.C. Turboalimentados. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1999.
- [36] Climent Puchades H.
Contribución al modelado unidimensional de motores de dos tiempos de pequeña cilindrada. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2002.
- [37] Pearson, R.J.; Winterbone D.E.
Calculating the Effects of Variations in Composition on Wave Propagation in Gases, volume 35 N 6, pp. 517–537.
Internal Journal of Mechanical Science, 1993.
- [38] Onorati, A.; Ferrari G.; D’Errico G.
1D Unsteady Flow with Chemical Reactions in the Exhaust Duct-Systems of S.I. Engines.
SAE PAPER 2001-01-0939, 2001.
- [39] Onorati, A.; Ferrari G.
Modeling of 1-D Unsteady Flow in I.C. Engine Pipe Systems Numerical Methods and Transport of Chemical Species.
SAE PAPER 980782, 1998.
- [40] Vera García F.
Modelado unidimensional y tridimensional del proceso de mezcla de un motor de gas de inyección multipunto.
Proyecto Fin de Carrera dirigido por Dr. D. José Galindo Lucas y D. Hector Climent Puchades, 1999.
- [41] Luján, J.M.; Payri F.; Guardiola C. y Vera F.
Modeling, Effect and Behavior of the EGR Venturi in a Heavy-Duty Diesel Engine.
SAE Paper 2001-01-3227, 2001.
- [42] Guardiola García 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 Fin de Carrera dirigido por Dr. D. José Manuel Luján Martínez, 2000.
- [43] Luján, J.M.; Ruiz S. y Vera F.
Efectos de la Recirculación Externa de Gases de Escape sobre el Proceso

de la Renovación de la Carga en Motores Diesel Turboalimentados, volume 13(3), pp. 1905–1911.

Anales de la Ingeniería Mecánica 2000, 2000.

[44] Torbjörnsson C.A.

Modelling of a Variable Venturi in a Heavy Duty Diesel Engine.

Master's thesis. Dept. Electrical Engineering, 2002.

Capítulo 5

Realización de los ensayos experimentales

Índice General

5.1. Introducción. Justificación de los ensayos necesarios para el estudio	157
5.2. Descripción de las instalaciones experimentales . . .	160
5.2.1. Banco de flujo estacionario	160
5.2.2. Banco de impulsos	162
5.2.3. Banco motor	166
5.3. Ensayo de los elementos necesarios para la producción de EGR	173
5.3.1. Caracterización del venturi de EGR	174
5.3.1.1. Caracterización del venturi con flujo continuo en Banco de Flujo	175
5.3.1.2. Caracterización del venturi con flujo pulsante en Banco Motor	179
5.3.1.3. Respuesta del venturi ante pulsos normalizados en Banco de Impulsos	180
5.3.1.4. Respuesta del venturi ante pulsos de escape en Banco Motor	183
5.3.2. Caracterización de los enfriadores de EGR	185
5.3.3. Caracterización de las válvulas anti-retorno de EGR	186
5.3.4. Caracterización de la válvula rotativa para la producción de EGR	187
5.4. Ensayo de las estrategias de EGR	188

5.4.1.	Ensayo de la estrategia de compensación de presiones P2A-P3	189
5.4.2.	Ensayo del circuito de EGR con válvula rotativa	191
5.4.3.	Ensayo del circuito de EGR con válvulas anti-retorno	194
5.5.	Ensayos para la caracterización del EGR	196
5.5.1.	Ensayos del motor de referencia	200
5.5.2.	Ensayos del motor sometido a EGR	201
5.5.3.	Ensayos de caracterización del EGR sobre la renovación de la carga del motor	203
5.6.	Resumen	209
5.7.	Anexos	213
5.7.1.	Anexo A: Resultados de la caracterización del venturi de EGR	213
5.7.1.1.	Resultados del coeficiente de pérdidas de presión del venturi de EGR	213
5.7.1.2.	Resultados de la respuesta dinámica del venturi de EGR	215
5.7.2.	Anexo B: Resultados de los ensayos de caracterización de los elementos necesarios para la obtención de EGR	227
5.7.2.1.	Resultados de la caracterización de las válvulas anti-retorno del circuito de EGR	227
	Bibliografía	229

Capítulo 5

Realización de los ensayos experimentales

5.1. Introducción. Justificación de los ensayos necesarios para el estudio

Debido a que el objetivo de la presente tesis es obtener la influencia que produce el EGR sobre un motor turbo-sobrealimentado, ha sido necesario realizar diferentes ensayos experimentales. Estos ensayos deben evaluar los parámetros importantes para el correcto funcionamiento del motor y como influye la introducción de sistemas de EGR sobre dichos parámetros de motor.

Por otro lado, para que la recirculación de los gases de escape se haga efectiva, es necesaria la introducción de elementos externos al motor (venturis, láminas, ...). Conocer el funcionamiento de estos elementos y cuantificar cuál es la influencia de éstos en el motor es otro objetivo importante a abordar. Para la caracterización de estos elementos se han usado diferentes instalaciones, descritas en la sección 5.2.

Otro objetivo de distinta índole, pero no menos importante, es la validación de los resultados obtenidos de todo el proceso de modelado, capítulo 4. La reproducción de los valores teóricos mediante un ensayo real nos ofrecerá una idea de la capacidad del modelo para determinar la realidad, pudiéndose analizar los efectos de otras modificaciones mediante la aplicación directa del modelo.

Para este estudio se han realizado tres tipos de ensayos, y cada uno de ellos responde a un objetivo diferente como anteriormente se ha mencionado. Por lo tanto los podemos dividir en los siguientes tipos:

- **Ensayos de caracterización.** En los que se engloban todos aquellos ensayos que tienen como objetivo caracterizar uno o varios elementos introducidos en el motor para la obtención de EGR. De estos ensayos se obtienen los parámetros característicos necesarios para la modelización de estos elementos y la posible influencia que éstos tienen sobre el motor. La gran mayoría de los ensayos de este tipo se ha realizado en bancos específicos para cada elemento, banco de flujo estacionario o banco de impulsos, aunque también se ha utilizado el banco motor directamente, sección 5.2. Además, se han diseñado instalaciones experimentales especiales con el objetivo de caracterizar la respuesta de estos elementos ante las situaciones a las cuales se enfrentan cuando estén en funcionamiento en motor.
- **Ensayos de evaluación.** El objetivo de estos ensayos es, por una parte comprobar la estabilidad del motor ante las diferentes modificaciones que se practiquen en el mismo para conseguir el EGR especificado, y por otra parte, evaluar el efecto que estas modificaciones producen tanto en las condiciones de funcionamiento del motor como en las emisiones que surgen de su utilización. En este caso, los ensayos se han llevado a cabo en el banco motor y en algún caso específico en instalaciones especiales construidas para el presente trabajo, como las explicadas en las secciones 5.5.2 y 5.5.3.
- **Ensayos de validación.** Los ensayos de esta índole son necesarios para la comprobación que los resultados obtenidos en los desarrollos teóricos realizados se corresponden con resultados reales. Algunos resultados, como la presión instantánea, nos dan una idea de la validez de los modelos utilizados en el capítulo 4. Una vez comprobada la validez de los modelos, es posible utilizar los resultados procedentes directamente del modelado, los cuales pueden ser de una naturaleza muy difícil de medir en un ensayo, tales como la temperatura instantánea del gas durante un ciclo

de motor. Los ensayos de este tipo se han realizado sobre todo en la instalación del motor sujeto al estudio, sección 5.2.

El objetivo del presente capítulo no es la reproducción total de los resultados obtenidos en los ensayos experimentales realizados, sino la descripción y justificación de cada uno de los experimentos realizados para el presente estudio. Los resultados expuestos serán los más relevantes de los experimentos realizados y se presentarán a lo largo del capítulo y en los anexos correspondientes.

Este capítulo se divide en cuatro grandes secciones. En la sección 5.2 se describen las instalaciones utilizadas para la realización de los ensayos experimentales necesarios para el desarrollo de este trabajo de investigación, así como el proceso de ensayo necesario a realizar para que los resultados obtenidos en los experimentos sean válidos. Estas instalaciones son, el banco de flujo continuo, el banco de impulsos, el banco de ensayo de turbogrupos, el banco motor y otras instalaciones especiales diseñadas para ensayos muy específicos.

En segundo lugar, en la sección 5.3 se describen los ensayos realizados a los diferentes elementos que conforman el circuito de EGR. En esta sección se describe también el diseño de los experimentos que se ha llevado a cabo para elementos particulares (p.e. el venturi de EGR) y el objetivo particular que tiene cada uno de estos experimentos.

En el siguiente bloque (sección 5.4), se muestran los resultados de los ensayos realizados sobre el motor con las diferentes estrategias de EGR instaladas. Estos ensayos han sido realizados de forma paralela al modelado del EGR en el motor, tal y como fue adelantado en el capítulo 4. A su vez han sido utilizados para obtener el correcto ajuste del modelo en sus diferentes configuraciones. El principal resultado de estos ensayos es la obtención de la estrategia de EGR óptima a utilizar por el motor, con el doble objetivo de realizar un estudio comparativo de los datos obtenidos del ensayo con los calculados anteriormente y de completar los resultados de los ensayos con los proporcionados por el modelo.

Por último, en el apartado 5.5, se presentan los resultados de los ensayos realizados para la caracterización del EGR en el motor dándonos respuesta a los principales objetivos perseguidos en la presente tesis. Para el correcto desarrollo de estos ensayos ha sido necesaria la realización de varias modificaciones sobre las instalaciones existentes. En este apartado se describen los ensayos y se muestran los resultados más reveladores del efecto que produce el EGR y todos los elementos que lo acompañan sobre el motor.

5.2. Descripción de las instalaciones experimentales

Se han utilizado principalmente cuatro instalaciones para la caracterización del EGR en el motor, cada una de ellas tiene como objetivo la obtención de parámetros característicos diferentes del motor o de algunos de los elementos utilizados para conseguir la recirculación de los gases de escape, como por ejemplo, el venturi de EGR o las láminas del circuito de EGR. El uso de estos elementos especiales para el EGR esta justificado en los capítulos 3 y 4.

Todas las instalaciones utilizadas se encuentran disponibles en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia, y cumplen a la perfección las condiciones necesarias para su correcto funcionamiento. Estas instalaciones han sido validadas por diferentes investigadores, los cuales las han utilizado para la realización de diferentes experimentos [1-6].

5.2.1. Banco de flujo estacionario

Para la obtención de la pérdida de presión que produce la introducción de un elemento es necesaria la obtención de sus coeficientes de pérdida de presión (K_i). Estos coeficientes son de utilidad a la hora de obtener modelos teóricos del comportamiento de los diferentes elementos. Para la obtención de estos coeficientes es necesario de uno o varios ensayos que los cuantifiquen de forma estándar. La obtención de estos parámetros se ha efectuado en un banco de flujo estacionario.

La instalación denominada *Banco de Flujo Estacionario* se compone de una serie de elementos, los cuales se representan en el esquema de la figura 5.1.

El banco de flujo estacionario está formado por dos líneas separadas, alimentadas por dos compresores de lóbulos rotativos. La diferencia entre estas dos líneas estriba principalmente en que una de ellas es utilizada por flujo estacionario, mientras que la otra puede ser usada para flujo transitorio. La descripción de esta instalación en el presente apartado se centrará únicamente en la descripción de la línea de flujo estacionario, la cual ha sido la única utilizada en este estudio.

La instalación dispone de un compresor volumétrico como generador de flujo que se acciona mediante un motor eléctrico. El flujo trasegado por la instalación se controla mediante el uso combinado de dos válvulas electro-neumáticas, de una válvula de mariposa y de un variador de frecuencia instalado para el accionamiento del motor eléctrico que mueve el compresor volumétrico.

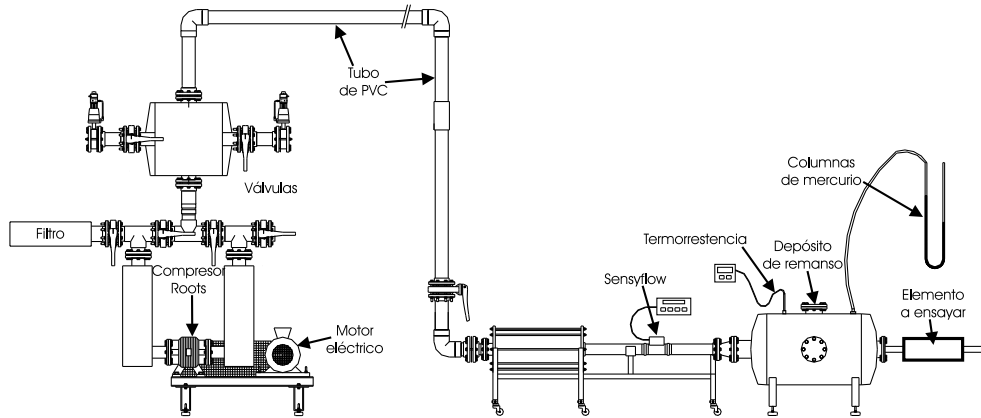


Figura 5.1: Instalación Banco de Flujo Estacionario.

El gasto másico se obtiene con la ayuda de un medidor de flujo, que puede ser una tobera calibrada o bien mediante el uso de un “*Sensyflow*”, transductor que permite medir directamente el gasto másico de aire que circula mediante la técnica de anemometría de placa caliente. Para la regulación del gasto másico se dispone de una válvula electro-neumática situada en la misma tubería que estrangula el paso del aire que atraviesa la instalación.

Descripción del funcionamiento de la instalación. En la figura 5.2 se muestra de manera esquemática la instalación del banco de flujo y los distintos elementos que la conforman. El flujo es generado por un compresor que está unido a un depósito de estabilización para evitar sobreoscilaciones durante los periodos de arranque y parada. Una tubería une este depósito de estabilización con otro de mayor capacidad llamado remanso. La elección de la capacidad del remanso responde al criterio de conseguir, con el caudal máximo alcanzable, una velocidad casi nula en su interior, de forma tal que se pueda despreciar el término cinético de la energía, consiguiendo así condiciones de parada.

El rango de gastos másicos medibles se encuentra entre 2 y 1200 kg/h, que cubre de sobra con los gastos que evolucionan por el interior de los elementos que han sido ensayados por esta instalación. Asimismo, las presiones alcanzables en el interior del remanso están entorno a 0.3 bar en el ensayo de aspiración y cercana a los 2 bar en el caso de impulsión. Para la medida de la presión en el remanso se utilizan columnas de líquido, agua o mercurio según el salto de presión a medir. También es posible el uso de transductores de presión para la medida de la presión en los conductos que conectan el elemento

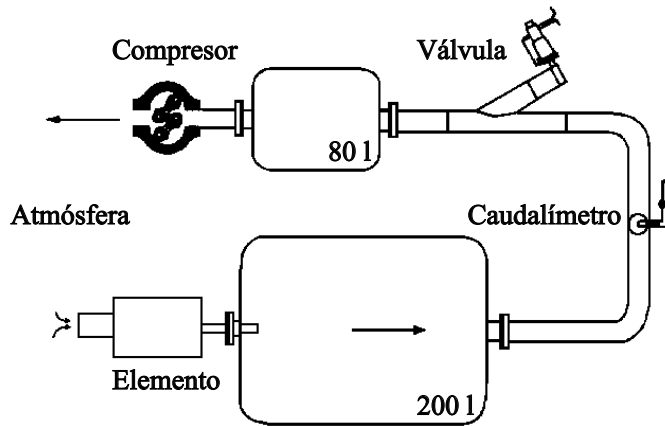


Figura 5.2: Representación esquemática del banco de flujo estacionario.

a ensayar con el depósito de remanso en el caso que esta medida se considere necesaria.

5.2.2. Banco de impulsos

En el sistema de escape es habitual que se produzcan ondas de choque en el colector de escape. Estas perturbaciones de la presión son debidas a la rapidez que se produce la descarga del cilindro y elevada presión a la que se encuentra el gas en el interior de éste. El método más adecuado para el análisis del comportamiento es el método de impulso, ya que este método brinda la oportunidad de ensayar con presiones de excitación elevada, lo que conlleva a números de Mach instantáneos elevados. Este hecho indujo que para el ensayo dinámico de los elementos sometidos a los pulsos de presión en el escape es necesario el uso de una instalación que sea capaz de generar perturbaciones de presión con perfiles próximos a las generadas por un motor real, es decir, de muy corta duración y de una amplitud considerable.

Un impulso ideal o una función delta de Dirac es una función de amplitud infinita y de duración nula, que debido a sus propiedades únicas en los dominios tiempo y frecuencia es muy empleada en análisis matemáticos. Tiene la propiedad de tener un espectro en frecuencias completamente plano, es decir, la energía asociada a este impulso está igualmente distribuida a lo largo de todas las frecuencias. Aunque físicamente, un impulso ideal es imposible de realizar, se pueden generar funciones muy próximas que son útiles dentro de

un rango de interés. Es decir, que, dependiendo de la técnica a emplear, son adecuadas para realizar mediciones con suficiente precisión. Por lo tanto, es admisible estimar la respuesta de un determinado sistema en todas las frecuencias, dentro de un rango de interés, excitándolo con un impulso simple en una instalación convenientemente diseñada [4] y que a continuación se describirá de forma resumida.

Así pues, parte del contenido experimental desarrollado en la tesis que se presenta, ha consistido en la evaluación del comportamiento de algunos componentes necesarios para la recirculación de los gases en un motor en un banco de impulsos, en concreto el venturi, elemento de unión entre el colector de escape y el de admisión. El comportamiento dinámico de este elemento singular influye directa e indirectamente en parámetros característicos de la renovación de la carga tal y como se explica en la sección 3.4.5 del capítulo 3 del presente documento. Tanto el experimento diseñado para la caracterización del venturi como los ensayos realizados para el análisis del comportamiento de este elemento se encuentran descritos en la sección 5.3.1.

Por un lado, el caso de la medida de la presión instantánea en la sección de salida del elemento no presenta ninguna complicación desde el punto de vista de establecer su sentido físico. En efecto, ésta será la respuesta que transmite el sistema aguas abajo del mismo cuando es excitado por un impulso aguas arriba del mismo. Esta información, en forma de presión instantánea, se denomina onda transmitida, y puede ser utilizada para determinar el coeficiente de transmisión directo [7].

Por otro lado, y es aquí donde se comenta la circunstancia especial antes citada, la medida de la presión instantánea en el conducto entrante al elemento contempla la información tanto del impulso incidente sobre el sistema como la respuesta reflejada por el mismo. Así pues, la señal registrada a la entrada del componente a analizar resulta de la composición de dos ondas de presión que se propagan con sentidos opuestos. Una de ellas es precisamente el pulso incidente con el que se excita el elemento y que viaja hacia el mismo. La otra se denomina la onda reflejada, que se propagará en sentido contrario. La presión instantánea medida se puede descomponer en estas dos componentes, progresiva (p_+) y regresiva (p_-), utilizando la siguiente expresión [8]:

$$p^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} = p_+^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} + p_-^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} - 1 \quad (5.1)$$

El *Banco de Impulsos* es una instalación con la cual es posible la medida de los parámetros característicos que definen el comportamiento de un elemento ante la acción de pulsos de presión. Por lo tanto el Banco de Impulsos debe

ser capaz de producir pulsos de presión estandarizados a la vez de captar y analizar dichos pulsos.

La figura 5.3 muestra un esquema de la instalación, en esta figura se pueden apreciar los elementos que la conforman a excepción del analizador de espectros y el ordenador utilizado para la grabación de los datos obtenidos en los ensayos.

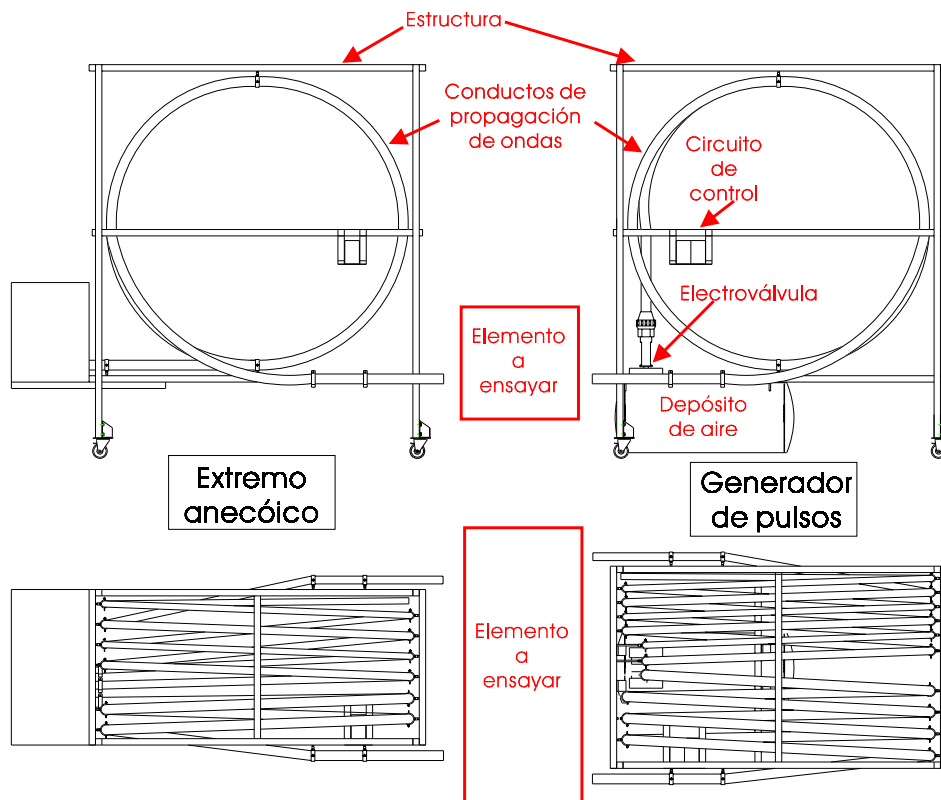


Figura 5.3: Instalación Banco de Impulsos.

Descripción del funcionamiento de la instalación. En la figura 5.4, se representa esquemáticamente el banco de impulsos mediante una representación simplificada, destacando los elementos más importantes. De forma general, la instalación se puede dividir en tres grandes grupos:

1. El sistema de generación de pulsos de presión
2. Los conductos de propagación de las ondas

3. El sistema de adquisición de datos

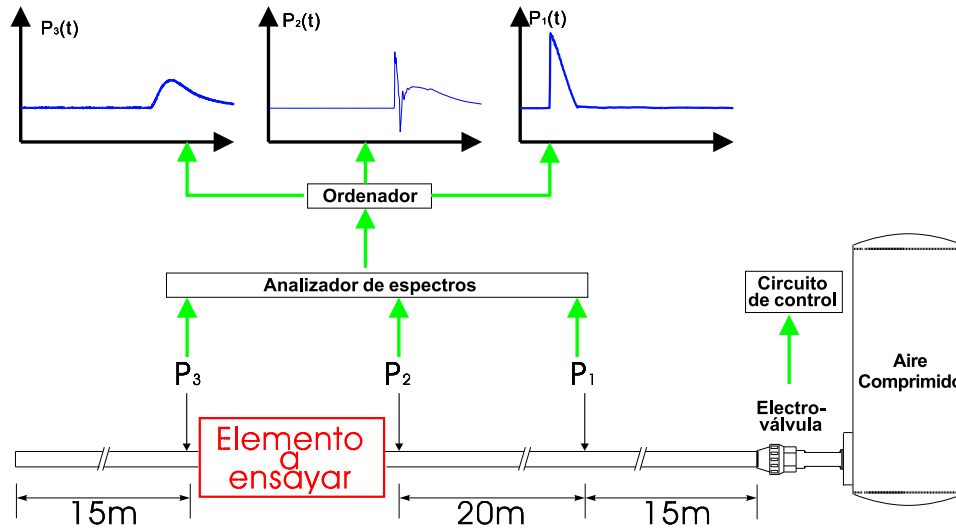


Figura 5.4: Representación esquemática de la instalación de banco de impulsos.

Para generar el pulso de presión se emplea un depósito con aire comprimido, una electroválvula y un circuito electrónico de control de la electroválvula, que es accionado manualmente. Los tres transductores de presión, piezoeléctricos por su mayor sensibilidad, designados en la figura como 1, 2 y 3, se instalan respectivamente aguas abajo de la electro-válvula y aguas arriba y aguas abajo del elemento a ensayar. Estos transductores registran las señales de presión, $p_1(t)$, $p_2(t)$ y $p_3(t)$, para ser adquiridas en dominio tiempo mediante un analizador de espectros, que es gobernado por un ordenador. Este ordenador se utiliza también para el almacenamiento y procesamiento de datos posteriores a la adquisición. Los tubos de propagación empleados son de una longitud suficiente para evitar el solape entre las ondas de ida y retorno en los puntos de medida.

El principio de funcionamiento de un ensayo en banco de impulsos consiste en generar un pulso de presión en el conducto unido al depósito a presión mediante la apertura y cierre rápidos de la electroválvula. Este pulso de presión, $p_1(t)$, se propaga por el conducto hasta que llega al elemento a caracterizar. Se denomina onda incidente, $p_i(t)$, al pulso de presión que llega al elemento, que no coincide con el pulso de presión $p_1(t)$ debido a la pérdida de energía por rozamiento con la pared del tubo de propagación.

Parte de la onda de presión incidente se refleja y vuelve hacia el depósito, originando la onda reflejada, $p_r(t)$, y parte se transmite hacia el conducto situado a la salida del elemento, originando la onda transmitida, $p_t(t)$. La composición de las ondas que viajan en un sentido y en otro, incidente y reflejada, a la entrada del elemento, es evidentemente la presión, $p_2(t)$, medida por el captador situado a la entrada del elemento. Por otro lado, la onda transmitida, $p_t(t)$, coincide precisamente con la presión, $p_3(t)$, medida por el captador ubicado aguas abajo del elemento.

Se discute a continuación la forma de obtener las ondas incidente y reflejada a partir de la medida de presión aguas arriba del elemento. La solución es relativamente sencilla, pues consiste en realizar otro ensayo en el que, en lugar del elemento que se pretende caracterizar, se coloca otro tubo de propagación de idéntico diámetro que el de entrada a modo de extremo anecoico. De esta forma, si se excita el tubo con un pulso de presión, $p_1(t)$, tan similar como sea posible al pulso originado en el ensayo con el elemento, entonces la presión, $p_2(t)$, medida ahora por el captador 2 será precisamente la onda incidente, $p_i(t)$, que se pretendía obtener. La onda reflejada, $p_r(t)$, se obtiene despejando convenientemente en la expresión 5.1.

En la sección 5.3.1 del capítulo 5 se explica detalladamente como se realizó el diseño de ensayo para un elemento tan particular como es el venturi, para que aplicando el mismo razonamiento en lo que al análisis de ondas se refiere, se pueda obtener a partir de una onda incidente, una onda reflejada y dos transmitidas, debido a que un venturi consta de dos entradas de flujo y una salida.

Es necesario comentar, para finalizar con este apartado, que como es físicamente imposible obtener dos pulsos de presión, $p_1(t)$, idénticos en los ensayos con y sin elemento, estos ensayos se repiten un número determinado de ocasiones y se usan para el análisis la pareja de ensayos cuyos pulsos iniciales, $p_1(t)$, sean lo más parecido posible.

5.2.3. Banco motor

Asumiendo el criterio de clasificación de ensayos definido en la introducción del presente capítulo, en el banco motor se han llevado a cabo ensayos de caracterización y también de validación de las estrategias para conseguir la recirculación de gases necesaria. Además, en este banco se han llevado a cabo los ensayos de caracterización de determinados elementos singulares del sistema de EGR, para que de esta forma se tenga caracterizado el comportamiento de este elemento particular puesto en funcionamiento en el motor.

La realización de ensayos con un motor de combustión interna alternativo requiere el empleo de instalaciones relativamente complejas debido al gran número de parámetros controlados y medidos. En esta sección se describirá brevemente la instalación que ha sido puesta a punto, se detallarán algunos comentarios relacionados con la medida de los parámetros necesarios para la caracterización de los sistemas y elementos ensayados en el motor, cuyos resultados más relevantes se presentarán en las secciones 5.3 y 5.5 de éste capítulo. También se hace unos comentarios sobre las medidas tomadas en el banco motor, las cuales serán objeto de comparación con los resultados obtenidos en el modelado, tal y como quedo explicado en el capítulo 4.

La celda de ensayos, o la sala de ensayos de motor, es el espacio físico donde se realizan todo tipo de pruebas y ensayos experimentales sobre el motor sujeto al estudio. La figura 5.5 muestra un esquema de la instalación y de todos los sistemas que están asociados a una instalación de estas características.

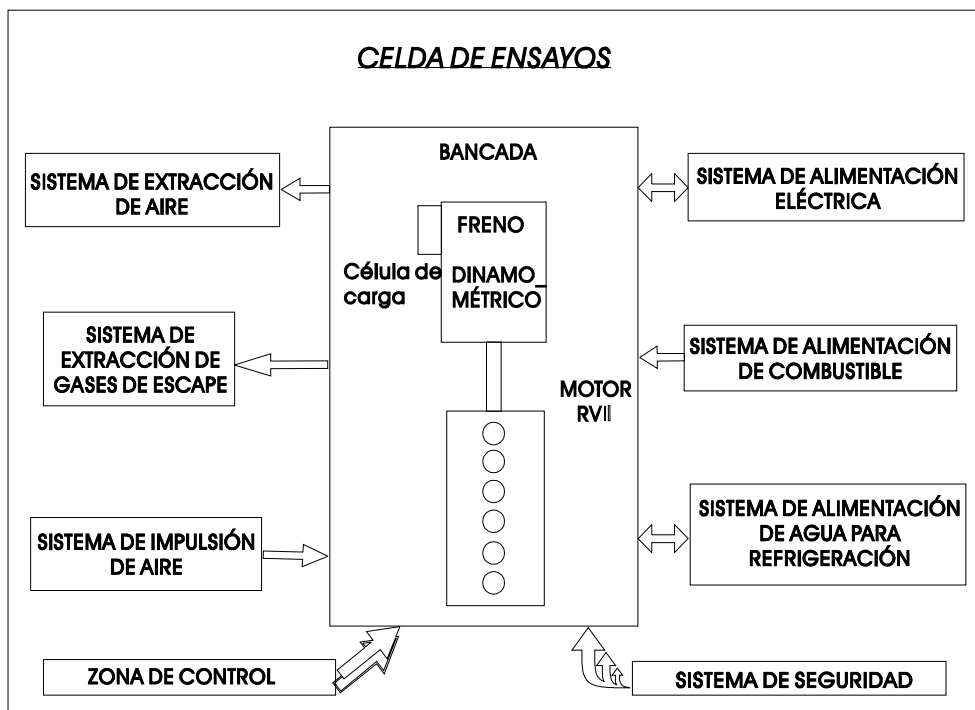


Figura 5.5: Representación esquemática de la celda de ensayos del motor.

Las condiciones exigibles a este tipo de instalaciones son:

Precisión. Debido a que muchos de los parámetros necesarios para el estu-

dio de un motor provienen de la combinación de varios parámetros, p.e. el rendimiento volumétrico del motor o el porcentaje de EGR, es necesario que las variables medidas tengan una gran precisión para que los cálculos no estén falseados. Para conseguir una elevada precisión es necesario que los elementos de medida sean los adecuados para la función a desempeñar, que se encuentren en buen estado y estar bien calibrados.

Fiabilidad. Para ser capaces de llegar a cualquier conclusión teórica sobre los procesos que se están produciendo en el interior del motor es necesario que las medidas tomadas, en las cuales basamos nuestras conclusiones, sean fiables y precisas. Por otro lado la sala de ensayos debe tener cierto grado de fiabilidad frente a roturas imprevistas de cualquier diseño realizado o material empleado, ya que el tiempo en que la sala debe estar activa es muy largo y ensayos mal planteados o la utilización de materiales incorrectos pueden llegar a ser destructivos.

Repetitividad. Para que un ensayo del motor pueda ser representativo para cualquier estudio, éste debe repetir los resultados en las mismas condiciones.

Control y estabilidad. Para que los ensayos puedan realizarse con garantía debe poderse controlar las condiciones en las que se desea realizar el ensayo. También se ha de conseguir una estabilidad en el funcionamiento, para que así se repitan los resultados para unas mismas condiciones. Por lo tanto la sala de ensayos debe tener los sistemas necesarios para controlar las condiciones en las que se encuentra el motor.

Seguridad. Aunque en esta clasificación este aspecto ha quedado en último lugar, es necesario comentar que se considera como el aspecto más importante exigible a una sala de ensayos. Por ello se han establecido los suficientes sistemas de seguridad que tienen como misión la parada total o parcial de la sala, así como la extracción de posibles ambientes peligrosos de la sala. Además existe una zona de control que se encuentra fuera de la sala, desde donde el operador controla todas las operaciones.

Descripción del funcionamiento de la instalación. Una sala de ensayos es, principalmente, un sistema abierto de energía y masa, en el que una serie de fluidos con una determinada energía (combustible, aire, refrigerante, aceite, ...) entran y se transforman en otros que salen, siendo el sumatorio de las energías entrantes y salientes igual a cero. Es decir no es más que una balanza energética entre los fluidos que intervienen. Para que tenga lugar esta

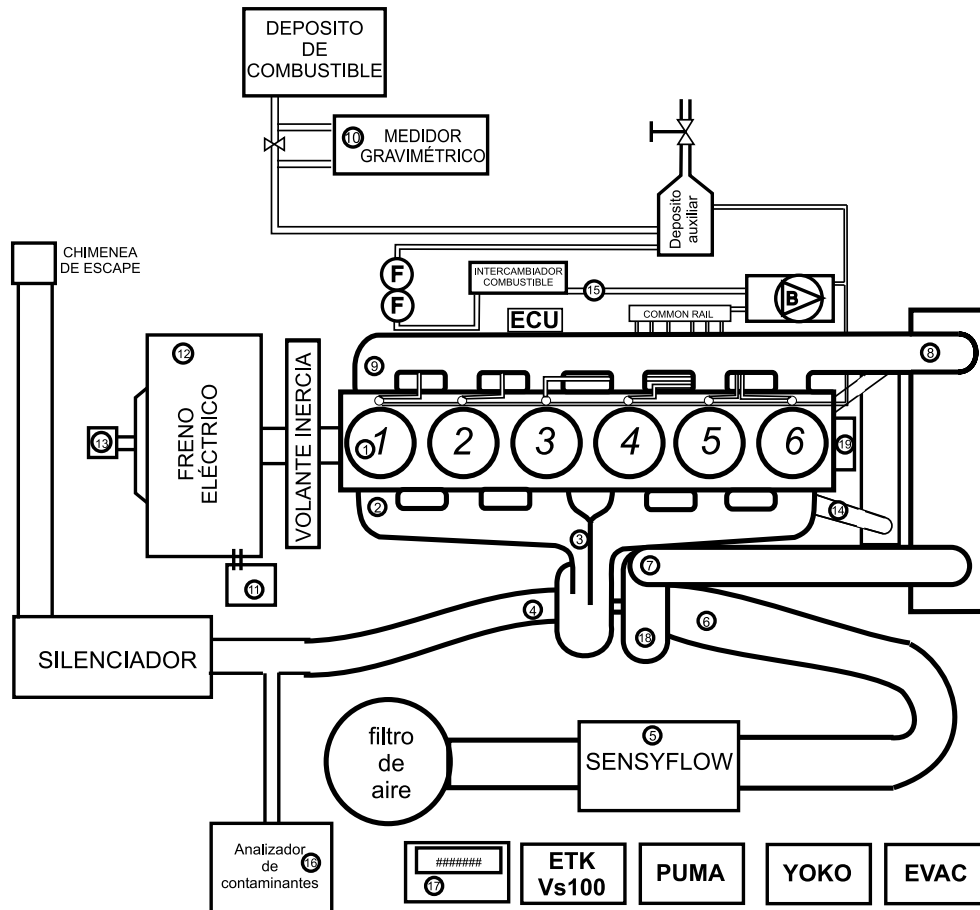


Figura 5.6: Representación de la instalación experimental del motor, puntos y sistemas de medida en el motor.

transformación de forma controlada y sea posible conocer los procesos internos que están teniendo lugar en el interior del motor es necesario instalar una serie de sistemas. Estos sistemas se encuentran enumerados en la figura 5.5.

La figura 5.6 representa el motor referencia sobre el cual se ha realizado el estudio. Como se ha comentado con anterioridad el banco de ensayo de motor dispone de la suficiente flexibilidad para que puedan ser montados los diferentes sistemas de EGR analizados en este estudio. En la sección 5.5 se representan las figuras que muestran las modificaciones realizadas en la instalación experimental para la realización de los diferentes ensayos del motor con EGR, secciones 5.5.2 y 5.5.3.

Posteriormente, en la tabla 5.1 se definen los sistemas de control y adquisi-

ción de datos más importantes en cada uno de los puntos de medida indicados en la figura 5.6.

Punto	Sensor/Sistema	Variable medida/ Función
1	Transductor Piezoeléctrico Kistler 6061B refrigerado	Presión instantánea en cilindro
2.1	Transductor Piezorresistivo Kistler 4045 A5	Presión instantánea escape
2.2	Termopar tipo K	Temperatura media en el escape
2.3	Transductor Piezorresistivo Kistler 4045 A5	Presión instantánea entrada turbina
3.1	Termopar tipo K	Temperatura media entrada turbina
3.2	Termopar tipo K	Temperatura media de la pared del colector de escape
3.3	Transductor de presión	Presión media entrada turbina
4.1	Transductor Piezorresistivo Kistler 4045 A5	Presión instantánea salida turbina
4.2	Termopar tipo K	Temperatura media salida turbina
4.3	Transductor de presión	Presión media salida turbina
5	Sensyflow de placa caliente	Gasto másico de aire en la admisión
6.1	Termorresistencia Pt100	Temperatura entrada al compresor
6.2	Transductor de presión	Presión media entrada al compresor
7.1	Termorresistencia Pt100	Temperatura entrada al compresor
7.2	Transductor de presión	Presión media salida compresor
8.1	Termorresistencia Pt100	Temperatura salida intercooler
8.2	Transductor de presión	Presión media a la salida del intercooler
8.3	Transductor Piezorresistivo Kistler 4045 A5	Presión instantánea a la salida del intercooler
9.1	Termorresistencia Pt100	Temperatura colector de admisión

Tabla 5.1: Puntos de medida en la instalación experimental y elementos de la instalación.

Punto	Sensor/Sistema	Variable medida/ Función
9.2	Transductor de presión	Presión media en el colector de admisión
9.3	Transductor Piezorresistivo Kistler 4045 A5	Presión instantánea en el colector de admisión, entrada del cilindro
10	Balanza gravimétrica	Consumo másico de combustible
11	Célula de carga	Par efectivo suministrado por el motor
12	Freno eléctrico	Par efectivo suministrado por el motor y régimen de giro del motor
13	Totalizador	Contador de vueltas del motor
14	Termorresistencia Pt100	Temperatura del líquido refrigerante
15	Termorresistencia Pt100	Temperatura del combustible
16.1	Opacímetro AVL415	Opacidad de los gases de escape
16.2	Analizador de contaminantes HORIBA MEXA-7100DEGR	Análisis químico de los gases de escape, concentración de CO , CO_2 , NO , NO_2 , HC , O_2 y EGR
17	Estación meteorológica	Presión ambiente, Temperatura ambiente y Humedad relativa
18	Transductor inductivo Vibrometer TQ-101	Régimen del turbocompresor
19	Codificador angular AVL	Posición angular del cigüeñal y Régimen del motor
S/N	Manómetro	Presión de aceite de lubricación
S/N	Termorresistencia	Temperatura del aceite

SISTEMAS

PUMA	Sistema AVL-PUMA (100Hz)	Sistema de control de la sala de ensayos y del motor. Sistema de adquisición de variables medias del motor
ECU	Engine Control Unit	Unidad de control del motor
ETK	Sistema de acceso a la ECU	

Tabla 5.1: Puntos de medida en la instalación experimental y elementos de la instalación.

Punto	Sensor/Sistema	Variable medida/ Función
VS100	Programa de acceso a la ECU	Sistema de control de la inyección. Adquisición de variables internas de control de la ECU
YOKO	YOKOGAWA DL708E	Sistema de adquisición de variables instantáneas del motor. En función del tiempo o en función del ángulo de giro del cigüeñal
EVAC	Equipo Versátil de Adquisición y Control	Sistema desarrollado por el DMMT para la adquisición y control en tiempo real de parámetros instantáneos tanto del motor como de los sistemas acoplados a éste
F	Filtros de combustible	
B	Bomba de combustible	
	Depósito de combustible	
	Depósito auxiliar de combustible	
	Common rail	Sistema de Inyección
	Chimenea de los gases de Escape	
	Filtro del aire de admisión	
	Volante de inercia del motor	

Tabla 5.1: *Puntos de medida en la instalación experimental y elementos de la instalación.*

De la instalación representada en la figura 5.6 se han podido determinar perfectamente de manera práctica todas y cada una de las condiciones de funcionamiento del motor cuando está instalado en un vehículo.

Los parámetros básicos que se registran durante un ensayo en banco motor son los siguientes: el par, régimen de giro, consumo de combustible, gasto de

aire, temperatura de los fluidos operantes, y las condiciones ambientales de la prueba.

Además se miden otros parámetros importantes para el análisis de los fenómenos que se están dando en el interior del MCIA, la tabla 5.1 enumera cuales son estos parámetros. Con el procesado de las medidas tomadas se puede hacer diferentes análisis de funcionamiento: Por ejemplo la presión en el cilindro, nos permite realizar un análisis de la combustión, o bien con la presión y temperatura de admisión y el gasto de aire de admisión se puede hacer un análisis del rendimiento volumétrico que tiene el motor en cada punto de funcionamiento. Al tratarse de un motor sobrealimentado, se toman medidas del régimen de giro del turbocompresor, de las presiones y de las temperaturas antes y después del compresor y de la turbina, estas mediciones son aprovechadas para el estudio del funcionamiento del turbocompresor. Estos parámetros son de verdadera importancia a la hora de cuantificar el efecto que los gases recirculados tienen sobre el motor.

Como se ha comentado con anterioridad, la instalación dispone de un conjunto de sistemas capaces de controlar (AVL-PUMA) con precisión la temperatura de cada uno de los fluidos que intervienen en el funcionamiento del motor (refrigerante, lubricante, combustible, . . .) para asegurar el correcto funcionamiento del motor y para que las mediciones realizadas puedan repetirse en las mismas condiciones de motor.

5.3. Ensayo de los elementos necesarios para la producción de EGR

Para que en motores turboalimentados de gran cilindrada y con un sistema de sobrealimentación óptimo se pueda recircular gases de escape a la admisión es necesaria la utilización de diferentes elementos, como ya ha quedado justificado en el capítulo 3. La introducción de estos elementos produce distorsión en los fluidos circundantes por el interior del motor, como pérdidas de presión o cambios en la dinámica de los pulsos de presión que viajan por el interior de los conductos que conforman los colectores de admisión o escape.

Por un lado, es necesario conocer el comportamiento por separado de cada uno de los elementos introducidos en el motor para que sea posible su modelización, como queda justificado en el capítulo 4 y por la bibliografía consultada [9, 10].

Por otro lado, estos elementos producen una distorsión en el flujo circulante por el interior de los conductos que conforman los colectores de admisión y

escape del motor, p.e. pérdida de carga en el fluido o cambios en la dinámica de las ondas de presión en el interior de los conductos.

Con el doble objeto expuesto en los párrafos anteriores se han realizado diferentes ensayos sobre los elementos siguientes:

- Venturi de EGR.
- Enfriadores del flujo de EGR.
- Dispositivo de válvula rotativa para el circuito de EGR.
- Dispositivo de láminas para el circuito de EGR.

Debido a las particularidades de los experimentos realizados y a la gran cantidad de ensayos que han sido necesarios para la caracterización de todos elementos, con la intención de mostrar los resultados de una manera ordenada, los siguientes puntos se dedican a la descripción de los experimentos y a poner de manifiesto las conclusiones más relevantes procedentes de los resultados obtenidos, mientras que los resultados más importantes se muestran en los anexos A y B del presente capítulo.

5.3.1. Caracterización del venturi de EGR

En este apartado se describen los ensayos realizados sobre el venturi de EGR instalado en el motor para la producción de EGR. Los experimentos realizados son los siguientes:

- Caracterización del venturi con flujo continuo en Banco de Flujo.
- Caracterización del venturi con flujo pulsante en Banco Motor.
- Respuesta del venturi ante pulsos normalizados en Banco de Impulsos.
- Respuesta del venturi ante pulsos de escape en Banco Motor.

En los siguientes apartados se hace una descripción detallada de los ensayos realizados, y para cada experimento se muestra la tabla de ensayos realizados.

5.3.1.1. Caracterización del venturi con flujo continuo en Banco de Flujo

El principal objetivo de este experimento es la obtención de los coeficientes de pérdidas de presión en el venturi. Los coeficientes buscados son los siguientes:

- Coeficiente de pérdida de presión del venturi completo, con y sin flujo por el tubo lateral.
- Coeficiente de pérdida de presión de la parte convergente del venturi, garganta.
- Coeficiente de pérdida de presión de la entrada del tubo lateral.

Para la obtención de estos parámetros se han realizado tres ensayos diferentes en el Banco de Flujo. En los tres casos se ha realizado el ensayo en aspiración, para que de esta manera el flujo a la entrada este más estabilizado. Los experimentos se han realizado en el banco de flujo representado en la figura 5.1, los esquemas representados a continuación son los que corresponderían a la parte de la instalación donde se instala el elemento a ensayar.

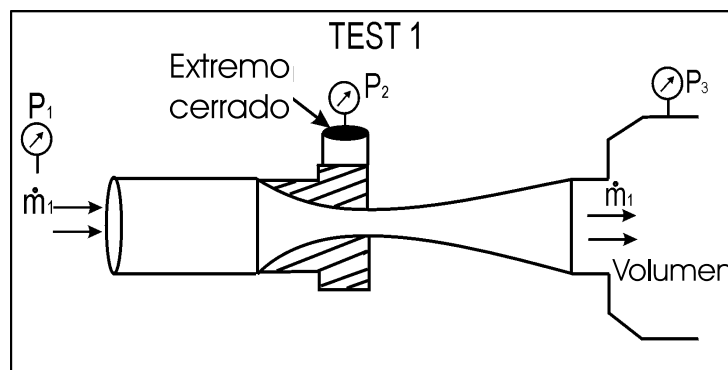


Figura 5.7: Esquema del experimento para la obtención de la pérdida de carga en el venturi. Ensayo en Banco de Flujo..

En la figura 5.7 se muestra un esquema que representa el ensayo con el cual se obtiene: la pérdida de carga del venturi completo sin flujo por el tubo lateral y la pérdida que tiene el venturi en su parte convergente.

Conviene profundizar un poco en la forma en la cual se ha llevado a cabo el calculo de los coeficientes de pérdida de presión en el venturi.

La función de un venturi de EGR es la de reducir la presión en un punto del colector de admisión, permitiendo así la entrada de flujo de gases procedentes del colector de escape, gasto de EGR. Esta caída de la presión en un punto se produce gracias al aumento de la velocidad del fluido en la garganta. En la parte divergente del venturi esta presión se debe recuperar gracias a la deceleración del flujo [9, 10]. Para el cálculo del coeficiente de presión para todo el sistema venturi K_{vent} , se ha tomado la diferencia entre la presión entrante y la presión saliente del venturi. El cálculo de K_{vent} se realiza tal y como dicta la ecuación 5.2.

$$K_{vent} = \frac{\Delta p_{vent}}{1/2 \cdot \rho \cdot c_{ref}^2} = \frac{p_1 - p_3}{1/2 \cdot \rho \cdot c_{ref}^2} \quad (5.2)$$

donde:

c_{ref} Es la velocidad del fluido en la sección de referencia (sección del tubo de entrada).

ρ Densidad media del aire a la entrada y salida del venturi.

Otro caso distinto es el cálculo del coeficiente de la parte convergente del venturi. Según el funcionamiento de un venturi, la menor presión a la cual se puede llegar en la garganta de un venturi es a la que se llegaría siguiendo una evolución isentrópica, en el caso que no se produzcan irreversibilidades en el proceso de expansión del fluido.

$$\frac{T_0}{T_1} = \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_1 = T_0 \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5.3)$$

$$h_1 = h_{10} = h_{00} \Rightarrow \int_0^{T_0} c_p dT + \frac{c_0^2}{2} = \int_0^{T_1} c_p dT + \frac{c_1^2}{2} \Rightarrow \quad (5.4)$$

$$\Rightarrow c_1 = \sqrt{\left[\bar{c}_p (T_0 - T_1) + \frac{c_0^2}{2} \right] \cdot 2}$$

$$\rho_i = \frac{p_i}{R \cdot T_i} \quad \text{y} \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_0 \quad (5.5)$$

$$\dot{m}_i = \rho_i \cdot c_i \cdot F_i$$

Considerando al aire gas ideal se puede calcular una expansión isoentrópica entre la entrada al venturi, punto 0, y la garganta de éste, punto 1. Mediante un proceso iterativo con las ecuaciones 5.3, 5.4 y 5.5 se puede obtener la presión a la se llegaría para una expansión teórica en la garganta del venturi, p_{teor} .

Por lo tanto, la diferencia entre la presión teórica en un proceso isentrópico y la presión medida será la pérdida de presión que se ha dado entre la entrada al venturi hasta la garganta de éste. Según la ecuación 5.6 se obtiene el coeficiente de pérdida de presión en la garganta del venturi.

$$K_{g \text{ arg}} = \frac{P_{\text{real}} - P_{\text{teórica}}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_{\text{ref}}^2} \quad (5.6)$$

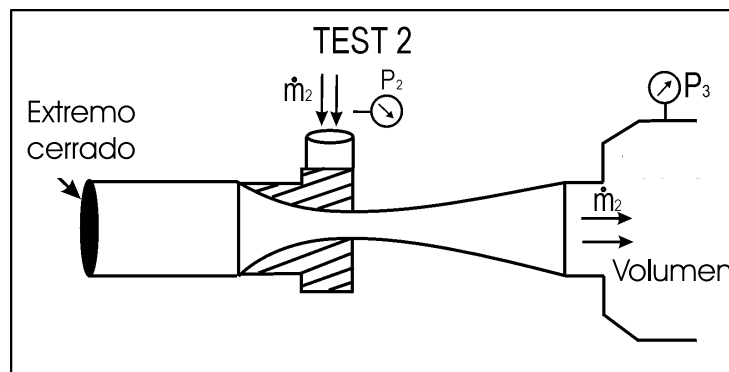


Figura 5.8: Esquema del experimento para la obtención de la pérdida de carga del flujo lateral. Ensayo en Banco de Flujo.

En la figura 5.8 se muestra un esquema que representa el ensayo con el cual se obtiene la pérdida de carga que se produce en el flujo procedente del tubo lateral.

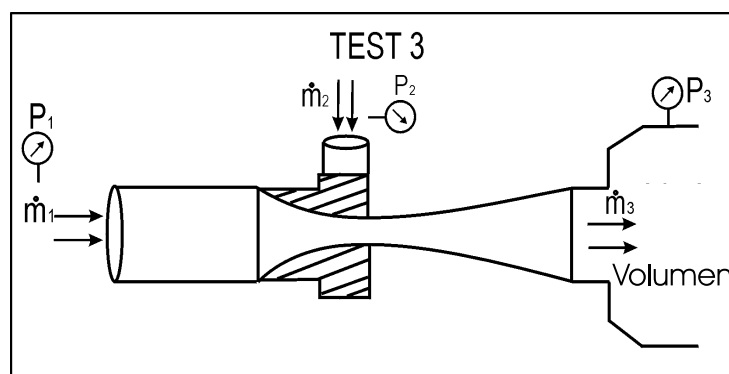


Figura 5.9: Esquema del experimento para la obtención de la pérdida de carga del venturi con flujo en el tubo lateral. Ensayo en Banco de Flujo.

Por último en la figura 5.9 se presenta un esquema del experimento con el que se obtiene la pérdida de carga del venturi completo con flujo por el tubo lateral. El porcentaje de flujo que pasa por el tubo lateral se controla con una válvula instalada en este tubo.

El cuadro 5.2 muestra la tabla de ensayos realizada con el objetivo de obtener los parámetros característicos del venturi en flujo estacionario.

Parámetro característico del venturi	Ensayo
Presión en garganta obtenida	1 y 3
Gasto másico principal máximo trasegado	1 y 3
Gasto másico máximo trasegado por el tubo lateral	2 y 3
Número de Mach en garganta	1 y 3
Pérdida de presión total en el venturi	1 y 3
Coefficiente de pérdida de presión en el venturi, K_{vent}	1 y 3
Pérdida de presión en garganta	1
Coefficiente de pérdida de presión en garganta, K_{garg}	1
Pérdida de presión producida por el gasto del tubo lateral	2 y 3
Coefficiente de pérdida de presión producida por el gasto de EGR, K_{EGR}	2

Tabla 5.2: Parámetros obtenidos del ensayo del venturi en el banco de flujo.

Se observa del análisis del citado cuadro que para el conocimiento de algunos parámetros ha sido necesario la combinación de los resultados de dos ensayos diferentes realizados en el banco de flujo, p.e. para la obtención de la pérdida de carga producida en la garganta del venturi es necesario el ensayo 1 y 3, para que de esta forma se obtenga la influencia del flujo lateral sobre este coeficiente de pérdida de presión.

Por supuesto, en cada uno de los ensayos se ha trasegado diferentes valores de flujo másico de aire, tal y como muestran los resultados mostrados en el Anexo A¹. Los resultados muestran que el coeficiente de pérdida de presión del venturi es prácticamente constante para los números de Mach en los cuales va a trabajar el venturi una vez instalado en el motor.

¹Anexo A. Resultados de la caracterización del venturi de EGR.

5.3.1.2. Caracterización del venturi con flujo pulsante en Banco Motor

El venturi de EGR no va a estar trabajando con flujo continuo cuando este instalado en un motor, debido a que el flujo en aspiración del motor lo marca la apertura y el cierre de las válvulas de aspiración de los cilindros. Este comportamiento discontinuo influye en la pérdida de presión, que se produce en el venturi, tal y como constatan los autores [9, 10]. Para la obtención de los coeficientes de pérdida de presión se han realizados ensayos en el banco motor, figura 5.6, con el venturi instalado en el motor, y éste con el tubo lateral cerrado, para que de esta forma no influya el flujo lateral sobre la pérdida de presión que produzca el venturi de forma independiente. En estos ensayos se ha medido la presión en la entrada del venturi, la presión a la salida y la presión en la garganta. La figura 5.10 muestra un esquema de este experimento.

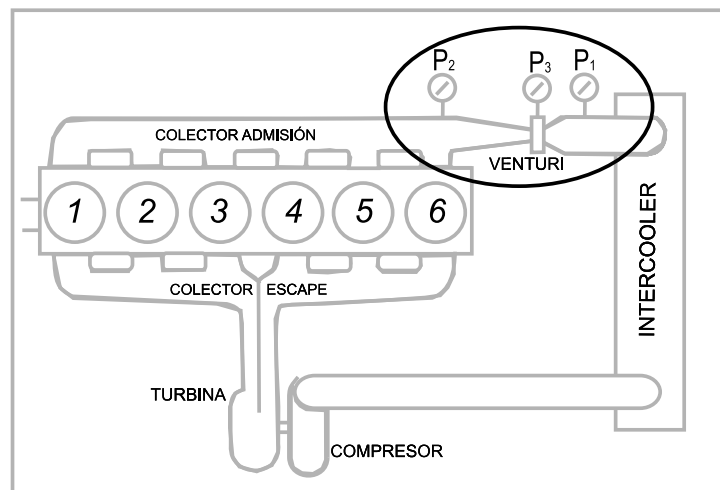


Figura 5.10: Esquema del experimento para la obtención de la pérdida de carga del venturi en funcionamiento en motor. Ensayo en banco motor.

En el esquema se observa donde se tomaron las medidas de presión, para ser capaces de evaluar la pérdida de carga para todo el venturi y para la parte convergente, en la garganta. En este experimento también se puede cuantificar cual es la depresión en la garganta del venturi. Por lo tanto, la presión que debe vencer el fluido que se recircula en el motor.

Los resultados del experimento se muestran en el Anexo A del presente capítulo. Y como principal conclusión se obtiene que el venturi tiene un

coeficiente de pérdidas de presión acorde con los resultados obtenidos en el experimento realizado en banco de flujo y este coeficiente de pérdidas es prácticamente constante.

En el Anexo A se muestra también la evolución de la presión instantánea medida en la garganta del venturi comparando su evolución con la presión medida en el colector de admisión. La comparación de estas dos presiones nos confirma el comportamiento activo del venturi instalado en motor, lo que justifica el experimento descrito a continuación.

5.3.1.3. Respuesta del venturi ante pulsos normalizados en Banco de Impulsos

Con los experimentos expuestos hasta el momento, es posible la obtención de los parámetros de pérdidas de presión del venturi de EGR, pero es imposible conocer su comportamiento ante pulsos de presión así como la respuesta dinámica que el venturi tiene ante esta clase de perturbación y por lo tanto, la dinámica de ondas de presión que el venturi introduce en el motor.

Con el objetivo de obtener la respuesta del venturi ante pulsos de presión se ha diseñado un experimento que engloba al Banco de Flujo estacionario y al Banco de Impulsos, figuras 5.1 y 5.3 respectivamente [9, 10].

Este experimento diseñado ofrece la posibilidad de someter al venturi a pulsos de presión normalizados procedentes del Banco de Impulsos, a la vez que se le hace pasar un flujo totalmente controlado producido por el Banco de Flujo. Para el ensayo se han utilizado dos captadores de presión piezorresistivos para la medida instantánea de la presión a la entrada y a la salida de la dirección principal del venturi; dos captadores de presión piezoeléctricos para la medida del pulso de presión en el tubo lateral (banco de impulsos) y presión a la entrada lateral del venturi; y por último, dos sensores de flujo del tipo placa caliente (Sensyflows DN80) para la medida instantánea del gasto principal entrante y saliente del venturi.

Los parámetros más importantes medidos durante los ensayos son las que se enumeran a continuación.

P_1 Presión del pulso incidente. Captador piezoeléctrico.

P_2 Presión tubo lateral del venturi. Captador piezoeléctrico.

P_3 Presión entrante del tubo principal. Captador piezorresistivo.

P_4 Presión saliente del tubo principal. Captador piezorresistivo.

\dot{m}_1 Gasto másico entrante al venturi por tubo principal. Sensyflow DN80.

\dot{m}_2 Gasto másico saliente del venturi por tubo principal. Sensyflow DN80.

En la figura 5.11 se muestra la configuración de las instalaciones utilizadas para la realización de este experimento. En este esquema se muestran los puntos y las variables las cuales han sido medidas instantáneamente durante el ensayo.

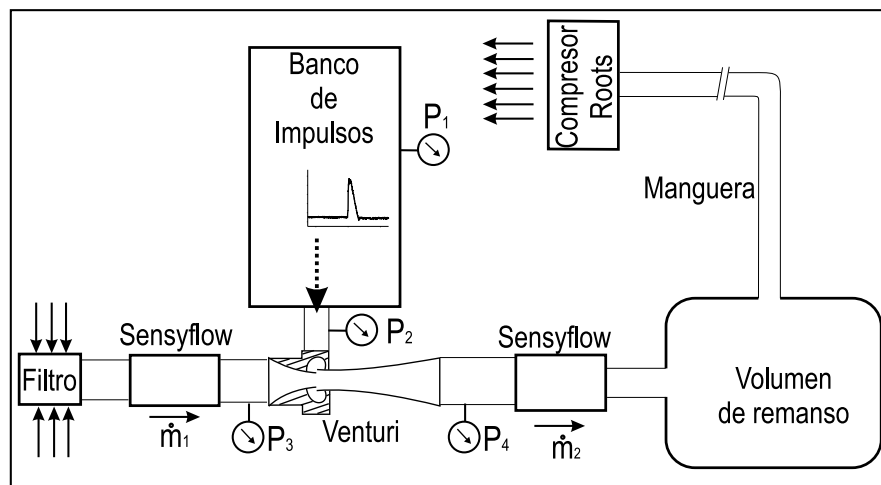


Figura 5.11: Esquema del experimento diseñado para la caracterización de la dinámica de un venturi.

Ha sido necesario definir un plan de ensayos para que los resultados que se obtienen sean representativos para un amplio rango de funcionamiento del venturi en motor. Las presiones a las que se encuentra el depósito del banco de impulsos (5.5 bar ó 8.2 bar); y el gasto medio² que pasa por la entrada principal del venturi cuando se le somete a un pulso de presión se hace variar desde los 200 Kg/h hasta 650 Kg/h.

La metodología para el cálculo de la reflejada es la misma que se usa para el ensayo y caracterización de los tubos de escape de motor en banco de impulsos. Así el proceso seguido ha sido el siguiente:

- Ensayo del venturi sometido a pulsos de presión. Medición del pulso total.
 - Ensayo *sin flujo constante entrante por el tubo lateral*.

²Se llega hasta 650 Kg/h debido que es el gasto másico máximo que puede proporcionar la instalación en este experimento.

- *Ensayo con flujo constante entrante por el tubo lateral.*
- Ensayo del tubo que se conecta al extremo lateral del venturi. Medición del pulso incidente.
 - *Ensayo sin flujo constante entrante por el tubo lateral.*
 - *Ensayo con flujo constante entrante por el tubo lateral.*

Para cada uno de los ensayos ha sido necesario repetir el pulso 5 veces para el posterior procesado de las ondas reflejadas. De este modo se tiene mayor probabilidad de encontrar un pulso similar a la hora de ensayar el tubo que se conecta a la entrada lateral. Con la instalación que se muestra en la figura 5.12 se han medido 10 pulsos para cada uno de los gastos de venturi con el objeto de obtener pulsos válidos para el cálculo de la onda reflejada.

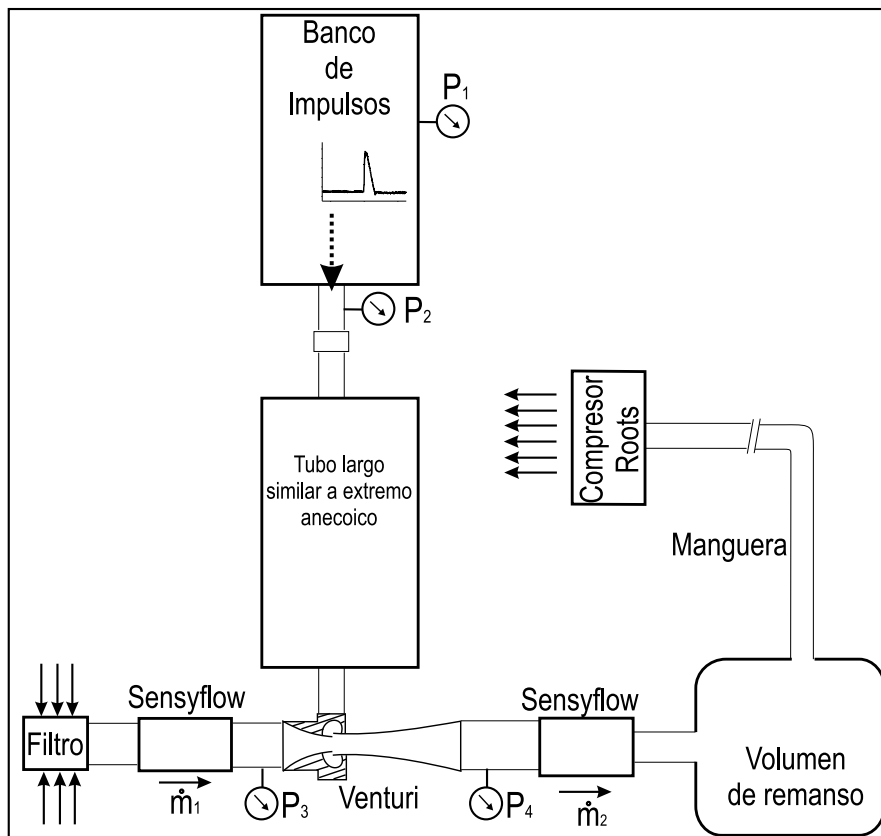


Figura 5.12: Esquema del experimento diseñado para la caracterización del pulso incidente en la dinámica de un venturi.

Los resultados mostrados en el Anexo A revelan un interesante comportamiento del venturi de EGR ante pulsos de presión. Del experimento se observa un cambio de la respuesta del venturi en función del gasto másico que atraviesa la garganta del venturi. Este peculiar comportamiento se puede explicar de la siguiente forma.

Cuando el venturi trasiega un gasto reducido, la respuesta del venturi es similar a la de un extremo abierto y cuando el gasto másico aumenta la respuesta del venturi cambia hasta convertirse en una respuesta similar a un extremo cerrado. Este cambio de comportamiento se debe a los cambios de presión de la garganta del venturi. Cuando el venturi trasiega un gasto elevado la reducción de presión en la garganta es grande, si se le somete a la garganta a un pulso de presión, éste viene acompañado de un flujo de masa por el tubo lateral, este gasto actúa como un tapón en la entrada principal del venturi frenando el gasto que trasiega y por lo tanto elevando la presión en la garganta. Esta elevación de la presión se traduce desde el punto de vista del tubo lateral como una respuesta del tipo extremo cerrado ante el pulso de presión incidente.

Mediante el correcto ajuste de los coeficientes de descarga del depósito que hace las funciones de venturi es posible obtener el mismo comportamiento con el modelo propuesto de venturi en el capítulo 4, tal y como muestra la bibliografía [9].

Esta peculiar respuesta del venturi ante pulsos de presión implica que es necesario estudiar el comportamiento de éste ante pulsos de presión provocados por el escape de los cilindros del motor. Y por lo tanto, ajustar el comportamiento del venturi una vez se instala en el circuito de EGR.

5.3.1.4. Respuesta del venturi ante pulsos de escape en Banco Motor

Una vez que se tiene caracterizados todos los parámetros que, a priori, van a influir en la respuesta de este elemento, se debe ensayar el motor con el venturi instalado y medir las presiones y los gastos que trasiega el venturi en funcionamiento real, para que de esta forma se obtenga la interacción del mismo sobre el funcionamiento real del motor.

El objetivo de estos ensayos es doble, por un lado se obtienen las variables de motor características necesarias para la modelización del motor con un sistema de EGR instalado, y por otro lado, se mide la respuesta del venturi ante perturbaciones reales de funcionamiento del motor.

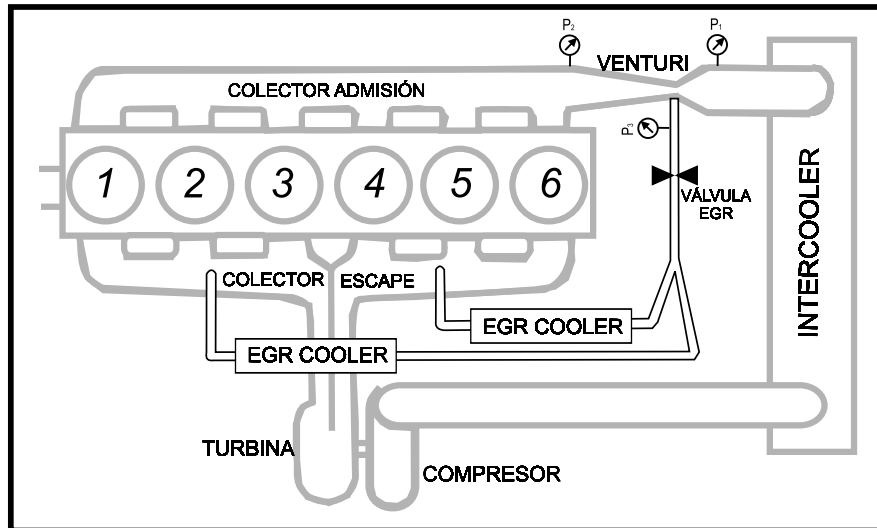


Figura 5.13: Esquema de la instalación de banco motor para la obtención de la respuesta del venturi..

La figura 5.13 muestra un esquema de la instalación y los puntos donde se han colocado los captadores de presión y de gasto, los cuales se usan para un ajuste del modelo expuesto en el capítulo 4.

La principal ventaja que tiene este proceso de ensayo y posterior ajuste del motor, es el hecho de que, una vez el modelo este ajustado, se puede obtener parámetros muy difíciles de medir directamente en un ensayo, como p.e. la temperatura instantánea y el número de Mach en la garganta del venturi, u otros tan importantes para el funcionamiento del motor y para el objeto de este documento como son, el gasto instantáneo de EGR.

De todas las medidas tomadas en un ensayo de motor con EGR, tabla 5.1, para el análisis del venturi se han utilizado sobre todo las indicadas en la figura 5.13 y por supuesto el gasto másico de aire circulante por la admisión del motor.

Los resultados obtenidos del ensayo descrito dependen sobre todo de la estrategia elegida para obtener recirculación de los gases de escape. De esta forma, cuando se utiliza la estrategia de compensación de presiones los pulsos a los que se somete el venturi son de amplitud menor y longitud mayor que los pulsos a los que se ve sometido el venturi cuando se instala una estrategia de aprovechamiento de los pulsos de escape. En el Anexo A del presente capítulo se muestra como ejemplo la dinámica de presión del venturi mediante la ayuda

de resultados medidos directamente sobre el venturi montado en el motor.

Es importante remarcar que para el modelado del motor no sólo se ajustan los valores de presión instantánea y de gasto, sino que valores tan importantes como %EGR realizado o el régimen del turbogrupo [6, 9, 11, 12], son medidas en todos los ensayos realizados con el motor y ajustadas posteriormente con el modelo. Por lo tanto, los resultados que nos proporciona el modelo³ son tan válidos como los resultados medidos. Así, los resultados expuestos en el Anexo A del presente capítulo proceden de la medición directa del venturi.

5.3.2. Caracterización de los enfriadores de EGR

El análisis del efecto sobre el motor de los enfriadores de EGR es interesante básicamente desde dos puntos de vista, desde el punto de vista de la pérdida de carga que producen en el circuito de EGR y desde el punto de vista de la eficacia en el enfriamiento de los gases recirculados [13].

La función de los enfriadores de EGR se resume en enfriar los gases de escape recirculados evitando de esta forma una elevada temperatura en el colector de admisión y de este modo no se reduzca el rendimiento volumétrico del motor.

Por lo tanto, los ensayos de este elemento deben estar dirigidos a la cuantificación del efecto que se tiene sobre el rendimiento volumétrico del motor y sobre la cantidad de energía que se le está quitando a los gases de escape, o lo que es lo mismo, conocer la eficacia de este intercambiador de calor. Por otro lado, la obtención de la pérdida de carga que produce este intercambiador es interesante para conocer la energía en forma de presión que se pierde por la introducción de este elemento en el motor.

Los enfriadores de EGR se han ensayado en dos instalaciones de las descritas con anterioridad, en el banco de flujo y en el banco motor. En primer lugar se ensayo en banco de flujo estacionario, apartado 5.2.1, donde se obtuvo el coeficiente de pérdida de presión que produce y la eficacia en el intercambio de calor en flujo estacionario. Y en segundo lugar, se obtuvieron los mismos parámetros en el banco motor⁴ para que de esta forma obtener la pérdida de carga y la eficacia del intercambiador en condiciones reales de funcionamiento.

³Como se ha comentado en el capítulo 4 y en el presente, una de las funciones del modelo en la capacidad de proporcionar resultados de variables en condiciones las cuales serían de muy difícil medida. De esta forma el modelo (una vez ajustado) se convierte en una herramienta importante para la comprensión de los fenómenos producidos en el interior del motor.

⁴El ensayo de los enfriadores de EGR se ha realizado a la vez que se ensayan las diferentes estrategias de EGR, explicadas en el apartado 5.4 del presente capítulo.

Los ensayos para la obtención de la pérdida de carga en los intercambiadores de calor son similares a los realizados sobre el venturi.

Los resultados muestran que el enfriador de EGR compuesto por 8 tubos de un diámetro de 10 mm y con una longitud de 0.5 m tiene un coeficiente de pérdidas de presión equivalente a la pérdida de presión debidas a la fricción de un tubo cualquiera del circuito de EGR.

Los resultados muestran que el caudal necesario para enfriar el EGR hasta una temperatura de 200°C es necesario destinar un 10% del líquido refrigerante del motor en el punto más crítico. Este resultado nos indica que el intercambiador tiene una eficacia adecuada para el correcto funcionamiento del motor cuando éste recircula gases de escape.

5.3.3. Caracterización de las válvulas anti-retorno de EGR

Otro de los elementos importantes a la hora de caracterizar los flujos en el circuito de EGR son las válvulas anti-retorno del circuito de EGR. Una válvula anti-retorno se consigue con la apertura y cierre de un sistema de láminas.

Estas láminas se abren gracias a la presión a las cuales se le somete aguas arriba y por lo tanto se comportan como un extremo abierto con un determinado coeficiente de descarga, cuando la presión aguas abajo de las láminas es mayor la lámina se cierra comportándose como un extremo cerrado, e impidiendo el paso del flujo a su través. Para poder modelizar correctamente el comportamiento de este sistema es necesario conocer su coeficiente de descarga, tal y como se ha explicado en el apartado 4.1.3.1 del capítulo anterior. Para la obtención de los coeficientes de descarga de las láminas se ha realizado una serie de ensayos en banco de flujo.

Un esquema de los ensayos realizados se representa en la figura 5.14. El experimento se ha realizado tanto con flujo directo como con flujo inverso para la comprobación del cierre hermético y la permeabilidad de este tipo de válvulas con sentido inverso del flujo. Del ensayo en banco de flujo se obtiene el coeficiente de descarga de la válvula anti-retorno. Parámetro importante a la hora de modelizar el funcionamiento de las láminas.

La figura 5.35 del anexo B muestra los resultados del ensayo descrito, la evolución del coeficiente de descarga de la caja de láminas es creciente conforme se aumenta el gasto másico que la atraviesa, esto se debe a que conforme aumenta el gasto la diferencia de presiones aguas arriba y aguas abajo es mayor, lo que provoca que la apertura de las láminas sea mayor y por lo tanto su sección efectiva aumentará.

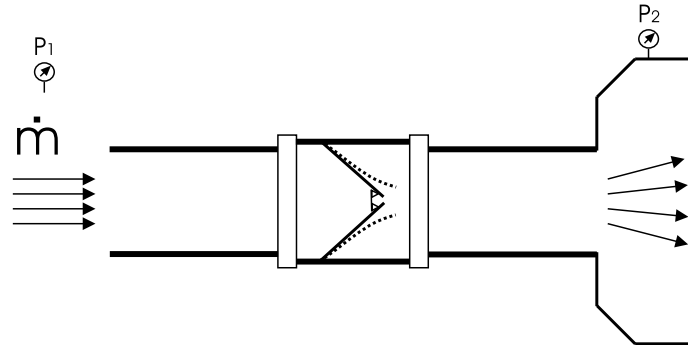


Figura 5.14: Esquema del experimento diseñado para la caracterización del coeficiente de descarga de la caja de láminas del circuito de EGR. Ensayo de aspiración.

Sin embargo, los valores obtenidos en régimen estacionario no son aplicables al caso en que las válvulas estén conectadas en el circuito de EGR debido al carácter pulsante del flujo. Por lo tanto se han realizado ensayos de caracterización de las válvulas anti-retorno sobre el motor, midiendo la evolución instantánea de la presión a la entrada y a la salida de las mismas, comprobando de esta forma, el comportamiento de éstas una vez instaladas en el circuito de EGR. Un esquema de este ensayo se muestra en la figura 5.18 del apartado 5.4.3. Mediante la medición de las presiones instantáneas aguas arriba y aguas abajo de la válvula anti-retorno es posible determinar el instante de apertura y cierre de las láminas.

Se obtiene de los resultados de este ensayo que las láminas funcionan correctamente y no afectan los fenómenos de inercia y retraso de apertura, comentados en el capítulo 3, que perjudicarían su funcionamiento. La evolución de estas presiones instantáneas se muestra en la figura 5.36 del Anexo B.

5.3.4. Caracterización de la válvula rotativa para la producción de EGR

Al igual que las láminas es necesario la caracterización de la válvula rotativa para el correcto conocimiento de los fenómenos que tienen lugar en el motor cuando se utiliza esta estrategia para producir EGR. Como se comentó en el capítulo 3 el disco que utiliza la válvula rotativa puede tomar diferentes geometrías y por lo tanto el coeficiente de descarga depende de la geometría que se haya adoptado como la idónea y por supuesto del gasto que lo atraviese.

Se han realizado ensayos para la obtención del coeficiente de descarga de la válvula rotativa en banco de flujo. El esquema de estos ensayos es similar al de

los ensayos realizados sobre la caja de láminas. En estos ensayos se mantiene la posición angular del disco rotativo y por lo tanto el área de paso y se hace circular el máximo de gasto que pueda atravesar esa sección, con ese gasto se calcula el área efectiva y el coeficiente de descarga para esa posición. Este proceso se repite para cada una de las posiciones angulares que pueda tomar la válvula rotativa en el motor.

Los resultados muestran que el coeficiente de descarga aumenta conforme aumenta la apertura del disco hasta llegar a su apertura máxima disminuyendo el coeficiente de descarga con la misma pendiente cuando el disco comienza a cerrar.

Por otro lado, se deduce de los experimentos realizados sobre el motor que el desfase angular con el que abre la válvula rotativa respecto al giro del motor influye de manera importante sobre el %EGR capaz de realizar esta estrategia. El esquema del experimento de caracterización de la válvula rotativa una vez montada en el motor se muestra en el apartado 5.4.2.

La dinámica de ondas que introduce este elemento una vez se ha instalado en el motor es la que introduce una válvula que abre y cierra según sea la posición del cigüeñal. En el caso de que la apertura de la válvula rotativa coincida con un pulso de presión, este se verá disminuido desde el punto de vista del escape a la vez que se introduce este pulso en la admisión y por lo tanto en el venturi de EGR.

5.4. Ensayo de las estrategias de EGR

En este apartado se exponen los resultados medios obtenidos tras el ensayo de las tres estrategias de EGR consideradas válidas para el motor sujeto a estudio. Cada una de las estrategias introduce efectos de muy diferente índole, estos efectos son debidos al diferente comportamiento de los elementos necesarios para cada estrategia.

No es objetivo de estos ensayos obtener el efecto que introduce el EGR sobre el motor, debido a que cada estrategia introduce efectos muy diferentes, el principal objetivo es obtener la combinación de parámetros óptima para la obtención de un motor que cumpla las limitaciones de emisiones de EURO 4.

Mediante la utilización de los resultados obtenidos del modelado de las diferentes estrategias de EGR y una vez dispuesta la instalación experimental para la producción de EGR, se han efectuado una serie de ensayos cuyo objetivo es la determinación de las cantidades de EGR óptimas para cada punto

así como los valores de la presión y ángulo de inyección. Los parámetros que se han variado en el estudio experimental efectuado han sido tres:

- Presión de inyección. P_{INY} .
- Punto de inyección. SOI⁵.
- Proporción de gases de escape recirculados. %EGR

Dichos parámetros han sido variados en cada uno de los puntos que determina el ciclo de 13 modos ESC⁶.

Una vez realizados los ensayos paramétricos, la información resultante es tratada con objeto de obtener las condiciones de presión, calado y EGR de cada punto, de manera que el resultado correspondiente al test ESC presente unos niveles de NOx inferiores al límite establecido (que en nuestro caso es de 4.1 g/kWh). Los resultados mostrados son los mejores de cada estrategia tras el proceso de optimización anteriormente explicado. Los criterios seguidos para la optimización de las estrategias han sido de carácter energético (consumo específico, potencia, par efectivo, ...) y de emisión de contaminantes (humos y sobre todo emisión de NOx), por lo tanto el %EGR capaz de realizar en cada una de las estrategias es un parámetro importante a la hora de producir menos contaminantes, siempre teniendo en cuenta el límite de emisiones del tipo humos. De entre todas las configuraciones posibles, se elige aquella con la que se obtiene un consumo específico menor.

Es importante comentar que para llegar al óptimo de cada una de las estrategias ha sido necesaria la ayuda del modelo y de su correcto ajuste con los resultados obtenidos de los ensayos preliminares del motor. El modelo nos proporciona la posibilidad de variar parámetros geométricos de manera que no sea necesaria la fabricación, instalación y ensayo de diferentes circuitos sobre el motor. Este proceso ya quedó explicado en el capítulo 4. Los resultados (tanto de modelado como de ensayo) obtenidos durante este proceso no se muestran debido a la gran cantidad de información que supondría su exposición.

5.4.1. Ensayo de la estrategia de compensación de presiones P2A-P3

La configuración que toma el motor con esta estrategia para la realización de EGR está esquematizada en la figura 5.15. El motor ha sido ensayado en el

⁵SOI viene del inglés "Start Of Injection".

⁶El punto correspondiente al relentí del motor no se ha considerado en el proceso de optimización.

banco motor anteriormente descrito para diferentes puntos de funcionamiento y para diferentes niveles de EGR. La tabla 5.3 muestra los valores de EGR así como las emisiones y el consumo específico producidos para la combinación óptima de parámetros de inyección y de %EGR. Aplicando los pesos que dicta la norma EURO 4 para el ensayo ESC de 13 modos a los valores representados en la tabla 5.3 se obtienen los siguientes valores globales del motor sujeto a esta estrategia de EGR.

- NO_x..... 4.095 g/kWh
- Opacidad. 0.115 g/kWh
- G_{esp} 204.18 g/kWh

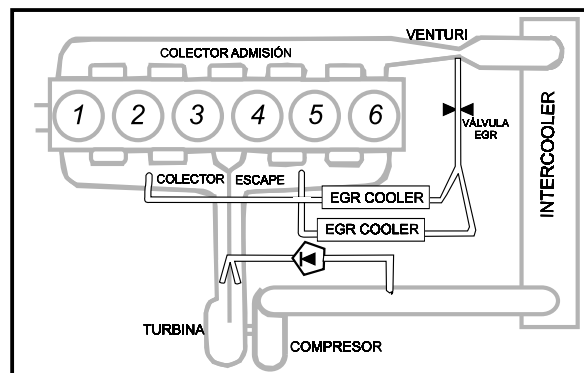


Figura 5.15: Configuración final del motor con circuito de EGR y circuito de compensación de presiones.

Con los cuales se consiguen los objetivos propuestos en cuanto a las emisiones de NO_x y humos. Además, el consumo específico es muy bueno para el tipo de motor que se trata. Sin embargo, si se analizan de manera particular las emisiones de humos, se observa que, en los puntos a medio-alto régimen y baja carga, los valores obtenidos son elevados (> 0.2 g/kWh), esto se debe al alto porcentaje de EGR que es necesario realizar en esos puntos de funcionamiento. Para cumplir con el objetivo global de emisiones de NO_x se realiza un alto %EGR en puntos de baja carga y alto régimen porque con esta estrategia no es posible aumentar el %EGR para puntos de alta carga. Esta es la mayor de las limitaciones que presenta esta estrategia para la realización de EGR.

Régimen LOAD	SOI °	P_{INY} (bar)	EGR (%)	NOx (g/kWh)	Opacidad (g/kWh)	G_{esp} (g/kWh)
1200/100 %	8	700	2.83	7.50	0.062	198.1
1200/75 %	3	700	4.84	5.92	0.019	203.2
1200/50 %	3.5	1100	11.46	4.69	0.08	203.8
1200/25 %	8	1000	27.61	2.91	0.027	205.6
1500/100 %	6	1100	11.17	4.08	0.052	202.3
1500/75 %	10	800	12.19	3.79	0.114	199.6
1500/50 %	6.5	800	14.75	3.59	0.17	206.2
1500/25 %	6.5	1000	25.74	2.61	0.23	217.7
1800/100 %	9	1300	16.22	2.96	0.068	204.9
1800/75 %	9.5	1200	16.60	3.39	0.140	203.7
1800/50 %	6.5	1200	19.13	2.62	0.5	214
1800/25 %	12.5	800	25.82	3.68	0.23	221.7

Tabla 5.3: Optimización de los parámetros de inyección y del %EGR para la estrategia de EGR con circuito de compensación de presiones P2A–P3.

5.4.2. Ensayo del circuito de EGR con válvula rotativa

En este apartado se exponen los resultados de la optimización de los parámetros de inyección y magnitudes geométricas del motor con circuito de EGR con válvula rotativa.

Como en el caso anterior las dimensiones del circuito de EGR se han obtenido gracias a un modelado exhaustivo del motor con diferentes circuitos de EGR y diferentes ángulos de apertura del disco rotativo instalado en el interior del dispositivo que se viene denominando válvula rotativa.

Del análisis de las ondas de presión instantánea del escape y de la admisión se observa que existen tres zonas donde es posible realizar EGR debido a que la presión de escape supera a la de admisión, figura 5.16(izq), cada una de estas zonas abarcan aproximadamente 60° de giro del cigüeñal, que será la duración de apertura de la válvula rotativa. Por otro lado y como se comentó en el capítulo 3, otro parámetro importante es el instante de apertura del disco, debido al retraso que conlleva el trasiego de un gasto con respecto a la diferencia instantánea de presión.

Por lo anteriormente comentado, para la optimización de esta estrategia es necesaria la optimización de los siguientes parámetros provenientes del sistema de EGR utilizado.

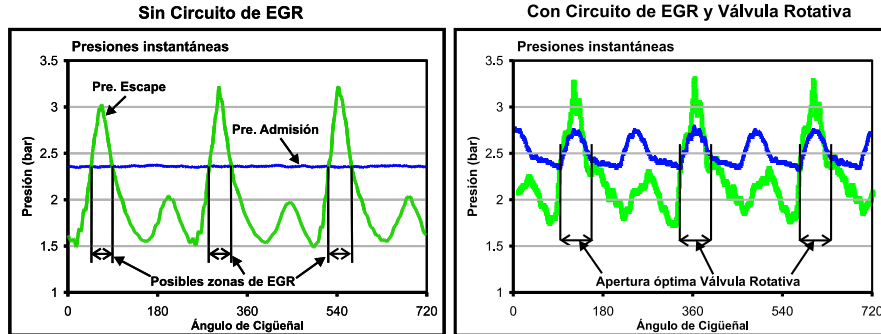


Figura 5.16: Presión instantánea en el colector de admisión y en el colector de escape sin circuito de EGR (izq). Evolución de la presión medida aguas arriba y aguas abajo de la válvula rotativa con circuito de EGR (der).

- Duración de apertura de la válvula rotativa.
- Ángulo de apertura de la válvula rotativa.

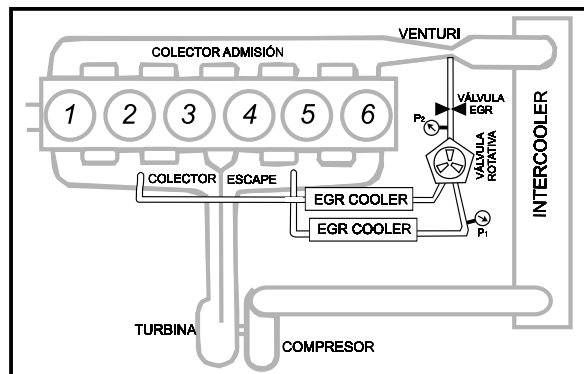


Figura 5.17: Configuración final del motor con circuito de EGR y válvula rotativa. Experimento para la obtención del comportamiento de la válvula rotativa instalada en el motor.

Y como en el caso anterior, es necesario reajustar los parámetros de inyección (P_{INY} y SOI) y de EGR para obtener la combinación óptima para cumplir la norma de emisiones contaminantes. En la figura 5.17 se muestra un esquema de la configuración que tiene el motor ensayado con circuito de EGR y válvula rotativa. En la figura 5.16 (derecha) se muestra la evolución instantánea de la presión medida en los puntos indicados en la figura 5.17. Se observa que la apertura de la válvula rotativa provoca una elevación de la

presión en el tubo lateral del venturi, siendo éste el que absorbe el pulso de presión. Acompañando a esta elevación de la presión viene un flujo de gasto de gases de escape que pasan a la admisión produciendo el EGR buscado por la estrategia.

Analizando las presiones instantáneas y utilizando los resultados de modelado efectuados se han construido tres discos con aperturas diferentes y una vez instalados en el motor se ha analizado la influencia que tiene el ángulo de apertura del disco sobre la producción de EGR. Con la configuración utilizada, ninguno de los discos diseñados produce una comunicación directa de una rama del colector de escape con la otra, dado que el propio disco cierra un agujero de entrada en los instantes en que abre el otro.

Una vez definida la disposición del circuito de EGR se han efectuado una serie de ensayos de EGR variando las condiciones de inyección para cada punto de funcionamiento. Combinando la información obtenida de estos ensayos de la misma manera que se efectuó para la estrategia anterior, la configuración óptima presenta los valores mostrados en la tabla 5.4.

Régimen LOAD	SOI °	P_{INY} (bar)	EGR (%)	NOx (g/kWh)	Opacidad (g/kWh)	G_{esp} (g/kWh)
1200/100%	8	700	8.2	4.39	0.083	199.0
1200/75%	7	700	9.0	4.51	0.020	194.8
1200/50%	9.5	900	11.3	4.17	0.043	196.9
1200/25%	8	1000	19.9	4.20	0.013	213.5
1500/100%	8	1300	12.5	4.79	0.013	194.4
1500/75%	8	800	13.1	3.47	0.065	196.0
1500/50%	6.5	800	13.8	3.00	0.089	201.5
1500/25%	6.5	800	17.4	3.49	0.236	225.1
1800/100%	9	1300	15.1	3.62	0.040	200.5
1800/75%	9.5	1000	15.0	3.30	0.074	201.4
1800/50%	10.5	800	15.4	3.63	0.132	203.1
1800/25%	12.5	600	16.7	4.34	0.145	224.2

Tabla 5.4: Optimización de los parámetros de inyección y del %EGR para la estrategia de EGR con válvula rotativa.

Del mismo modo realizado con la estrategia anterior, aplicando los pesos que dicta la norma EURO 4 para el ensayo ESC de 13 modos a los valores representados en la tabla 5.4 se obtienen los siguientes valores globales del motor sujeto a esta estrategia de EGR.

- NO_x..... 3.915 g/kWh
- Opacidad. 0.066 g/kWh
- G_{esp}..... 200.35 g/kWh

Se observa que, con la configuración de la válvula rotativa, se consigue el nivel de emisiones de NO_x objetivo con un consumo específico inferior al obtenido a la estrategia analizada anteriormente. El nivel de partículas es asimismo inferior al obtenido anteriormente.

Esta mejora en los resultados globales es debida a que el diseño óptimo de la válvula rotativa es para puntos en los que se maximice el %EGR en los puntos de alta carga y bajo-medio régimen⁷. Por lo tanto, la válvula rotativa esta diseñada para el aprovechamiento de los pulsos de escape en los puntos de funcionamiento en los cuales la recirculación de gases es más necesaria. Como contrapartida, en puntos de funcionamiento de cargas parciales, el diseño de la válvula rotativa limita %EGR debido al corto periodo de apertura que tiene, siendo este el mayor de los inconvenientes que presenta la estrategia de EGR.

5.4.3. Ensayo del circuito de EGR con válvulas anti-retorno

Como ya se ha explicado en el capítulo 3, la utilización de válvulas anti-retorno en el sistema de EGR permite efectuar recirculación en todos los puntos de operación del motor debido a que, en todos ellos, la presión de escape supera la de admisión en determinadas zonas del ciclo. Estas zonas se corresponden con los procesos de escape de cada uno de los cilindros. Por lo tanto, se puede decir que la utilización de válvulas unidireccionales en la línea de EGR es una estrategia eficaz de producción de EGR.

Como en los apartados anteriores, el objetivo de éste es la presentación de los resultados obtenidos del ensayo del motor con circuito de EGR y con válvulas anti-retorno una vez se han optimizado los parámetros de inyección y el %EGR a realizar en cada uno de los puntos de funcionamiento. La figura 5.18 muestra la configuración que toma el circuito de EGR con esta estrategia. Al igual que las estrategias anteriores, la geometría óptima para esta estrategia ha sido obtenida tras el análisis de los resultados procedentes de estudios paramétricos realizados con el modelado del motor.

⁷Puntos de funcionamiento en los cuales los pesos de ponderación para el cálculo global de emisiones contaminantes del ensayo ESC son mayores, ver figura 2.2.

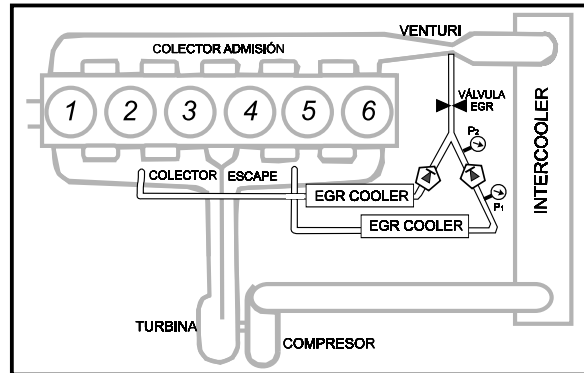


Figura 5.18: Configuración final del motor con circuito de EGR y con válvulas anti-retorno. Experimento para la obtención del comportamiento de las láminas instaladas en el motor.

En la figura 5.18 se muestra también la disposición de los captadores de presión utilizados para la caracterización correcta de las válvulas anti-retorno, ensayo descrito en el apartado 5.3.3 del presente capítulo.

En la tabla 5.5 se muestran los valores obtenidos con esta estrategia de EGR tras su optimización. De los cuales, al aplicar la ponderación de cada uno de los puntos de funcionamiento, se obtienen los siguientes valores promedio.

- NO_x..... 3.76 g/kWh
- Opacidad. 0.080 g/kWh
- G_{esp} 197.38 g/kWh

Si se comparan estos valores con los obtenidos con la estrategia de válvula rotativa, se observa que las emisiones de NO_x se reducen y se obtiene un G_{esp} menor, sin elevar de forma excesiva las emisiones de humos. Esta mejora en los resultados del motor se debe a que con esta estrategia es posible efectuar más %EGR en casi todos los puntos de funcionamiento⁸. Se puede decir que con la utilización de válvulas anti-retorno se tiene mayor capacidad para la producción de EGR en conjunto en el motor y, por lo tanto, se puede llegar a una combinación más favorable de parámetros de inyección y de EGR para la reducción tanto de emisiones contaminantes y de consumo específico.

⁸Es importante decir que en los puntos de funcionamiento para los cuales se ha optimizado el diseño la válvula rotativa, el %EGR obtenido con ésta es mayor que el obtenido con las válvulas anti-retorno.

Régimen LOAD	SOI °	P_{INY} (bar)	EGR (%)	NO _x (g/kWh)	Opacidad (g/kWh)	G_{esp} (g/kWh)
1200/100 %	8	800	10.6	3.71	0.117	195.1
1200/75 %	7	800	10.9	4.13	0.045	195.5
1200/50 %	3.5	900	12.5	3.71	0.132	199.7
1200/25 %	8	1000	19.5	4.40	0.015	200.3
1500/100 %	8	1300	12.1	4.80	0.008	190.9
1500/75 %	10	800	12.6	3.79	0.063	194.5
1500/50 %	6.5	800	13.6	3.30	0.087	199.0
1500/25 %	6.5	800	18.9	3.31	0.254	209.5
1800/100 %	9	1300	15.8	3.29	0.047	199.2
1800/75 %	9.5	1000	16.1	3.01	0.090	197.8
1800/50 %	10.5	800	17.3	3.33	0.175	202.4
1800/25 %	12.5	600	21.2	3.59	0.182	220.2

Tabla 5.5: Optimización de los parámetros de inyección y del %EGR para la estrategia de EGR con válvulas anti-retorno.

Como en las estrategias anteriores y con el objeto de optimizar conjuntamente la producción de EGR con las características de inyección empleadas, se ha efectuado un ensayo paramétrico variando la presión de inyección y el ángulo de inicio de inyección tal como se hizo con las estrategias de válvula rotativa y sistema de comunicación P2AP3. Con los resultados obtenidos se tiene que, para un límite determinado de emisiones de NO_x, el sistema con válvulas anti-retorno o láminas presenta un consumo específico menor, lo que nos lleva a la conclusión de que esta estrategia de EGR es la que presenta menor influencia perjudicial al motor.

5.5. Ensayos para la caracterización del EGR

Hasta este momento se han descrito las diferentes alternativas para realizar EGR, se han diseñado, caracterizado y ensayado tres de estas alternativas. También se ha justificado el uso de los elementos que introduce cada una de las estrategias consideradas. Se han descrito los diferentes comportamientos que tienen los elementos introducidos en el motor para que el EGR se haga efectivo. También se han caracterizado estos elementos y se han cuantificado sus pérdidas energéticas por separado. Por último, se han optimizado los parámetros de inyección en combinación con el %EGR para minimizar el consumo

específico para cumplir con los límites de emisiones contaminantes impuestos para cada una de las estrategias consideradas.

Este proceso nos ha llevado al nada despreciable objetivo de tener un motor capaz de cumplir con las normativas anti-contaminantes sin que el consumo específico se vea afectado demasiado. Pero en ningún momento se ha cuantificado cuál es el efecto real que tiene el EGR sobre el proceso de renovación de la carga del motor. En los siguientes apartados se presentan los experimentos específicos realizados con el único objetivo de cuantificar el efecto del EGR sobre la renovación de la carga del motor.

Como ha quedado justificado en los apartados anteriores la utilización de válvulas anti-retorno en el circuito de EGR es la estrategia que presenta mejores resultados en cuanto a consumo específico. Por lo tanto, esta estrategia ha sido adoptada como estrategia de EGR base en los ensayos de caracterización del EGR en el motor.

En el apartado 3.5 del capítulo 3 se realizó un análisis de cómo la recirculación de los gases de escape afecta al proceso de combustión y al proceso de renovación de la carga del motor. La cuantificación del efecto del EGR sobre la combustión es un trabajo que se ha realizado por varios investigadores [14, 15] mediante la utilización de un motor monocilíndrico. En este tipo de instalación pueden controlarse mediante elementos externos al motor, parámetros tan importantes para la renovación de la carga como son la presión de admisión y la presión de escape, a la vez que varía el porcentaje de gases recirculados y las condiciones de estos gases. De esta manera es posible conocer las propiedades de los gases encerrados en el interior del cilindro que está sometido al ensayo [15].

Para cuantificar el efecto del EGR sobre la renovación de la carga es necesaria la utilización del motor policilíndrico con los elementos de renovación de la carga que éste disponga, como son los colectores de admisión y escape y, por supuesto, el sistema de sobrealimentación. Al recircular gases de escape sobre el motor policilíndrico, los efectos que puede causar esta acción sobre el proceso de combustión, pueden enmascarar efectos sobre el proceso de renovación de la carga y, de la misma forma, efectos sobre la renovación de la carga, pueden enmascarar efectos sobre la combustión del motor.

Para intentar separar los efectos del EGR sobre la combustión y sobre la renovación de la carga se ha diseñado el experimento que se describe en esta sección. El experimento tiene como objetivo cuantificar, mediante parámetros medibles directamente sobre el motor, el efecto que tiene el EGR sobre el proceso de renovación de la carga. Este experimento lleva asociados tres ensayos a realizar sobre el motor sujeto a estudio. Los ensayos y los objetivos específicos

de cada uno de ellos son los siguientes:

Ensayo de referencia. En primer lugar el ensayo de referencia nos proporciona todos los parámetros de funcionamiento del motor sin circuito de EGR y sin ningún elemento asociado a la estrategia utilizada para obtener la recirculación de los gases. De este ensayo se obtienen las condiciones de funcionamiento de referencia del motor.

Ensayo de EGR. Se ensaya el motor con el circuito de EGR y con todos los elementos que acompañan a la estrategia de EGR seleccionada. Del *ensayo de EGR* se obtendrán los efectos que produce el EGR sobre los procesos de combustión y de renovación de la carga del motor al mismo tiempo. Por lo tanto sería muy difícil identificar en qué porcentaje el EGR está afectando a la combustión o a la renovación de la carga.

Ensayo de “sangrado”. Se denominará *ensayo de “sangrado”* al ensayo de caracterización del EGR en el motor, descrito en el apartado 5.5.3. El objetivo de este ensayo es eliminar el efecto que tiene el EGR sobre el proceso de combustión.

Para eliminar el efecto que tiene el EGR sobre la combustión, se hace trabajar al motor, desde el punto de vista de renovación de la carga, en las mismas condiciones a las obtenidas en el ensayo de EGR, pero en este caso no se recirculan los gases de escape, sino que se evacúan al exterior. De esta manera los gases recirculados no entran en los cilindros y por lo tanto no participan en la combustión del motor.

Para hacer trabajar al motor en las mismas condiciones desde el punto de vista de la renovación de la carga, se deben controlar los parámetros de funcionamiento que definen este proceso, como son la presión y la temperatura de admisión y escape.

Por otra parte, en el denominado *ensayo de “sangrado”*, para que el circuito de EGR y el gasto recirculado se encuentre en las mismas condiciones, es necesario mantener la presión del depósito de descarga del circuito de EGR en los mismos valores obtenidos en el *ensayo de EGR*.

En la descripción del *ensayo de “sangrado”* se exponen los sistemas utilizados mediante los que se controlan los parámetros de renovación de la carga necesarios para que el ensayo se lleve a cabo en condiciones correctas.

La metodología llevada a cabo en este experimento ha sido la siguiente:

1. En primer lugar, se han realizado los ensayos de referencia del motor en los puntos de funcionamiento considerados, apartado 5.5.1. De estos ensayos se toma el valor de los parámetros de referencia a comparar con los siguientes experimentos.
2. En segundo lugar se instala el circuito de EGR sobre el motor, y se realizan los ensayos para diferentes aperturas de la válvula de EGR, apartado 5.5.2. Con los resultados obtenidos se realiza una base de datos de funcionamiento del motor la cual nos sirve para el control del siguiente experimento.
3. Se instala un sistema que reproduzca las condiciones en cuanto a la renovación de la carga y a la sobrealimentación del motor utilizando la base de datos obtenida en los ensayos de EGR. Se extrae la misma cantidad de gases de escape pero sin introducirlos en la admisión, en el apartado 5.5.3 se describe en detalle este experimento. Los resultados obtenidos de este experimento se compararan con los resultados del experimento de EGR.
4. Por último, se ensaya de nuevo el motor sin sistema de EGR, motor de referencia, y se comparan los resultados con los obtenidos en los ensayos de referencia realizados en primer lugar. De esta forma se puede asegurar que ningún otro parámetro del motor ha cambiado durante el proceso seguido en los experimentos, por lo tanto, los efectos obtenidos se pueden atribuir a los cambios propios de cada uno de los experimentos.

De este experimento se puede cuantificar qué supone para el motor la comunicación de los colectores de admisión y escape, la mezcla de gases procedentes del escape con el aire de admisión, la reducción de la energía disponible para la turbina, la comunicación de los colectores de escape⁹, y otros muchos procesos. Todos estos procesos pertenecen a la renovación de la carga del motor y en todos ellos se encuentra involucrado el EGR.

El experimento descrito en este apartado y el análisis de los resultados realizado en el siguiente capítulo cuantifica el efecto del EGR sobre la renovación de la carga en el motor, mediante un análisis comparativo de los resultados obtenidos de cada uno de los ensayos realizados.

Este experimento se ha realizado sobre siete puntos de funcionamiento del motor, los cuales se muestran en la figura 5.19(izq). Éstos han sido elegidos debido a que sería muy costoso realizar el experimento sobre todos los puntos

⁹Al tratarse el motor de un colector partido y una turbina Twin.

de funcionamiento, y se considera que los puntos elegidos representan una amplia zona de funcionamiento del motor.

5.5.1. Ensayos del motor de referencia

Debido a que el motor ha cambiado respecto al motor original (nuevos parámetros de inyección) es necesario la realización de un ensayo de referencia del motor para la correcta evaluación de los resultados del experimento. La figura 5.19(der) muestra el esquema del motor ensayado y los puntos de funcionamiento que han sido ensayados.

Tanto en este ensayo como en el resto de los ensayos que conlleva el experimento, se miden parámetros tan importantes como potencia del motor, rendimiento del motor, presión de sobrealimentación, presión de escape, velocidad del turbogrupo, etc. De este ensayo se obtienen los valores que se tomarán como referencia para el análisis del efecto del EGR sobre el motor. Los instrumentos utilizados y los puntos de medida serán los mismos que están descritos en el apartado 5.2.3 del presente capítulo. A los resultados obtenidos de este ensayo los denominaremos **resultados de referencia**.

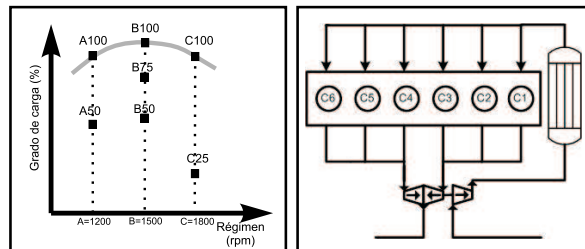


Figura 5.19: Puntos de funcionamiento ensayados en el experimento (izq) y esquema del motor de referencia ensayado (der).

Los parámetros de inyección de combustible en los cilindros se mantendrán para los tres experimentos y serán los obtenidos como óptimos de los ensayos descritos en el apartado 5.4. De esta forma, no se modificarán las condiciones de inyección en todo el experimento y será posible el análisis comparativo de los resultados. Es importante decir que estos parámetros de inyección no tienen por qué ser los óptimos para la reducción de contaminantes del motor y mínimo consumo del motor sujeto a ensayo, debido a que la geometría del motor ha cambiado, pero son parámetros válidos para el objetivo perseguido en el experimento.

5.5.2. Ensayos del motor sometido a EGR

Una vez se tiene un ensayo de referencia del motor, se instala sobre este el circuito de EGR que se va analizar. El circuito de EGR instalado es el que produce mayor porcentaje de EGR en todos los puntos de funcionamiento, como es el circuito de EGR con válvulas anti-retorno. La geometría del circuito de EGR instalado es la obtenida tras el proceso de optimizado explicado en el apartado 5.4.3 del presente capítulo. La figura 5.20 muestra el esquema del motor con el circuito de EGR instalado.

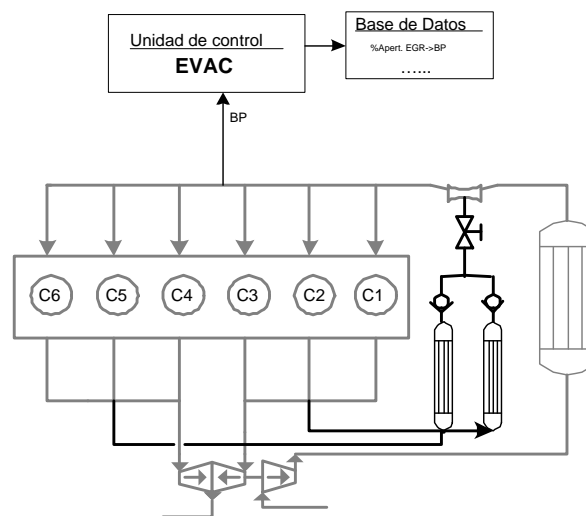


Figura 5.20: Esquema del motor con circuito de EGR instalado y con sistema EVAC para la adquisición de la presión de sobrealimentación en cada punto de funcionamiento y apertura de la válvula de EGR.

Como en el caso anterior, en este experimento se miden todos parámetros del motor con los sistemas que dispone el banco de ensayos, figura 5.6 y tabla 5.1. Además en este experimento se mide el porcentaje de EGR realizado y las emisiones de contaminantes mediante el sistema Horiba.

En este experimento se pone el motor en los mismos puntos de funcionamiento que en el experimento de referencia, con el mismo combustible inyectado y con los mismos parámetros de inyección. En cada punto de funcionamiento se realizan tres ensayos¹⁰ con diferentes porcentajes de apertura de la válvula de EGR. La tabla 5.6 muestra los puntos ensayados, el %EGR medio

¹⁰La razón para realizar tres ensayos en las mismas condiciones es para obtener una medida fiable y repetitiva de los parámetros de motor.

		%Apertura de la Válvula de EGR					
		0 %	5 %	15 %	25 %	50 %	100 %
A50	%EGR=	0 %	4.86 %	11.16 %	11.92 %	12.60 %	12.33 %
	BP(bar)=	1.56	1.5	1.44	1.44	1.44	1.44
A100	%EGR=	0 %	4.76 %	8.44 %	8.99 %	9.29 %	9.21 %
	BP(bar)=	2.36	2.3	2.25	2.23	2.23	2.24
B50	%EGR=	0 %	5.45 %	10.57 %	11.60 %	11.94 %	12.16 %
	BP(bar)=	1.82	1.75	1.7	1.69	1.7	1.68
B75	%EGR=	0 %	5.22 %	10.12 %	10.66 %	10.88 %	10.99 %
	BP(bar)=	2.41	2.33	2.25	2.25	2.25	2.26
B100	%EGR=	0 %	5.70 %	10.57 %	11.10 %	11.45 %	11.60 %
	BP(bar)=	2.87	2.84	2.65	2.78	2.79	2.74
C25	%EGR=	0 %	5.41 %	15.98 %	19.57 %	21.38 %	21.88 %
	BP(bar)=	1.36	1.30	1.24	1.21	1.21	1.21
C100	%EGR=	0 %	6.32 %	12.34 %	13.50 %	13.57 %	14.01 %
	BP(bar)=	2.8	2.74	2.63	2.64	2.67	2.62

Tabla 5.6: Plan de ensayos, puntos de funcionamiento y apertura de la válvula de EGR, resultados del %EGR medio obtenido y de la presión de sobrealimentación (BP) obtenida para cada ensayo.

alcanzado en cada uno de ellos y la presión de sobrealimentación que alcanza el motor en cada ensayo.

Como se muestra en la tabla 5.6, un pequeño porcentaje de apertura de la válvula de EGR produce casi la totalidad del porcentaje de EGR capaz de realizar la estrategia en determinados puntos de funcionamiento. Este efecto es debido a que la válvula de EGR es de compuerta y por lo tanto no está diseñada para proporcionar una regulación fina del gasto recirculado. Por esta razón, para el plan de ensayos han sido elegidas las aperturas de válvula mostradas.

El principal objetivo de este experimento es la obtención de los principales parámetros de funcionamiento del motor, sobre todo los parámetros relacionados con la renovación de la carga. Uno de los principales parámetros del proceso de renovación de la carga es la presión de sobrealimentación. Los valores de presión de sobrealimentación, así como los valores de otros parámetros, correspondientes a cada ensayo se guardan en una base de datos implementada en un sistema denominado EVAC¹¹, tal y como se muestra en la figura 5.20. Este sistema será utilizado en el siguiente experimento como sistema de con-

¹¹EVAC. Equipo Versátil de Adquisición y Control.

trol, y la base de datos obtenida será utilizada como valores consigna para el control del experimento.

En el esquema del experimento y en la tabla de resultados sólo se exponen los valores de BP debido a que es el parámetro de renovación de la carga del motor sobre el cual influye más claramente la recirculación de los gases de escape, pero la base de datos creada en este experimento contiene una larga lista de parámetros, desde la temperatura del gas a la admisión hasta el régimen de giro del turbogrupo, pasando por la temperatura y presión del gas recirculado en diferentes puntos del circuito de EGR, la presión y temperatura del gas a la entrada y salida del venturi y del intercooler, el rendimiento volumétrico, etc.

5.5.3. Ensayos de caracterización del EGR sobre la renovación de la carga del motor

Con los ensayos anteriores se obtiene la respuesta del motor de referencia (apartado 5.5.1), la respuesta del motor con el circuito de EGR instalado pero sin recirculación de los gases (válvula de EGR completamente cerrada), y la respuesta del motor con diferentes porcentajes de gas recirculado (válvula de EGR en diferentes posiciones), apartado 5.5.2.

Mediante un análisis comparativo de los resultados obtenidos en los ensayos anteriores se puede obtener el efecto que tiene el EGR globalmente sobre el motor. Pero, como se adelantó en el capítulo 3, los gases recirculados influyen tanto sobre el proceso de renovación de la carga como sobre el proceso de combustión, apartado 3.5.

El objetivo de estos ensayos es eliminar el efecto del EGR sobre el proceso de combustión del motor, tal y como se adelantó en el apartado 5.5. Para llevar a cabo el objetivo marcado se ha diseñado la instalación cuya representación esquemática se muestra en la figura 5.21.

En este experimento se instala el mismo circuito de EGR montado en el experimento anterior, pero en este caso no se recirculan los gases de escape a la admisión, sólo se extraen del colector de escape para evacuarlos a la atmósfera antes de que estos gases pasen por la turbina, por lo tanto sin aprovechar el potencial energético de los gases evacuados [16]. De esta forma, al colector de escape del motor se le somete a un “sangrado” de gases, por lo que a los ensayos realizados con esta instalación se les viene denominando a lo largo del capítulo como **ensayos de “sangrado”**.

En este ensayo se mantiene al motor en iguales condiciones desde el punto de vista de la renovación de la carga a las condiciones que presenta el motor en

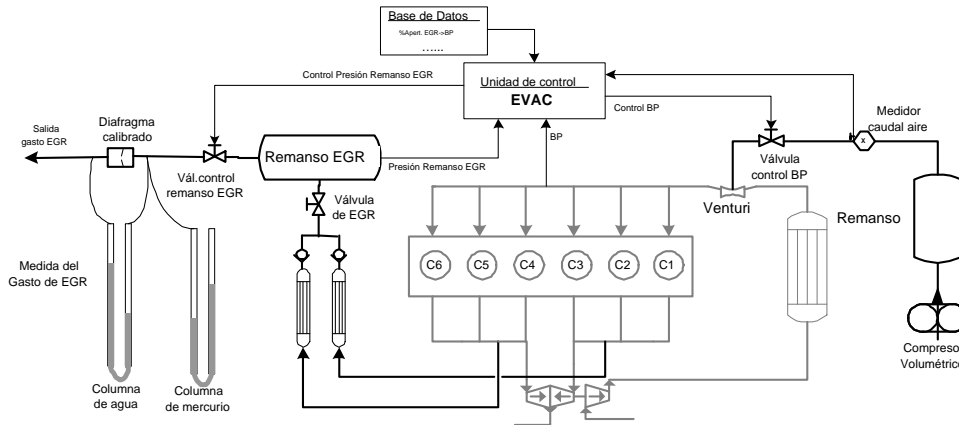


Figura 5.21: Esquema del experimento para la obtención del efecto del EGR sobre el proceso de renovación de la carga del motor. Ensayo de “sangrado”.

el ensayo de EGR. Para mantener las mismas condiciones en ambos ensayos es necesario el control de una serie de sistemas los cuales pasamos a describir a continuación.

En primer lugar, las condiciones de circuito de EGR se deben de mantener iguales a las del ensayo de EGR. En la figura 5.22 se muestra el control utilizado para que la presión de descarga del circuito de EGR sea la misma a la obtenida en el ensayo de EGR. Cuando la válvula de EGR está abierta, se dirigen los gases hacia un depósito (Remanso de EGR), el cual se encuentra a una presión constante e igual a la presión de sobrealimentación (BP) obtenida en el ensayo de EGR. Esta presión constante en el remanso de EGR se consigue gracias al control que proporciona el sistema EVAC sobre la válvula de control de presión del remanso de EGR. De esta forma se consigue que las condiciones desde el punto de vista del circuito de EGR sean las mismas que cuando éste se conecta al colector de admisión del motor.

Por otro lado, las condiciones del colector de escape serán iguales a las obtenidas en el ensayo de EGR, debido a que la proporción de gasto que se extrae del colector de escape es idéntica a la que se extrae en el ensayo de EGR.

Es importante conocer el flujo de gases que se están extrayendo del colector de escape para garantizar que el experimento se realiza de forma correcta y para el posterior análisis de los resultados. Para medir el flujo de gases de escape que se extraen del motor se usa un diafragma calibrado en banco de

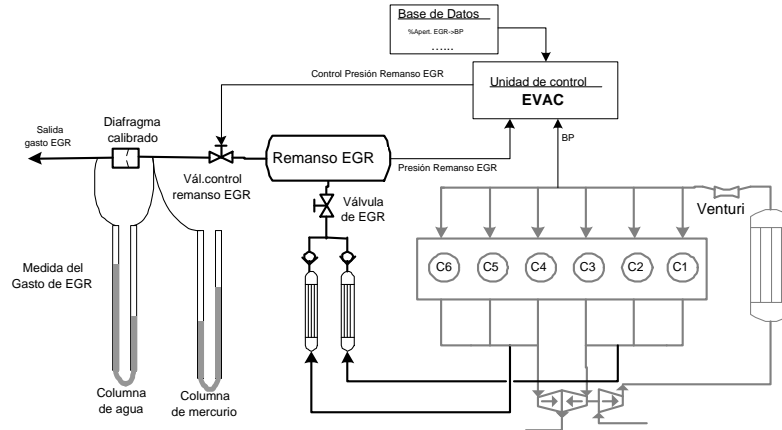


Figura 5.22: Control de las condiciones del circuito de EGR en el ensayo de “sangrado”.

flujo¹² tal y como muestra la figura 5.22. Los gases de escape contienen un alto porcentaje de hollín, por lo tanto no es posible medir este flujo mediante la utilización de un caudalímetro de hilo caliente y tampoco mediante la utilización de una tobera, debido a que estos sistemas no proporcionan resultados fiables al ensuciarse con los gases procedentes del escape. Este diafragma ha sido calibrado en banco de flujo antes y después de la realización del experimento, obteniéndose una variación en la medida menor del 1 %. A la distancia de flujo completamente desarrollado en la entrada y salida del diafragma se conectan sendas columnas de fluido¹³. Estas columnas se conectan a cuatro puntos equidistantes del perímetro del conducto para obtener una correcta lectura de la ΔP y presión entrante en el diafragma. Mediante la ΔP , presión entrante y temperatura del gasto que atraviesa el diafragma es posible la medición del gasto de gases extraídos del colector de escape.

Por otro lado, para que el motor se encuentre en las mismas condiciones de funcionamiento que cuando se realiza EGR es necesario que la presión de sobrealimentación (BP) y la temperatura de admisión sea la misma que cuando se realiza EGR. Para conseguir estas condiciones se trasiega un gasto de aire a través del venturi de EGR procedente de un compresor volumétrico. Este gasto se ha estabilizado y tratado en un remanso, tal y como muestra la

¹²Los ensayos de calibrado del diafragma no se muestran debido a que se trata de ensayos de tipo standar utilizados para la calibración de medidores de gasto [17], explicación que escapa al objetivo del presente trabajo.

¹³Columna de agua para la medición del ΔP de pérdidas en el diafragma y columna de mercurio para medir la presión de entrada al diafragma.

figura 5.23. Este gasto de compensación se controla mediante el sistema EVAC, el cual actúa sobre la válvula de control de BP, que deja pasar más o menos gasto para mantener la presión de sobrealimentación a los valores consigna proporcionados por la base de datos obtenida de los ensayos anteriores con EGR.

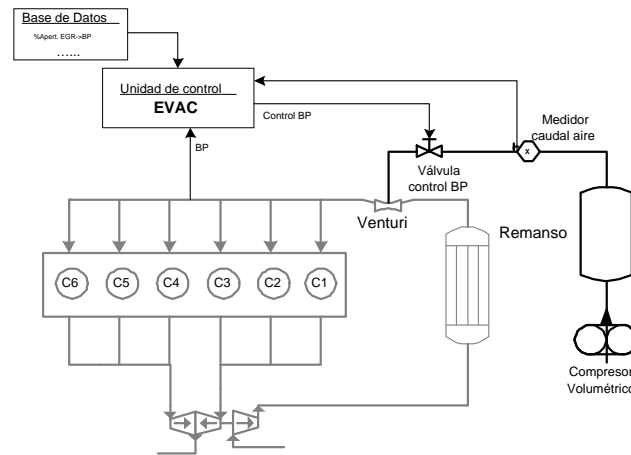


Figura 5.23: Control de las condiciones de admisión en el ensayo de "sangrado".

Como indica la figura 5.21, el sistema EVAC se utiliza como sistema de adquisición de parámetros como BP, caudal del gasto de compensación, temperaturas y presión en los depósitos de remanso, etc. De esta forma se consigue que la presión de descarga del circuito de EGR sea la misma que la presión de sobrealimentación del motor y que ésta sea igual a la obtenida en el ensayo de EGR. Otro efecto que se consigue con el ensayo es que el caudal que pasa por el tubo lateral del venturi sea igual al caudal de EGR que se obtiene en el ensayo de EGR e igual al que se extrae del colector de escape a través del circuito de EGR.

El sistema de adquisición de datos que dispone la sala de ensayos de motor nos proporciona la información necesaria para obtener los parámetros característicos del motor, siendo así posible la realización de un análisis comparativo con los resultados del motor sometido a EGR. En el capítulo siguiente se hace un estudio pormenorizado de los resultados obtenidos en el experimento.

Como en el ensayo del ensayo de EGR los ensayos de "sangrado" se repitieron tres veces para cada punto de funcionamiento y para cada apertura de la válvula de EGR. De esta forma es posible garantizar la repetitividad del experimento.

El plan de ensayos llevado a cabo en el experimento de sangrado ha sido el mismo que se realizó en el experimento de EGR y se muestra en la tabla 5.7.

		%Apertura de la Válvula de EGR					
		0 %	5 %	15 %	25 %	50 %	100 %
A50	%EGR'=	0 %	4.0 %	12.2 %	13.0 %	13.3 %	13.2 %
	Error(%)=	0	0.9	1.1	1.1	0.8	0.9
A100	%EGR'=	0 %	3.8 %	8.5 %	9.3 %	9.3 %	9.2 %
	Error(%)=	0	1.0	0.1	0.3	0.0	0.0
B50	%EGR'=	0 %	4.2 %	10.0 %	10.8 %	11.1 %	11.4 %
	Error(%)=	0	1.3	0.6	0.8	0.8	0.9
B75	%EGR'=	0 %	4.4 %	9.6 %	9.7 %	9.8 %	9.8 %
	Error(%)=	0	-0.8	-0.5	-0.9	-1.0	-1.2
B100	%EGR'=	0 %	5.5 %	9.6 %	10.0 %	11.0 %	11.1 %
	Error(%)=	0	-0.2	-1.0	-1.1	-0.4	-0.5
C25	%EGR'=	0 %	6.32 %	14.6 %	19.3 %	21.0 %	21.5 %
	Error(%)=	0	-2.3	-1.3	-0.2	-0.4	-0.4
C100	%EGR'=	0 %	4.0 %	9.7 %	10.7 %	12.5 %	13.6 %
	Error(%)=	0	-2.3	-2.6	2.8	1.0	0.5

Tabla 5.7: Plan de ensayos, puntos de funcionamiento y apertura de la válvula de EGR, resultados del %EGR' medio obtenido en el experimento de "sangrado" y error relativo frente al %EGR del experimento con recirculación de gases de escape.

En esta tabla se muestra el %EGR' realizado en el experimento de sangrando. Está claro que este EGR no puede definirse como la proporción de gases recirculados entre los gases admitidos por el motor, debido a que no se recirculan gases en el experimento. La definición de %EGR' utilizado para este ensayo es la mostrada por la ecuación 5.7.

$$\%EGR' = \frac{\dot{m}_{EGR'}}{\dot{m}_{ADM}} \cdot 100 = \frac{\dot{m}_{EGR'}}{\dot{m}_{COM} + \dot{m}_{VEN}} \cdot 100 \quad (5.7)$$

siendo:

$\dot{m}_{EGR'}$ = Gasto másico extraído del colector de escape.

\dot{m}_{ADM} = Gasto másico total de admisión del motor.

\dot{m}_{COM} = Gasto másico a través del compresor.

\dot{m}_{VEN} = Gasto másico de compensación introducido por el tubo lateral del venturi.

Se ha utilizado esta variable y se ha denominado %EGR', igual que en el caso del experimento de recirculación de gases en el motor, debido a que ésta es la variable con la cual se puede realizar un análisis comparativo de los resultados obtenidos entre los dos experimentos. El %EGR' obtenido de este experimento afectará solamente a los parámetros de renovación de la carga del motor mientras que el %EGR realizado en el ensayo de recirculación de gases afectará tanto a los parámetros de renovación de la carga como a los parámetros de combustión del motor.

Si el experimento de "sangrado" está bien concebido y ha sido realizado de forma correcta el valor de la variable %EGR' para este experimento y el valor del %EGR realizado en el experimento real de recirculación de gases de escape deben de ser iguales. La tabla 5.7 muestra el error entre el %EGR' de cada ensayo de "sangrado" frente al %EGR de cada ensayo de recirculación de gases de escape. Se observa que el error cometido está siempre por debajo del 3% en valor absoluto, por lo tanto se puede decir que la concepción del experimento es buena y que se ha llevado a cabo de forma correcta. Así, los parámetros de funcionamiento de motor obtenidos pueden someterse a un análisis comparativo, de forma que sea posible alcanzar el objetivo del presente estudio, como es obtener la influencia del EGR sobre la renovación de la carga del motor.

Es importante comentar que los ensayos realizados para los tres experimentos descritos con anterioridad han sido realizados de forma aleatoria. De esta forma se ha evitado la posible influencia que puede tener el ensayo de un punto de funcionamiento respecto al punto anteriormente ensayado. En el capítulo siguiente se describe de forma detallada el análisis estadístico realizado sobre los parámetros medidos en los ensayos realizados.

Además, en el capítulo 6, se muestran los resultados más relevantes obtenidos de los ensayos, al tiempo que se describe el análisis comparativo realizado sobre los parámetros de funcionamiento del motor (rendimiento efectivo, presión de sobrealimentación, ...), y de los parámetros de funcionamiento del turbogruppo acoplado al motor (régimen de giro, rendimiento del compresor y de la turbina, etc).

Mediante ambos, análisis estadístico para la obtención de los parámetros sobre los que influye el EGR, y el análisis comparativo de los ensayos realizados en cada uno de los experimentos, será posible conocer la influencia del EGR sobre el proceso de renovación de la carga del motor sujeto a estudio.

5.6. Resumen

En este capítulo se expone el trabajo experimental llevado a cabo para la consecución de los objetivos propuestos por el presente estudio. Como adelanta la introducción del capítulo han sido necesarios ensayos de caracterización, ensayos de evaluación de fenómenos, ensayos de optimización y ensayos dirigidos a la validación de las hipótesis presentadas en el presente trabajo.

En primer lugar se presentan las instalaciones experimentales utilizadas. Se realiza una descripción de las características principales de las instalaciones y se exponen las posibilidades que brinda cada una de ellas para el ensayo de diferentes elementos característicos en los motores de combustión interna alternativos. En este apartado, también se hacen unos leves apuntes del correcto uso de cada una de las instalaciones para que los resultados obtenidos de cada ensayo sean fiables. Las instalaciones utilizadas para los ensayos necesarios en el presente trabajo han sido, *Banco de Flujo Estacionario*, *Banco de Impulsos* y *Banco Motor*.

En el apartado 5.2.3 se describe el banco de experimentos utilizado para el ensayo del motor sujeto a estudio, así como se enumeran los diferentes sistemas de medida que dispone el banco de experimentos. En la instalación descrita se han realizado todos los experimentos de motor así como experimentos dirigidos a la caracterización de elementos particulares del circuito de EGR.

En el presente capítulo se realiza una descripción de los experimentos realizados para la caracterización de los elementos introducidos en circuito de EGR del motor (apartado 5.3). Cabe destacar la importancia que tienen los experimentos de caracterización para el correcto modelado. En este trabajo se ha realizado un gran esfuerzo para obtener una caracterización correcta de los elementos particulares utilizados para la recirculación de los gases de escape, y los resultados obtenidos han sido de gran ayuda para la comprensión de los fenómenos que se llevan a cabo en el interior tanto de los colectores de admisión y escape, como en el circuito de EGR del motor. Es importante decir que para la correcta caracterización de los elementos ha sido necesario el diseño de experimentos específicos e innovadores.

Uno de los experimentos de mayor relevancia es el diseñado para la caracterización del venturi de EGR ante pulsos de presión (apartado 5.3.1), gracias al cual se ha puesto de manifiesto el comportamiento particular del venturi de EGR instalado en el motor. Una conclusión importante que revelan los resultados, es que el venturi de EGR actúa como un elemento activo sobre los pulsos de presión que viajan por el interior de los conductos que conforman el motor. El venturi se comporta como un extremo abierto o como un

extremo cerrado según sean las condiciones de funcionamiento en las cuales se encuentra trabajando.

Del mismo modo se ha obtenido el comportamiento de los elementos que introducen las diferentes estrategias de EGR una vez instalados en el motor, p.e. comportamiento de las válvulas anti-retorno, de la válvula rotativa, de los intercambiadores de EGR, etc. De esta forma, ha sido posible el conocimiento de las interacciones que producen cada uno de los elementos sobre los procesos que se llevan a cabo en la renovación de la carga del motor.

Una vez caracterizados los elementos por separado y obtenido su comportamiento instalado sobre el motor, se procede al ensayo de cada una de las estrategias de EGR consideradas en el presente trabajo. Así, el tercer bloque del capítulo presenta los ensayos realizados para llegar a la optimización de las estrategias de EGR. Esta optimización se ha realizado para la consecución de los objetivos marcados en cuanto a emisiones contaminantes e intentando minimizar el efecto que produce cada una de estas estrategias sobre el rendimiento global del motor.

Para la optimización de las estrategias de EGR se ha realizado un estudio paramétrico con los parámetros de inyección (P_{INY} y SOI) y con el porcentaje de EGR en cada una de las estrategias sujetas a estudio, tal y como se explica en el apartado 5.4. Es importante decir que previamente al estudio paramétrico de las estrategias, las dimensiones y la configuración de los circuitos de EGR han sido elegidas previamente con los resultados de procedentes del modelado de las estrategias de EGR sobre el motor, tal y como se explicó en el capítulo 4.

Del estudio paramétrico realizado se ha llegado a la conclusión de que la utilización de la estrategia con válvulas anti-retorno instaladas en el circuito de EGR ofrece un menor perjuicio sobre el consumo específico del motor y se consiguen los mayores porcentajes de EGR en la mayoría de los puntos de funcionamiento. Además en el apartado 5.4.3 se muestran los parámetros de inyección y los porcentajes de EGR a realizar en los 12 puntos de funcionamiento del ensayo ESC para que el motor cumpla la normativa anti-contaminantes con un consumo específico mínimo.

Una vez se ha optimizado el motor en cuanto a las condiciones de funcionamiento, se ha obtenido la combinación adecuada de parámetros de inyección y porcentaje de EGR a realizar para el cumplimiento de la normativa, sin un alto perjuicio al rendimiento del motor. En este capítulo se justifica la necesidad de realizar un experimento específico que nos permita evaluar cual es el efecto que produce la recirculación de los gases de escape sobre el proceso de la renovación de la carga en particular.

En el apartado 5.5 se describen los experimentos realizados sobre el motor para la obtención del efecto que tiene el EGR sobre el proceso de renovación de la carga del motor, objetivo principal de la presente tesis.

Para conseguir este propósito se han necesitado la realización de tres experimentos sobre el motor. El primero nos proporciona una situación de referencia del motor, apartado 5.5.1, sin EGR de ningún tipo. El segundo de los experimentos (apartado 5.5.2), consiste en la instalación del circuito de EGR sobre el motor y ensayar el motor con el mismo combustible inyectado y con los mismos parámetros de inyección que en el ensayo de referencia, pero en este caso con diferentes aperturas de la válvula de EGR en cada uno de los puntos de funcionamiento. En este experimento se obtiene la pérdida de rendimiento efectivo del motor debido a la instalación de un sistema de EGR sobre el mismo. El tercero de los experimentos, apartado 5.5.3, pretende obtener la pérdida de rendimiento que se tiene en el motor debido a la influencia del EGR sobre el proceso de renovación de la carga del mismo, evitando la influencia del EGR sobre el proceso de combustión. A este experimento se le ha denominado ensayo de “sangrado”. Para evitar la influencia del EGR sobre el proceso de combustión se extraen del colector de escape la misma cantidad de gases que se hacia recircular en el ensayo con EGR y se reproducen las condiciones de admisión que se obtuvieron en el ensayo con EGR. Por supuesto en este experimento se mantienen los parámetros de inyección para cada punto de funcionamiento.

Como principal conclusión de este capítulo se tiene que se han realizado todos los experimentos necesarios para la obtención de los efectos tanto de los elementos necesarios para la realización de la recirculación de los gases de escape, como de la propia técnica de EGR sobre el motor.

Los resultados obtenidos han sido utilizados para la modelización teórica de los procesos que se llevan a cabo en el motor, y para la realización de diferentes análisis que permiten determinar los efectos que el EGR ejerce sobre el funcionamiento del motor sujeto a estudio. En el capítulo 6 se muestran los análisis realizados y se discuten las conclusiones que se derivan de cada uno de éstos.

5.7. Anexos

5.7.1. Anexo A: Resultados de la caracterización del venturi de EGR

Como ya se ha explicado en el apartado 5.3.1 para la correcta modelización del venturi de EGR ha sido necesario obtener tanto su respuesta en funcionamiento estacionario como su respuesta dinámica ante pulsos de presión. Por lo tanto, el venturi ha sido sometido a diferentes experimentos, los cuales han sido descritos en el apartado anteriormente nombrado.

En este anexo se presentan los resultados más relevantes de los ensayos realizados sobre el venturi de EGR. El anexo se divide en dos secciones, en la primera de ellas se muestran los resultados del venturi en funcionamiento estacionario y en la segunda se muestra la respuesta del venturi ante pulsos de presión. Como se justificó en el apartado 5.3.1 el comportamiento de este elemento condicionará a parámetros de la renovación de la carga del motor una vez el venturi esté instalado en éste.

5.7.1.1. Resultados del coeficiente de pérdidas de presión del venturi de EGR

En este apartado se muestran los coeficientes de pérdida de presión, K_V del venturi de EGR. Los coeficientes de pérdida de presión se han obtenido gracias al ensayo del venturi en la instalación de banco de flujo y tras el ensayo del elemento una vez instalado en el motor.

La figura 5.24 muestra los diferentes coeficientes de pérdida de presión del venturi frente al número de Mach del flujo que circula por el interior del venturi. Se representa frente al número de Mach para que los resultados obtenidos puedan compararse a los resultados obtenidos en el motor, donde se realizó el ensayo en otras condiciones de temperatura y presión.

En primer lugar, el coeficiente K_V nos indica las pérdidas de presión que produce el venturi sobre el flujo principal que lo atraviesa, figura 5.24(izq).

Cuando el venturi está trasegando gasto másico tanto por el tubo principal como por el tubo lateral, la pérdida de presión que produce será mayor debido a que se produce una mezcla irreversible de gases en el interior de este, lo cual hace que aumenten las pérdidas de presión. El coeficiente de pérdida de presión cuando circula gasto por el tubo lateral se muestra en la figura 5.24(der). Se observa que el K_V del venturi sigue la misma tendencia que cuando no se

trasiegan gases por el tubo lateral pero con un aumento proporcional de K_V con el gasto másico lateral.

Por otro lado, el venturi de EGR está diseñado para producir una caída puntual de la presión en la garganta para favorecer, de esta forma, el paso de gases del escape a la admisión. Debido a que la parte convergente del venturi no se comporta de manera ideal, se producen unas pérdidas de presión, las cuales se calculan con la ecuación 5.6. En la parte inferior de la figura 5.24 se muestra el valor del coeficiente K_{gar} que evalúa las pérdidas de presión en la garganta del venturi.

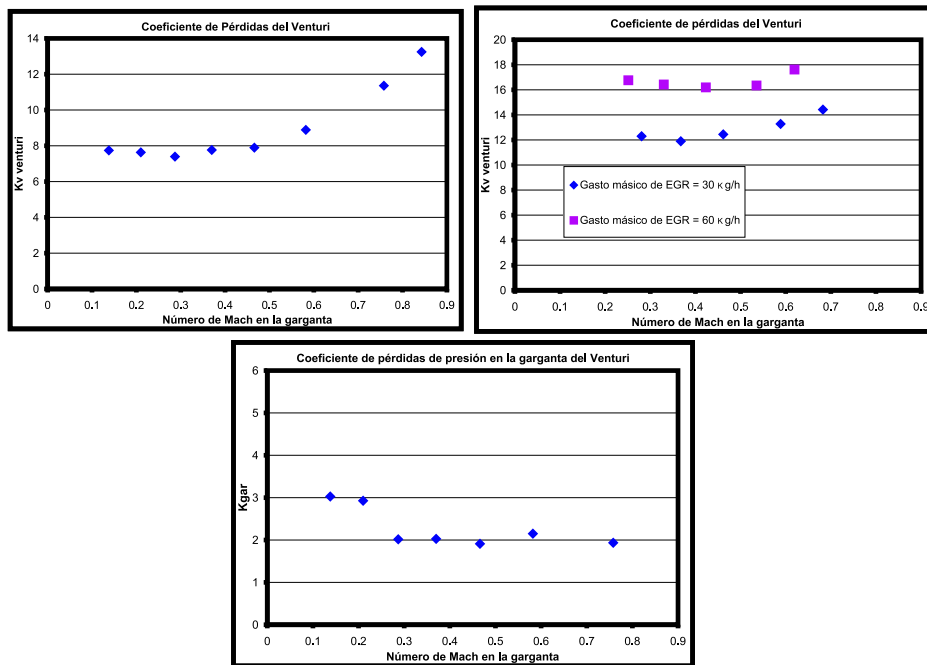


Figura 5.24: Resultados de la caracterización de las pérdidas provocadas por el venturi de EGR, ensayos en banco de flujo continuo.

Una vez se han obtenido los coeficientes de pérdida de presión del venturi en banco de flujo se ha ensayado éste en el motor y se le ha sometido al experimento mostrado en la figura 5.10. De este experimento se obtienen los resultados mostrados en la figura 5.25.

Se observa que tanto el coeficiente de pérdidas del venturi, K_V , como el coeficiente de pérdidas de la garganta, K_{gar} , tienen valores ligeramente mayores debido a que el número de Mach alcanzable en el motor es mayor que el número de Mach que se alcanza en el banco de flujo. Además el motor trasiega

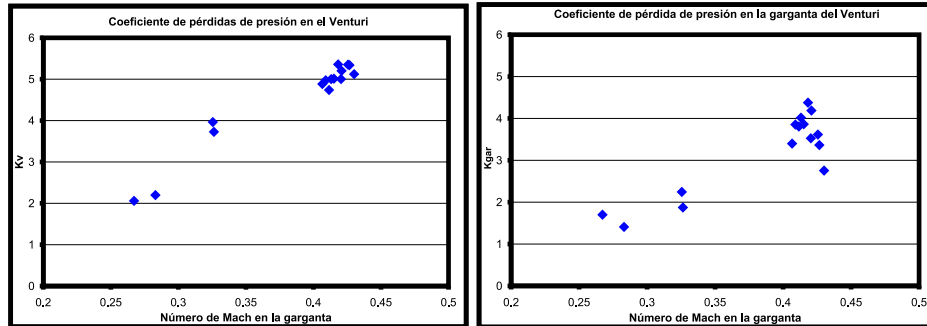


Figura 5.25: Resultados de la caracterización de las pérdidas provocadas por el venturi de EGR, ensayos en motor descritos en la figura 5.10.

gasto a través del venturi de manera pulsante, lo que produce aceleraciones y deceleraciones del flujo que atraviesa la garganta, por lo tanto las pérdidas globales de presión serán mayores, tal y como refleja el resultado del ensayo.

Estos coeficientes han sido implementados en el modelo de venturi utilizado para la realización del presente trabajo y explicado en el capítulo 4 para la obtención de un modelo con comportamiento lo más cercano a la realidad.

5.7.1.2. Resultados de la respuesta dinámica del venturi de EGR

En este apartado se muestran los resultados obtenidos en el experimento diseñado para la identificación de la respuesta dinámica del venturi de EGR. El experimento se encuentra explicado en la sección 5.3.1, y esquematizado en las figuras 5.11 y 5.12. Así mismo, en la parte final del anexo se muestran los resultados de respuesta dinámica del venturi ensayado directamente en el motor.

El plan de ensayos del experimento del venturi ha quedado explicado en el apartado 5.3.1. El venturi ha sido sometido a un pulso de presión normalizado por el tubo lateral producido por el banco de impulsos mientras se le hacía pasar gasto de aire por la dirección principal gracias al banco de flujo. Para la correcta caracterización del venturi ante pulsos, se obtuvo la respuesta de éste ante pulsos de presión tanto con flujo por el tubo lateral como sin flujo por el tubo lateral. De esta forma es posible obtener la respuesta del venturi sobre el circuito de EGR y por lo tanto diseñarlo para optimizar el aprovechamiento de los pulsos de presión que producen la apertura de las válvulas de escape.

En las páginas finales del presente anexo se exponen los resultados de los experimentos descritos. En primer lugar se muestran los resultados del ensayo

del venturi **sin** flujo lateral, figuras 5.27–5.30, y en segundo lugar se presentan los mismos resultados pero esta vez procedentes de los ensayos del venturi **con** flujo por el tubo lateral, figuras 5.31–5.34.

En la figura 5.27 se muestra la evolución de la presión en el tubo lateral del venturi, la denominada P1 es el pulso de presión una vez desarrollado por el banco de impulsos y la denominada P2 es la presión medida en la entrada lateral del venturi. La presión P2 es la combinación de la presión incidente en el venturi y presión reflejada por éste.

Parte de la presión incidente en el venturi será transmitida por éste a los tubos que se conectan al mismo. Las presión P3 y P4 mostradas en la figura 5.28 son las presiones medidas en la entrada y salida del venturi. Se observa que cuando el gasto que atraviesa el venturi es pequeño, la presión transmitida se bifurca de igual manera hacia la entrada como a la salida del venturi, mientras que conforme el gasto de aire que atraviesa el venturi aumenta el pulso de presión se trasmite hacia la entrada de éste, siendo casi inapreciable el pulso de presión en la salida.

Este comportamiento se puede explicar con la ayuda de las figuras 5.29 y 5.30. La figura 5.29 muestra el gasto instantáneo entrante al venturi y saliente de éste, se observa que cuando el gasto medio que trasiega el venturi es pequeño y se le somete a un pulso de pequeña magnitud, este pulso produce una reducción del gasto entrante y a la vez una elevación del gasto saliente, comportándose el venturi en esta situación como un extremo abierto¹⁴, tal y como refleja la gráfica correspondiente de la figura 5.30.

En el caso opuesto, cuando el gasto medio que trasiega el venturi es elevado, el pulso de presión procedente del tubo lateral produce una disminución del gasto instantáneo entrante en el venturi, esta disminución del gasto tan pronunciada produce una elevación de la presión en la garganta del venturi, y por lo tanto esta elevación del gasto se ve correspondida con una sobre-presión por el tubo lateral, de esta forma el venturi se comporta como un extremo cerrado¹⁵, tal y como refleja la gráfica inferior izquierda de la figura 5.30. Para el caso de gastos intermedios se observa como la respuesta del venturi va cambiando desde extremo abierto hasta extremo cerrado.

En el caso de los ensayos del venturi con gasto por el tubo lateral del mismo, la respuesta ante pulsos de presión es similar al caso anterior, tal y como muestran las gráficas representadas en la figuras 5.31–5.34. La única diferencia apreciable es que el efecto sobre el gasto principal entrante en el

¹⁴Extremo abierto: Una sobre-presión incidente se ve reflejada en forma de depresión.

¹⁵Extremo cerrado: Una sobre-presión incidente se ve reflejada en forma de sobre-presión.

venturi, figura 5.33, no es tan evidente como en el caso anterior debido a que queda oculto por la diferencia existente entre el gasto entrante y el saliente. El gasto saliente es la suma del gasto entrante por el tubo principal más el gasto entrante por el tubo lateral, por lo tanto el pulso de presión por el tubo lateral lleva asociado una elevación del gasto por éste que a su vez se apreciará en el evolución del gasto instantáneo a la salida principal del venturi.

En lo que respecta a la respuesta del venturi por el tubo lateral, figura 5.34, se observa que es similar a la respuesta que se tiene cuando no existe gasto por el tubo lateral, cambiando el comportamiento desde extremo abierto hasta extremo cerrado en función del gasto principal que trasiega el venturi.

A la vista de los resultados y del análisis realizado sobre el venturi de EGR, se puede concluir que el comportamiento de este elemento ante pulsos de presión es variable según las condiciones en las cuales se encuentra trabajando, es un elemento activo ante pulsos de presión y gasto instantáneo que atraviese el flujo principal.

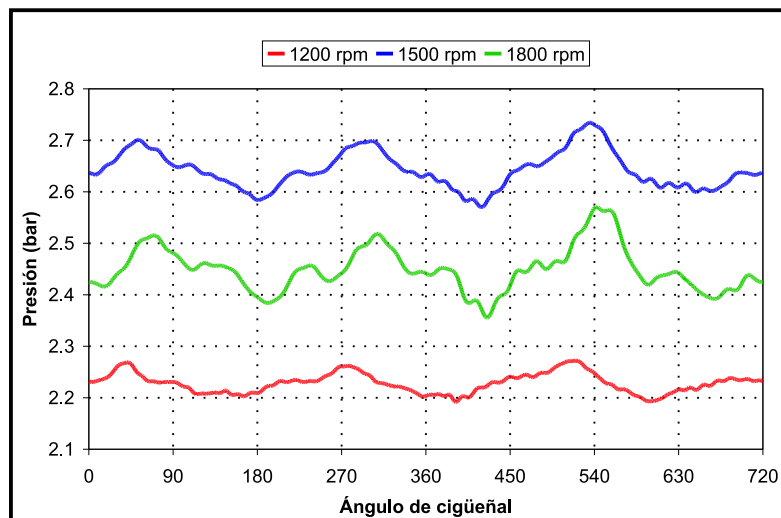


Figura 5.26: Evolución de la presión instantánea en la garganta del venturi para diferentes regímenes de funcionamiento del motor. Gasto por el tubo lateral nulo. Experimentos descritos en las figuras 5.13 y 5.10.

Este comportamiento del venturi ha sido comprobado una vez el elemento se ha instalado en el motor. La figura 5.26 muestra la evolución de la presión en la garganta del venturi cuando la válvula de EGR está completamente cerrada, osea cuando los pulsos de presión en la garganta se producen a causa del gasto instantáneo que atraviesa la garganta del venturi. Provocando en el circuito

de EGR una dinámica a causa del flujo pulsante que circula por la admisión.

Es importante decir que la dinámica de los pulsos de presión en el circuito de EGR tiene varias fuentes que la provocan, dependiendo de las condiciones de los pulsos de presión y el gasto que atraviesa el venturi en ese momento, la respuesta de éste variará, tal y como se ha puesto de manifiesto con los resultados del ensayo ante pulsos normalizados.

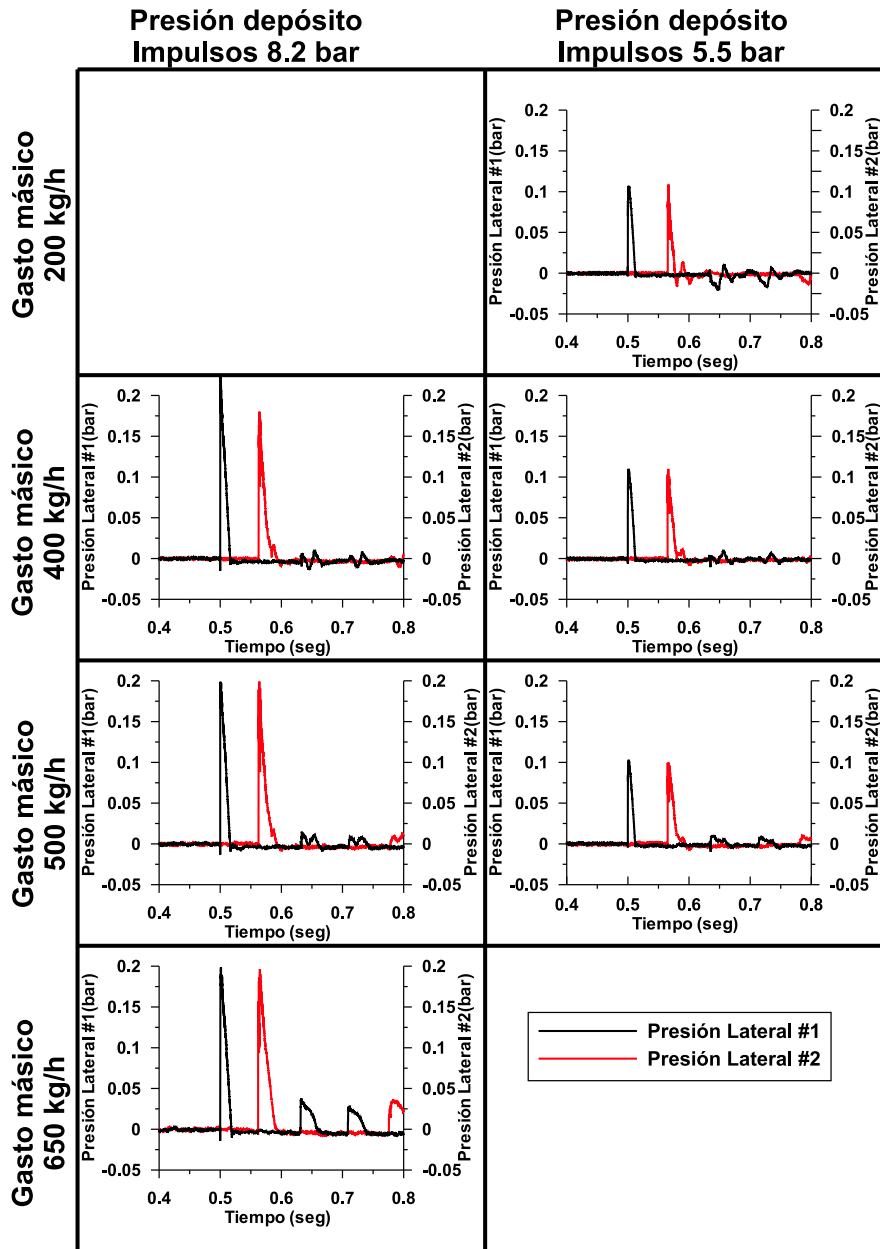


Figura 5.27: Resultados de la respuesta dinámica del venturi *sin* gasto por el tubo lateral. P1 y P2.

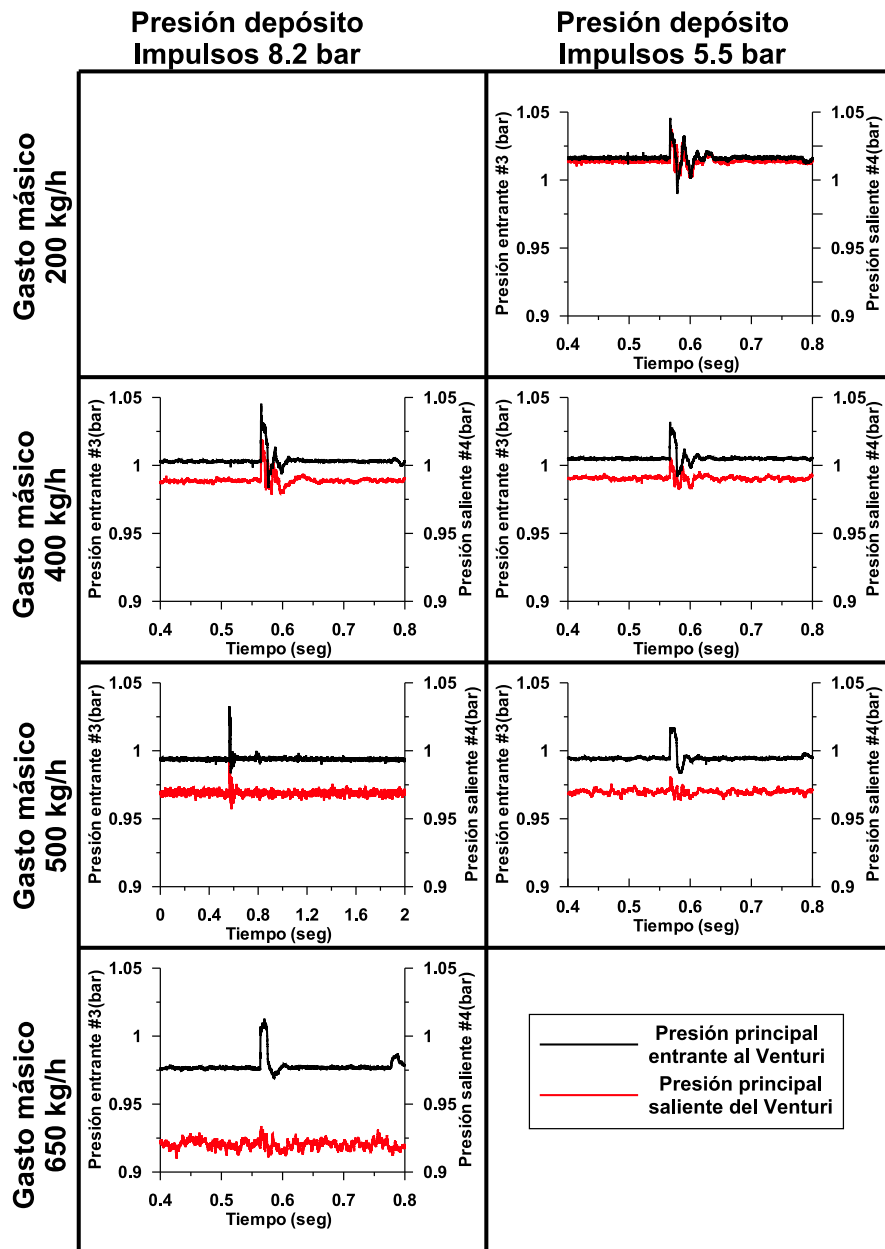


Figura 5.28: Resultados de la respuesta dinámica del venturi *sin* gasto por el tubo lateral. P3, o presión en la entrada principal, y P4, o presión en la salida principal.

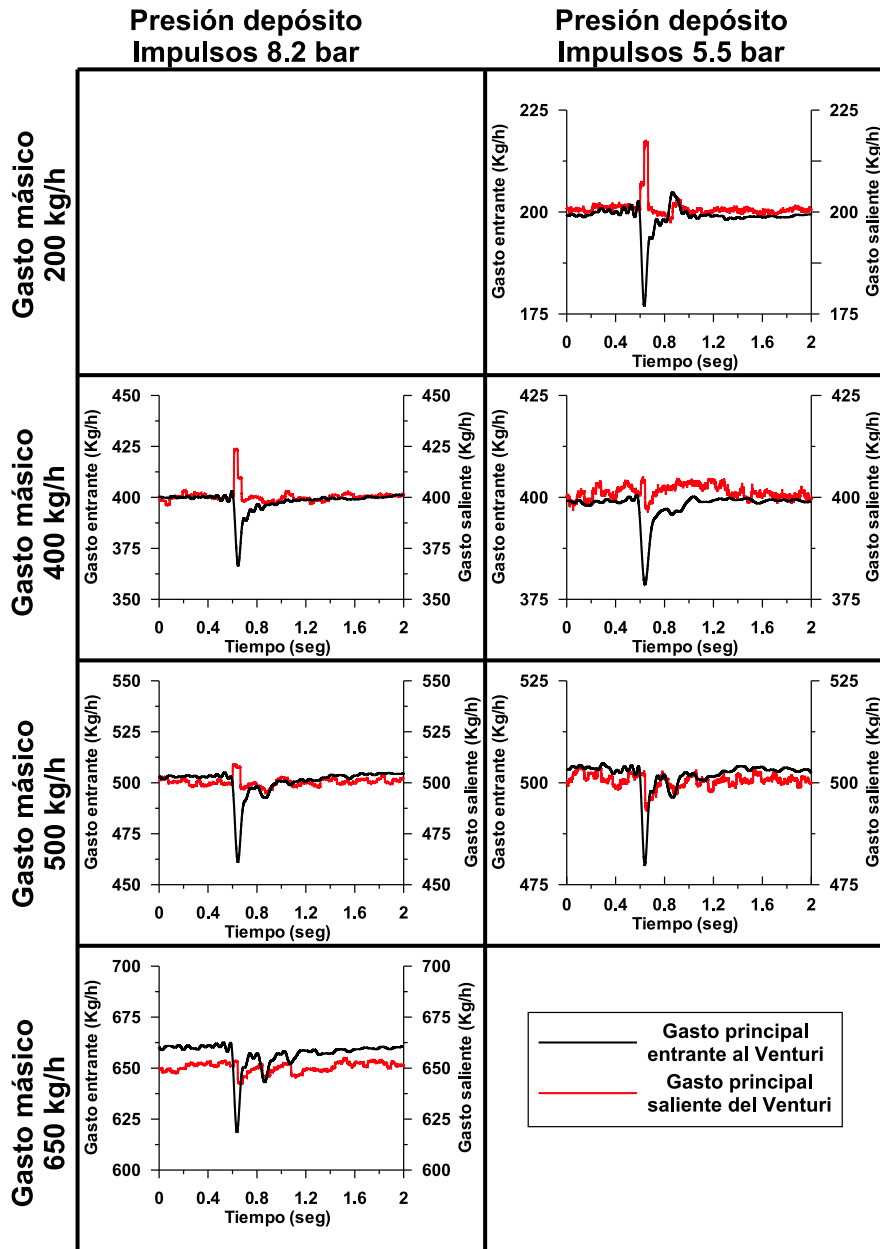


Figura 5.29: Resultados de la respuesta dinámica del venturi *sin* gasto por el tubo lateral. Gasto entrante y saliente.

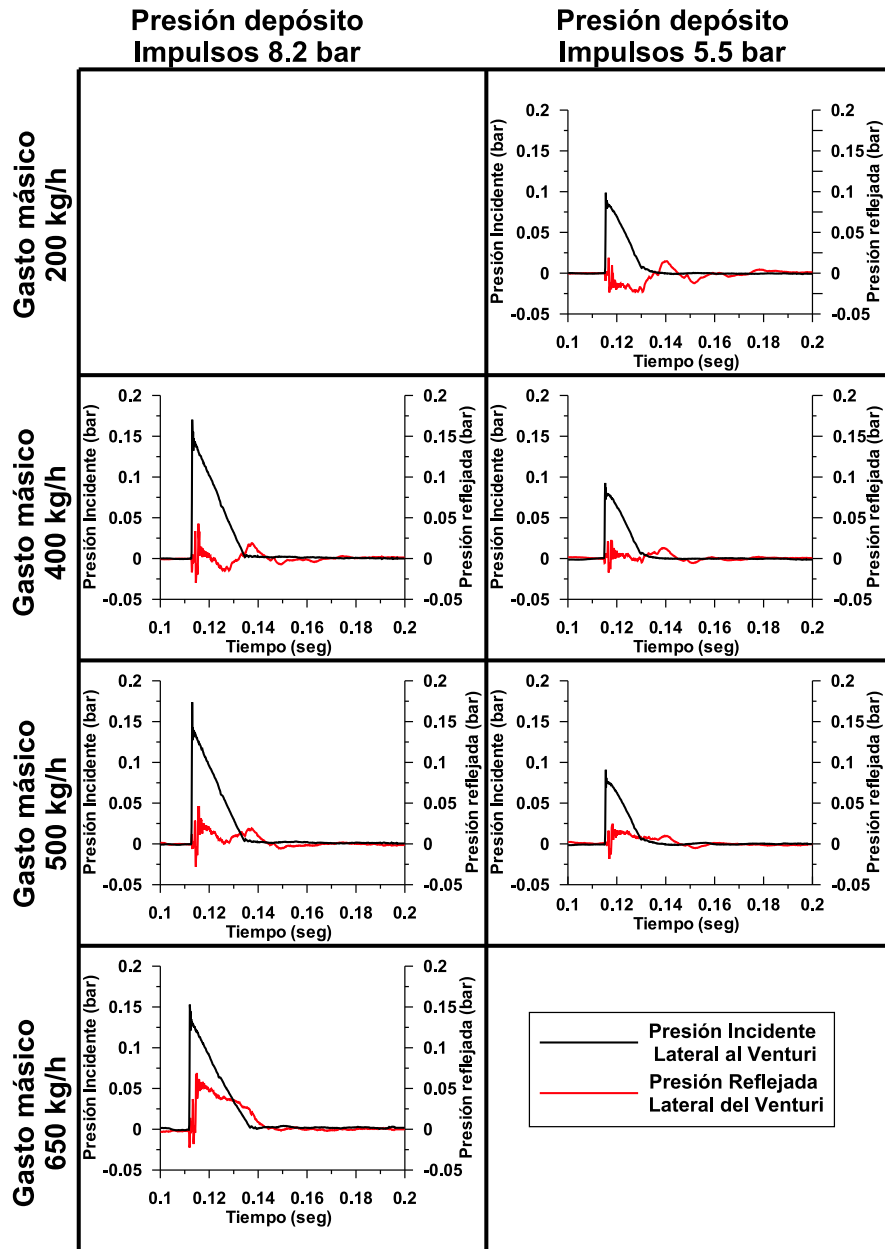


Figura 5.30: Resultados de la respuesta dinámica del venturi *sin* gasto por el tubo lateral. Presión incidente y reflejada en el tubo lateral.

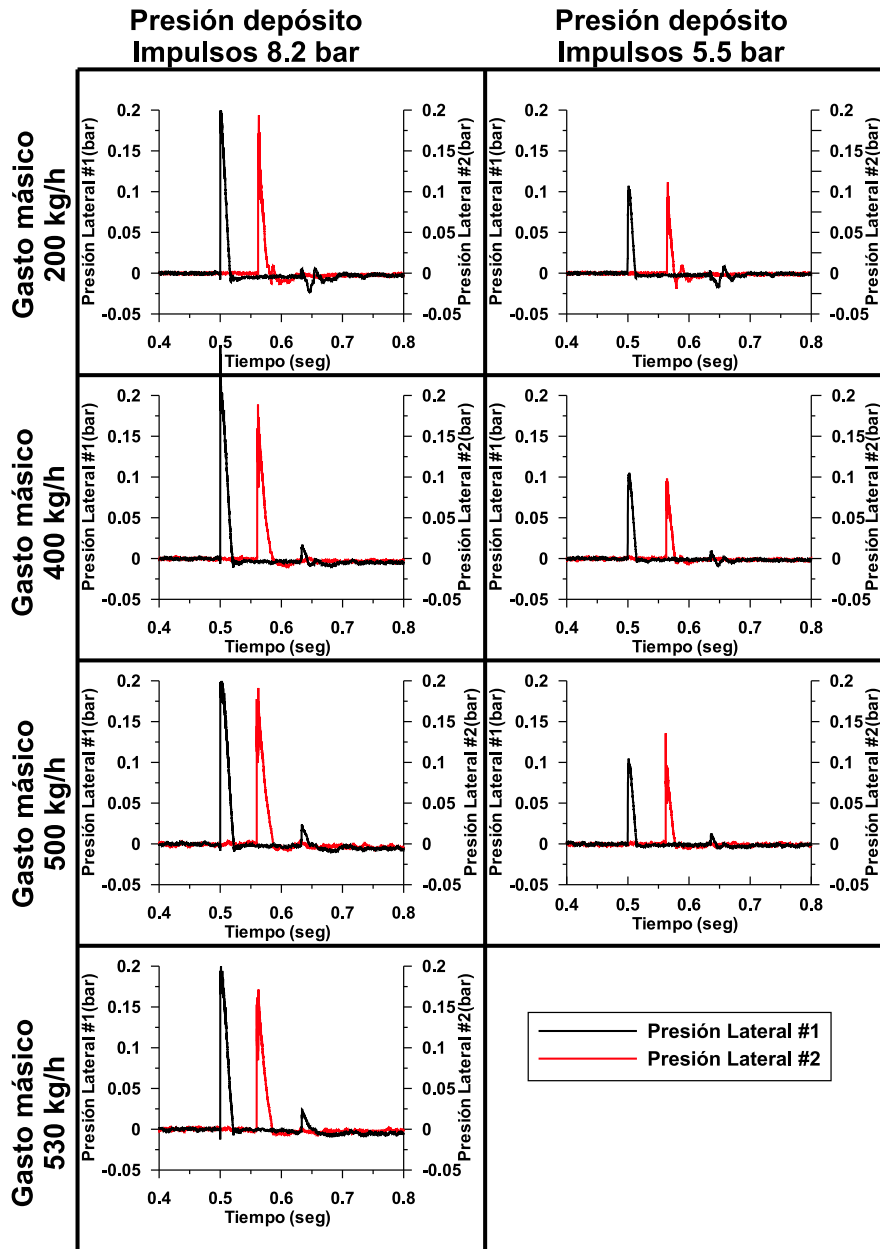


Figura 5.31: Resultados de la respuesta dinámica del venturi con gasto por el tubo lateral. P1 y P2.

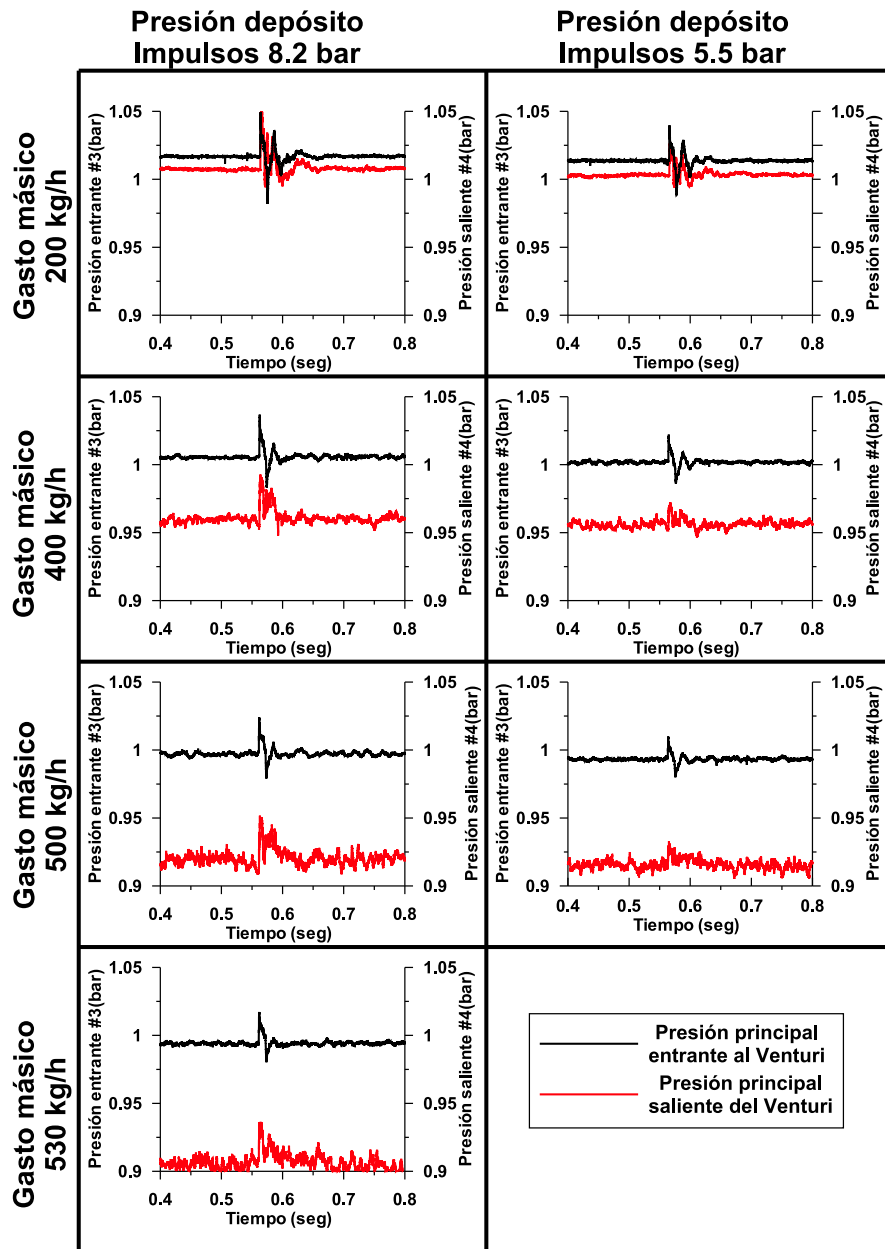


Figura 5.32: Resultados de la respuesta dinámica del venturi *con* gasto por el tubo lateral. P_3 (presión en la entrada principal) y P_4 (presión en la salida principal).

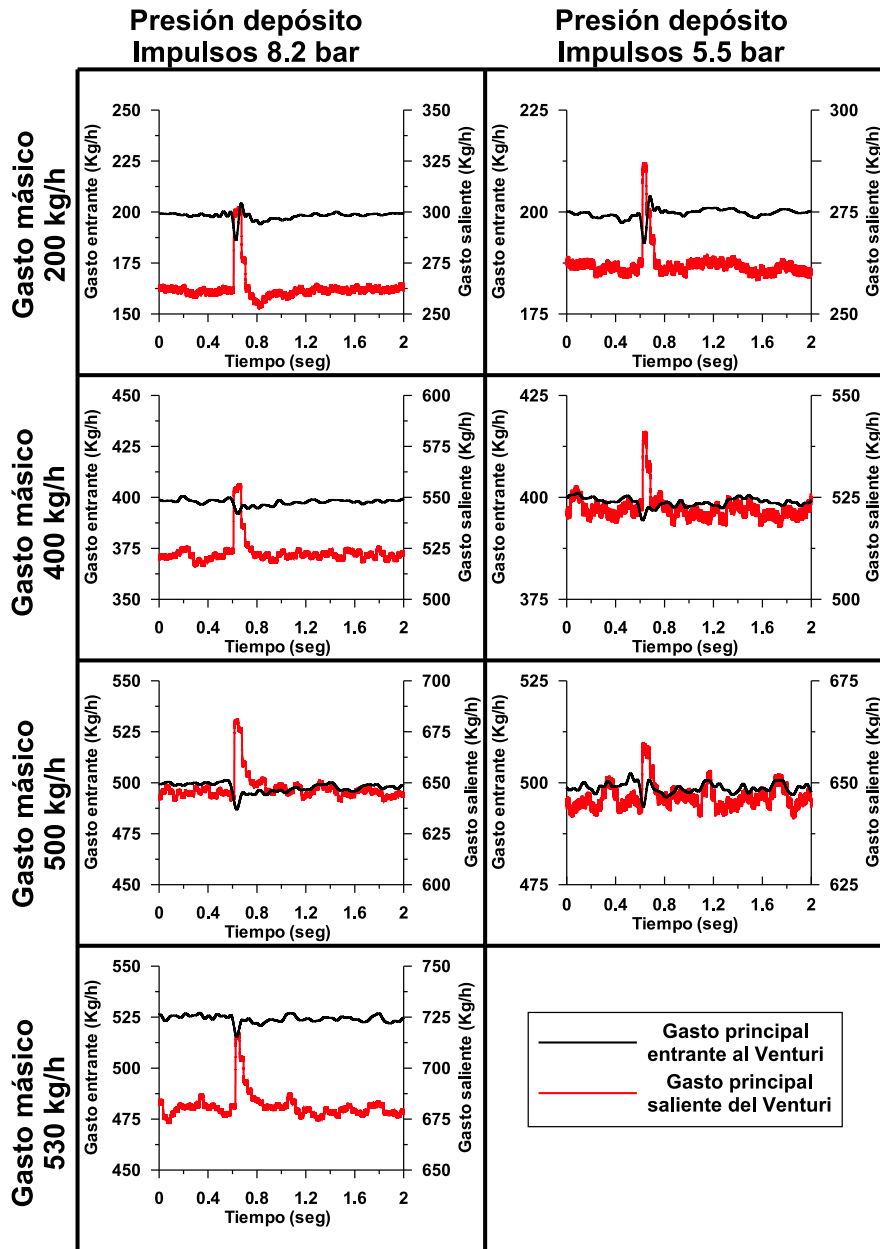


Figura 5.33: Resultados de la respuesta dinámica del venturi con gasto por el tubo lateral. Gasto entrante y saliente.

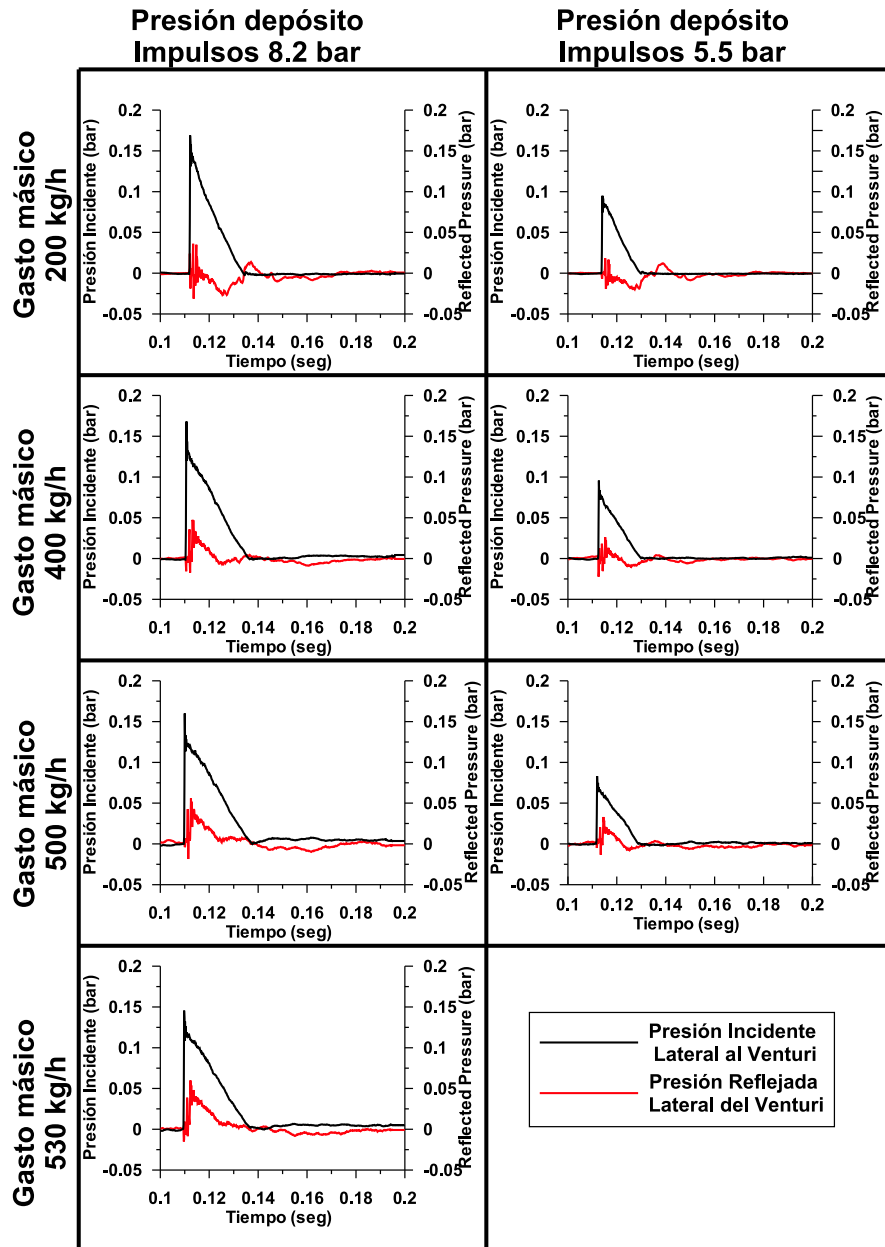


Figura 5.34: Resultados de la respuesta dinámica del venturi con gasto por el tubo lateral. Presión incidente y reflejada en el tubo lateral.

5.7.2. Anexo B: Resultados de los ensayos de caracterización de los elementos necesarios para la obtención de EGR

En cada estrategia utilizada para conseguir la recirculación de los gases de escape en el motor han sido necesarios diferentes elementos. Estos elementos influyen sobre el comportamiento del motor y por lo tanto es necesaria la caracterización de éstos.

Por otro lado, la caracterización de los elementos es utilizada para la correcta modelización de éstos de forma que sea posible reproducir el comportamiento del motor mediante el modelo. Una vez el modelo es correcto es posible la utilización de los resultados que proporciona para el análisis de los efectos que tienen lugar en el interior del motor.

Para este trabajo se han analizado principalmente tres estrategias, todas ellas explicadas con detalle a lo largo de los capítulos anteriores. Cada una de las estrategias introduce diferentes elementos sobre el circuito de EGR o sobre el motor. En este anexo se exponen solamente los resultados obtenidos de los ensayos para la caracterización de las válvulas anti-retorno debido a que son los elementos que introduce la estrategia que ha resultado como óptima para la recirculación de los gases en el motor sujeto a estudio.

La caracterización de otros elementos como, válvula rotativa, válvula de láminas para la compensación de presiones, intercambiadores de EGR, etc. ha seguido el mismo proceso y los resultados obtenidos no se exponen en este anexo debido a que no revelan un aporte de información importante para el objetivo del presente trabajo. Las conclusiones importantes obtenidas de la caracterización de los elementos se encuentran expuestas a lo largo de los diferentes apartados del presente capítulo.

5.7.2.1. Resultados de la caracterización de las válvulas anti-retorno del circuito de EGR

Para la caracterización de las válvulas anti-retorno se utilizó en primer lugar la instalación de banco de flujo. Estos ensayos nos proporcionaron un coeficiente de descarga de las láminas que componen las válvulas anti-retorno, en función del salto de presiones al cual estaban sometidas.

La figura 5.35 muestra la evolución del coeficiente de descarga que introducen las láminas en función del gasto másico que trasiegan.

Como se observa, el coeficiente de descarga es proporcional con el gasto que atraviesa la válvula, sin llegar en ningún momento a estabilizarse como

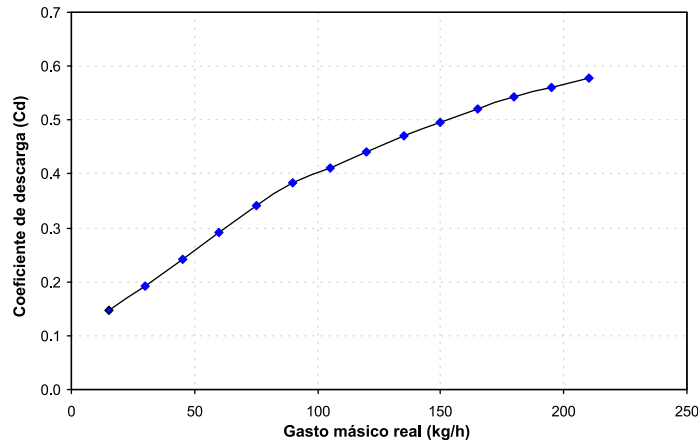


Figura 5.35: Resultados del coeficiente de descarga de las láminas en banco de flujo.

ocurre con un coeficiente de descarga de una válvula normal. Esto se debe al siguiente efecto, conforme aumenta el gasto, el salto de presiones necesario para que se trasiegue este gasto es mayor, conforme el salto de presiones aumenta, las láminas se abren más, aumentando la sección de paso del fluido y por lo tanto aumentando el coeficiente de descarga de la válvula anti-retorno. Este comportamiento ha sido modelado tal y como se explica en el capítulo 4.

Por otro lado, las válvulas anti-retorno han sido ensayadas una vez instaladas en el motor, un ejemplo de los resultados de estos ensayos es el mostrado por la figura 5.36.

En esta gráfica se observa el efecto que produce la apertura de las láminas sobre el pulso de presión procedente del colector de escape. El efecto de la válvula anti-retorno es similar al que produce la apertura de la válvula rotativa explicado en el apartado 5.4.2.

Un pulso de presión proveniente del escape hace abrir las láminas que forman la válvula anti-retorno dejando pasar gasto de escape hacia la admisión, durante el trasiego de gasto la válvula anti-retorno introduce una pérdida de carga y la presión en el punto de medida está por debajo de la presión de escape y por debajo de la presión de admisión debido a que en ese momento está conectado a la garganta del venturi. Cuando la válvula cierra el conducto de EGR donde se mide la presión se comporta como un extremo cerrado, de esta forma, la apertura de la otra válvula anti-retorno instalada en el conducto de EGR simétrico provoca una sobre-presión sobre este conducto.

La combinación de las dos válvulas anti-retorno instaladas en el circuito de EGR del motor producen un tren de pulsos (seis pulsos por ciclo de trabajo)

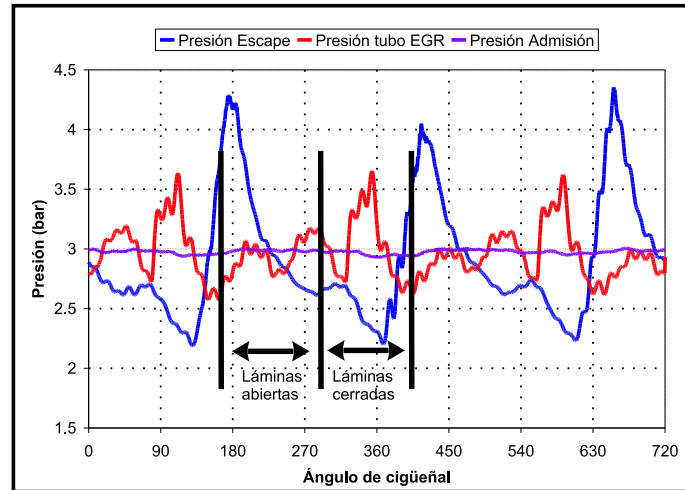


Figura 5.36: Comportamiento de las láminas ante los pulsos de presión procedentes del escape. Aprovechamiento de los pulsos para la producción de EGR.

sobre el conducto principal de EGR. Estos pulsos se ven atenuados por el coeficiente de descarga que introducen las válvulas y por el comportamiento de la garganta del venturi ante pulsos de presión.

Bibliografía

- [1] Serrano, J.R.; Arnau F.J. y Cervelló C.
Nuevo modelo para turbinas de Geometría Variable, volume 13(3), pp. 2029–2034.
Anales de la Ingeniería Mecánica 2000, 2000.
- [2] Climent, H.; Cervelló C.; Tiseira A. y Fernández T.
Modelado de Compresor de Sobrealimentación en un motor de Combustión Interna Alternativo, pp. 2029–2034.
XV congreso nacional de Ingeniería mecánica. ISBN 84-607-6264-5, 2003.
- [3] Climent Puchades H.
Contribución al modelado unidimensional de motores de dos tiempos de pequeña cilindrada. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2002.
- [4] Broatch Jacobi A.

- Medida de la respuesta acústica de silenciadores.* Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1995.
- [5] Luján Martínez J.M.
Recirculación interna de gases de combustión en motores diesel sobrealimentados. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998.
- [6] Luján, J.M.; Payri F.; Vera F. y Serrano J.R.
A Methodology to Determine the Mass Fuel Injected During a Transient Process in a Heavy-Duty Engine with EGR System.
Proceedings of World Automotive Congress FISITA 2002, 2002.
- [7] Torregrosa Huguet A.
Predicción del ruido de admisión y escape en motores alternativos. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1993.
- [8] Blair G.P.
An alternative method for the prediction of unsteady gas flow through the internal combustion engine.
SAE Paper 911850, 1991.
- [9] Vera F.
Comportamiento, respuesta y caracterización de un Venturi de EGR en un motor de combustión interna alternativo turboalimentado.
Trabajo de investigación 1888/18. Programa de doctorado: Procesos Termofluidodinámicos en MCIA. Universidad Politécnica de Valencia, 2002.
- [10] Luján, J.M.; Payri F.; Guardiola C. y Vera F.
Modeling, Effect and Behavior of the EGR Venturi in a Heavy-Duty Diesel Engine.
SAE Paper 2001-01-3227, 2001.
- [11] Luján, J.M.; Ruiz S. y Vera F.
Efectos de la Recirculación Externa de Gases de Escape sobre el Proceso de la Renovación de la Carga en Motores Diesel Turboalimentados, volume 13(3), pp. 1905–1911.
Anales de la Ingeniería Mecánica 2000, 2000.
- [12] Payri, F.; Luján J.M.; Broatch A.; Guardiola C.
Failure detection using turbocharger instantaneous speed frequency analysis on reciprocating internal combustion engines.
Proceedings of 8th European Automobile Engineers Cooperation (EAEC), 2001.

-
- [13] Martínez Alvarez J.A.
Diseño mediante modelado y validación experimental de un sistema de recirculación de gas de escape (EGR) en un motor Diesel sobrealimentado en condiciones adversas de presión.
Proyecto Fin de Carrera dirigido por Dr. D. J. M. Luján Martínez y D. F. Vera García, 2000.
- [14] Ladommatos, N. Abdelhalim S. Zhao H.
The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions, volume 1 no.1, pp. 107–126.
International Journal Engine Research, 2000.
- [15] Molina Alcaide S.A.
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.
- [16] Santos Luque R.
Estudio del aprovechamiento de la energía de los gases de escape en motores diesel. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1999.
- [17] ISO STANDARDS HANDBOOK 15.
Measurement of fluid flow in closed conduits, pp. 263–330.
International Organization for Standardization, First Edition 1983.

Capítulo 6

Análisis energético de un motor sometido a EGR

Índice General

6.1. Introducción	235
6.2. Flujo energético en un motor con diferentes estrategias de EGR	236
6.2.1. Disponibilidad energética de los gases en el interior del motor	237
6.2.2. Diagramas de disponibilidad energética en el motor	239
6.3. Análisis comparativo de los ensayos de caracterización del EGR	244
6.3.1. Influencia de la estrategia de EGR	247
6.3.2. Influencia del EGR en el proceso de renovación de la carga	250
6.3.3. Influencia del EGR en la sobrealimentación	254
6.4. Cuantificación de la influencia del EGR	257
6.4.1. Análisis estadístico de los resultados experimentales	258
6.4.1.1. Identificación de variables representativas	258
6.4.1.2. Correlaciones obtenidas	260
6.5. Resumen	267
Bibliografía	269

Capítulo 6

Análisis energético de un motor sometido a EGR

6.1. Introducción

En este capítulo se hace un análisis de los resultados obtenidos a lo largo del estudio desde diferentes puntos de vista. Mientras que en los capítulos 2 y 3 se citan diferentes trabajos que analizan el efecto del EGR sobre las emisiones de contaminantes y sobre el efecto sobre la combustión, en este capítulo se deja a un lado el análisis del EGR sobre los procesos mencionados para profundizar más en el conocimiento del efecto del EGR sobre la renovación de la carga.

Para la correcta realización del análisis han sido utilizadas herramientas de diferentes tipos. Por un lado se ha utilizado el modelo descrito en el capítulo 4 para la obtención de variables del interior del motor (variables de difícil o imposible medida fiable). Por otro lado se han utilizado los resultados obtenidos en los ensayos de caracterización del EGR descritos en el capítulo 5 para la realización de un análisis comparativo del efecto que produce el EGR sobre el motor. Por último, se ha utilizado una herramienta de análisis estadístico

(Statgraphics[©]) para el tratamiento correcto de los parámetros medidos en los ensayos.

Mediante la utilización de las herramientas disponibles se realiza un análisis de los resultados que podemos separar de la siguiente manera:

- En el apartado 6.2 se realiza un análisis de la disponibilidad energética del gas en el interior de los sistemas de admisión, de escape y de EGR, incluyendo en el análisis los elementos que introduce cada una de las estrategias de EGR. Para la correcta cuantificación de la disponibilidad energética del gas en el interior de los colectores a sido necesaria la utilización de los resultados proporcionados por el modelo descrito en el capítulo 4.
- En segundo lugar, en el apartado 6.3, se muestra el análisis comparativo realizado con los resultados experimentales obtenidos en los ensayos de caracterización del EGR en el motor. Dichos ensayos están descritos en el apartado 5.5 del capítulo 5.
- Por último, en el apartado 6.4, se realiza un análisis estadístico – experimental con los parámetros medidos en los experimentos de caracterización del EGR sobre el motor (sección 5.5), obteniendo las principales variables sobre las que influye el EGR.

De los análisis realizados se deriva una cuantificación de cómo el EGR afecta a los diferentes procesos que tienen lugar en el motor Diesel turboalimentado sujeto a estudio.

6.2. Flujo energético en un motor con diferentes estrategias de EGR

Todas las máquinas térmicas toman energía de un foco caliente o de un proceso de combustión, producen una cierta cantidad de trabajo útil y ceden una cantidad de energía a un foco frío. Los motores de combustión interna, cuando termina el proceso de expansión abren sus válvulas para evacuar los gases quemados a la atmósfera (foco frío). Estos gases poseen una energía que por las características de los MCIA no se puede aprovechar. En cambio, esta energía puede ser utilizada mediante otra máquina térmica: el uso de esta energía mediante una turbina da lugar a la turbo-sobrealimentación. No toda

la energía que contienen los gases de escape de un motor puede ser aprovechada, por lo tanto es necesario definir un término que permita cuantificar cuanta de esta energía está disponible para su uso en una expansión en turbina.

En 1873, se introduce el concepto de *energía disponible de un cuerpo respecto al medio circundante*, desde entonces varios autores han utilizado este concepto dándole el nombre de EXERGÍA [1, 2]. En termodinámica se utiliza el término de *exergía* para denominar la energía que se puede transformar en trabajo útil [3]. La definición termodinámica de la exergía implica determinar un punto de referencia, que se considera a este punto como el estado termodinámico en el cual no es posible extraer más trabajo de la energía que se dispone. Este estado termodinámico recibe el nombre de *estado muerto* y normalmente se define a partir de las condiciones atmosféricas. La exergía, a diferencia de la energía, no es conservativa, sino que se destruye debido a las irreversibilidades termodinámicas.

Muchos autores han utilizado el término de exergía para cuantificar el aprovechamiento de los gases de escape en motores Diesel mediante la turbosobrealimentación [4–10]. En cada uno de los estudios se definen unas condiciones de *estado muerto* diferentes y conformes a los estudios que llevan a cabo cada uno de los autores citados. Algunos autores han realizado diagramas exergéticos o balances exergéticos para cuantificar la pérdida de exergía desde la apertura de las válvulas de escape hasta la expansión en la turbina [7, 8, 11], sin considerar en ningún momento la posibilidad de recirculación de los gases de escape. Otros autores, realizan un balance exergético para cuantificar la utilización de la energía por parte del motor en su conjunto [9]. Los resultados obtenidos no son aplicables a motores en los que se recirculan gases de escape debido a que los procesos para el aprovechamiento de la energía en el motor son distintos y dependen de diversos parámetros, no sólo del aprovechamiento de las condiciones termodinámicas del motor.

6.2.1. Disponibilidad energética de los gases en el interior del motor

En este estudio se ha tomado como parámetro para evaluar la energía aprovechable el $TIT(\alpha)$ (*Trabajo Isoentrópico de la Turbina*). El $TIT(\alpha)$ se define como la diferencia de entalpía total, en cada instante de tiempo (o cada ángulo de giro del cigüeñal, α), entre el estado o punto de estudio y la entalpía que se tendría realizando una expansión isoentrópica hasta la presión atmosférica y una velocidad nula [4], tal y como dicta la ecuación 6.1.

$$TIT(\alpha)_i = (h_{0i}(\alpha) - h_{ss}(\alpha)) \quad (6.1)$$

siendo:

$h_{0i}(\alpha)$ la entalpía de parada de fluido en el punto “i”.

$h_{ss}(\alpha)$ la entalpía que tendría el fluido si se expandiera isoentropicamente hasta la presión atmosférica y con velocidad nula.

De esta manera la definición de $TIT(\alpha)$ no sólo depende de las propiedades del fluido y de sus condiciones, sino también del proceso que idealmente se impone [4]. Por lo tanto, este parámetro nos proporciona el máximo de trabajo útil que se puede obtener del fluido mediante su expansión en una turbina, siendo éste el único proceso utilizado por los motores Diesel turbosobrealimentados para el aprovechamiento de los gases tanto de la admisión como del escape sin tener en cuenta el trabajo desarrollado en el cilindro.

Como complemento al $TIT(\alpha)$, se puede plantear la *Potencia Isoentrópica de Turbina* y se denomina $NIT(\alpha)$. El $NIT(\alpha)$ se define como la potencia instantánea que se obtendría de los gases si se expansionan isoentrópicamente desde sus condiciones de parada hasta la presión atmosférica y con una velocidad nula. La ecuación 6.2 muestra cómo se calcula el NIT_i para un ciclo de motor en el punto “i” que se esté considerando.

$$NIT_i = \frac{\int_0^{720} \dot{m}(\alpha)_i \cdot TIT(\alpha)_i \cdot dt(\alpha)/d\alpha \cdot d\alpha}{\int_0^{720} dt(\alpha)/d\alpha \cdot d\alpha} = \frac{\int_0^{720} NIT(\alpha)_i \cdot dt(\alpha)/d\alpha \cdot d\alpha}{\int_0^{720} dt(\alpha)/d\alpha \cdot d\alpha} \quad (6.2)$$

siendo:

$\dot{m}(\alpha)_i$: Gasto másico instantáneo en el punto “i”.

$t(\alpha) \cdot d\alpha$: Diferencial del tiempo.

Las variaciones del NIT_i a lo largo del motor serán las variables que nos permitan cuantificar las pérdidas de la energía potencialmente aprovechable en el motor, permitiendo la realización de los diagramas de disponibilidad energética en el motor.

6.2.2. Diagramas de disponibilidad energética en el motor

Para la realización de los diagramas de disponibilidad energética del motor es necesario conocer las variaciones del NIT a lo largo de los conductos que forman los colectores del motor en cada instante de tiempo. Por lo tanto sería necesaria la medición de las variaciones de presión, temperatura y velocidad del fluido en cada instante y en cada punto donde se quiera evaluar el NIT. Ante la imposibilidad de medir estas variables directamente en el motor se ha utilizado el modelo descrito en el capítulo 4¹ para la realización de los diagramas expuestos en el presente apartado.

Con el objetivo de comparar los resultados obtenidos para cada una de las estrategias de EGR utilizadas en el presente estudio, los diagramas de disponibilidad se realizarán de manera porcentual. La figura 6.1 muestra el diagrama de disponibilidad energética del motor sin ninguna estrategia para la recirculación de los gases de escape. El diagrama expuesto corresponde al punto de funcionamiento de 1200 rpm de régimen de motor y 50% de grado de carga², pero las conclusiones que se derivan del presente análisis se hacen extensibles al resto de los puntos de funcionamiento del motor.

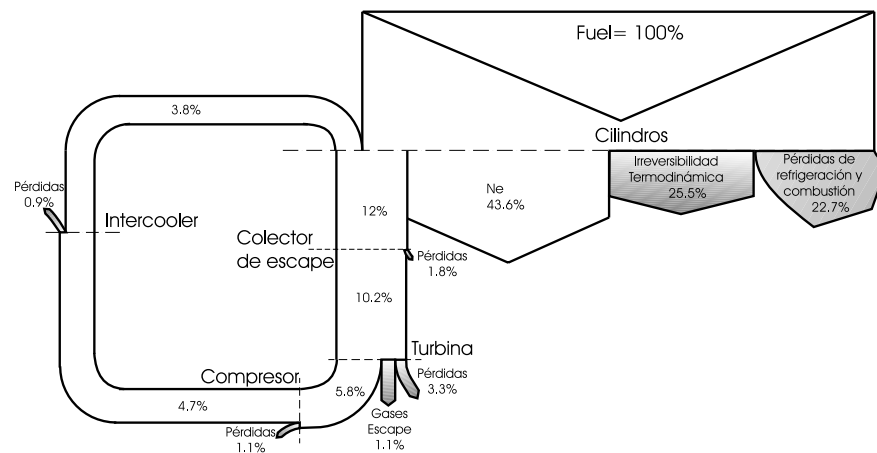


Figura 6.1: Diagrama de disponibilidad energética del motor sujeto a estudio sin EGR.

¹Para la correcta utilización de los resultados proporcionados por el modelo, es necesario un correcto ajuste del modelo con resultados procedentes de los ensayos del motor.

²Para otro punto de funcionamiento del motor los porcentajes de disponibilidad energética mostrados varían debido a como varían los rendimientos tanto del turbogrupo, como del motor: rendimiento de la turbina, del compresor, rendimiento volumétrico, rendimiento de la combustión, rendimiento mecánico, etc.

El diagrama expuesto ha sido realizado según el siguiente proceso y considerando una serie de hipótesis que se exponen a continuación. En primer lugar se considera que el 100 % de la energía puesta en juego en el motor viene proporcionada por el combustible inyectado en los cilindros. A la potencia del combustible se le resta la potencia efectiva proporcionada por el motor, debido a que con el parámetro utilizado para la realización del diagrama, NIT, no es posible considerar la potencia efectiva que proporciona el motor por la expansión del gas en los cilindros. La potencia disponible del gas aprovechable por la turbina, es el NIT en las pipas de escape, el resto de la energía se pierde debido a las *irreversibilidades termodinámicas* que se producen tanto en el proceso de combustión-expansión, en el proceso de compresión y en el proceso de escape de los gases del cilindro. Otro tipo de pérdida importante que se da en los cilindros es la energía calorífica cedida al fluido refrigerante del motor y la debida a inquemados, a estas pérdidas se le han denominado *pérdidas de refrigeración y combustión*. En los diagramas de disponibilidad energética las pérdidas se representan mediante flechas sombreadas.

El diagrama muestra qué porcentaje de la energía disponible en el gas es aprovechada por el turbogruppo para ser devuelta al colector de admisión y a los cilindros del motor³.

Los diagramas representados en las figuras 6.2, 6.3 y 6.4 muestran el reparto de la disponibilidad energética del gas en el motor cuando éste es sometido a la recirculación de los gases de escape, según sea la estrategia utilizada para conseguirlo⁴. En estos diagramas se ha reducido el tamaño de las flechas que representan la potencia efectiva y las pérdidas en cilindro con la intención de centrar el estudio en la distribución de la disponibilidad energética en los colectores de admisión y escape.

En la figura 6.2 se muestra la distribución de la energía en el motor cuando se realiza EGR mediante la estrategia que venimos denominando sistema de compensación de presiones P2A–P3.

En el diagrama se observan dos efectos principalmente. En primer lugar, parte de la energía utilizada para comprimir el aire de admisión se devuelve al escape (gases para la compensación de las presiones), elevando la energía

³Es necesario decir que los cilindros del motor no aprovechan el NIT de los gases de admisión debido a que el proceso al cual se someten los gases es distinto a la expansión en una turbina (recordar definición de NIT).

⁴Los diagramas de disponibilidad energética con recirculación de gases de escape han sido realizados gracias a la utilización del modelo descrito en el capítulo 4 y con la intención de hacer los resultados comparables, se muestra el punto de funcionamiento de motor 1200 rpm y 50 % de carga, en el cual, el porcentaje de gases recirculados ($\approx 8\%$ EGR) es similar para las tres estrategias consideradas.

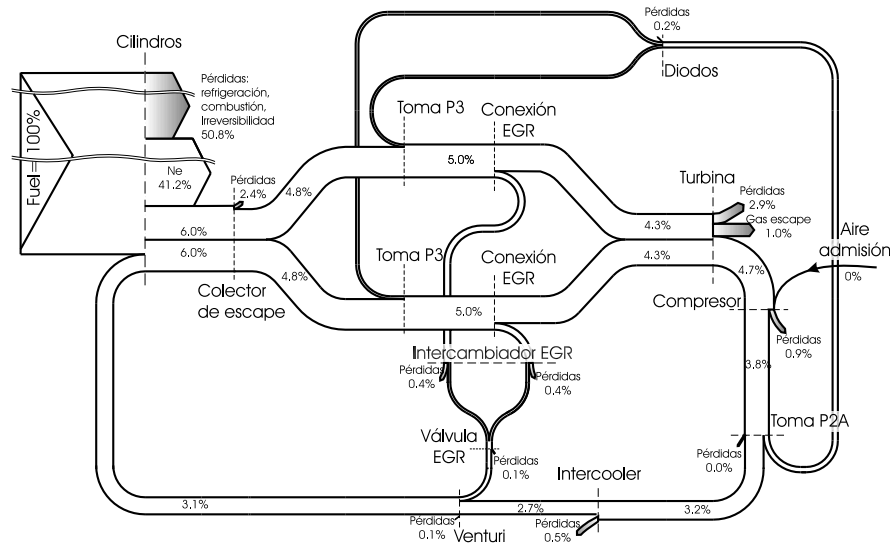


Figura 6.2: Diagrama de disponibilidad energética del motor con circuito de EGR y circuito de compensación de presiones P2A-P3.

disponible en el escape para ser aprovechada en la turbina, por otro lado el colector de escape pierde parte de su energía para trasegarla a la admisión (gases de EGR), elevando en parte la energía disponible en colector de admisión del motor. Con esta estrategia se consigue que parte de la energía empleada para la compresión del aire trasegado por el circuito de compensación P2A-P3 se aproveche de nuevo con su expansión en la turbina, obteniéndose a cambio la posibilidad de recircular gases de escape hacia la admisión.

La figura 6.3 muestra la distribución de la disponibilidad energética del gas cuando se recirculan los gases de escape mediante la utilización de una válvula rotativa en el circuito de EGR.

En este caso se observa cómo gran parte de la disponibilidad energética del gas recirculado se pierde cuando pasa a través de la válvula rotativa y la válvula de EGR. Esto se debe a las irreversibilidades que se producen al laminar el gas recirculado durante la apertura y cierre de la válvula rotativa.

Por último se muestra en la figura 6.4 la distribución de la disponibilidad energética del motor cuando se recirculan los gases mediante la instalación de válvulas anti-retorno en el circuito de EGR. En esta figura se muestra cómo la gran parte de la disponibilidad energética del gas se pierde durante la laminación del fluido a su paso por las válvulas anti-retorno.

Mediante un análisis global de los diagramas de disponibilidad energética

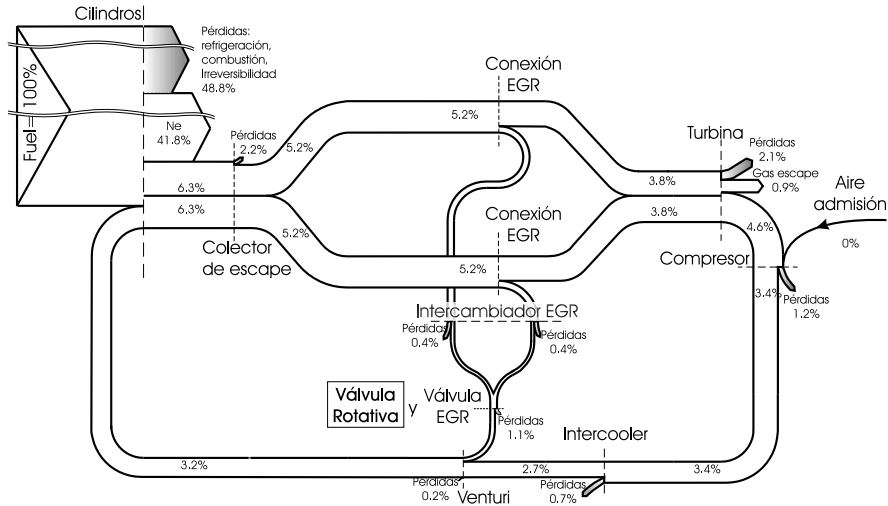


Figura 6.3: Diagrama de disponibilidad energética del motor con circuito de EGR y válvula rotativa.

se pueden cuantificar las pérdidas por irreversibilidades que introducen los elementos particulares instalados en el motor para conseguir la recirculación de los gases de escape.

En primer lugar, analizando los diagramas se observa que el venturi de EGR introduce unas pérdidas mayores cuando se utilizan estrategias que aprovechan los pulsos de presión en del colector de escape. En el apartado 5.3.1 y en el anexo A del capítulo 5 se han expuesto los resultados de los ensayos para la caracterización de este elemento y el comportamiento particular que presenta este elemento ante pulsos de presión se traduce energéticamente en un incremento de las irreversibilidades en su interior con el decremento asociado de disponibilidad energética.

En segundo lugar, desde el punto de vista puramente energético, los intercambiadores de EGR introducen con todas las estrategias de EGR el mayor porcentaje de irreversibilidades en el circuito de EGR. Es necesario apuntar que mediante el uso de este diagrama no es posible cuantificar la ventaja que supone para el motor la refrigeración de los gases recirculados sobre el rendimiento volumétrico del motor, con la consiguiente ventaja sobre el rendimiento global del motor.

Por otro lado, cada una de las estrategias de EGR introduce un cambio en el comportamiento del turbogruppo, reduciendo el rendimiento de la turbina y aumentando el rendimiento del compresor con la estrategia de compensación

por lo tanto, la cantidad de energía que se extrae del colector de escape es diferente y en consecuencia, los diagramas de disponibilidad energética no son comparables entre estrategias de EGR para todos los puntos de funcionamiento del motor.

Por último, otro inconveniente de la utilización de los diagramas de disponibilidad energética radica en la difícil comprobación experimental de los resultados procedentes del modelado. Para la comprobación experimental sería necesario la medición simultánea de las propiedades termodinámicas del gas en diferentes puntos de los colectores de admisión, de escape y en el circuito de EGR, además de la medición simultánea de cada uno de los elementos que introduce la estrategia de EGR (venturi de EGR, circuito de compensación, válvula rotativa, válvulas anti-retorno, etc).

Así, estos diagramas son útiles para la estimación de las pérdidas que introduce el EGR, y la estrategia utilizada para ello en un motor, de manera cualitativa, pero de ningún modo se pueden utilizar los resultados de estos diagramas para la cuantificación del uso de la energía en un motor alternativo.

6.3. Análisis comparativo de los ensayos de caracterización del EGR

Para la cuantificación experimental del efecto que produce el EGR en un motor se han realizado los experimentos descritos en el apartado 5.5 del capítulo 5. En estos experimentos se instala en el motor la estrategia de EGR que ha resultado como la más beneficiosa desde el punto de vista del consumo específico del motor y desde el punto de vista de contaminantes. Además la estrategia seleccionada es la que nos permite realizar una mayor cantidad de EGR en un rango mayor de funcionamiento del motor. Esta estrategia, tal y como se adelanto en el capítulo 5, es la del aprovechamiento de los pulsos de presión en el escape mediante la instalación de válvulas anti-retorno.

La caracterización del efecto que produce el EGR sobre el motor consta de tres experimentos, en los cuales se han realizado varios ensayos, ensayos de referencia (apartado 5.5.1), ensayos de EGR (apartado 5.5.2) y los ensayos denominados de “sangrado” (apartado 5.5.3). En los dos últimos experimentos cada punto de funcionamiento se ha sometido a ensayos para diferentes aperturas de la válvula de EGR.

Para este análisis se han utilizado variables relativas para cada uno de los puntos de funcionamiento. Esto se debe a que el comportamiento del motor es

diferente para cada punto de funcionamiento en el que se encuentre trabajando y por lo tanto el efecto que tiene el EGR sobre las variables a comparar es diferente. Así, para poder hacer una comparación correcta se utilizarán las variables relativas, referenciadas al valor obtenido en el ensayo de referencia para cada punto de funcionamiento. La ecuación 6.3 muestra, a modo de ejemplo, como se calcularía el rendimiento relativo para el punto de funcionamiento A100 en cada uno de los ensayos realizados.

$$\eta_{efe}^{R(ens)}(A100) = \frac{\eta_{efe}^{ens}(A100)}{\eta_{efe}^{ref}(A100)} \quad (6.3)$$

siendo:

$\eta_{efe}^{R(ens)}(A100)$: Valor del rendimiento efectivo del ensayo en el punto de funcionamiento A100 relativo al valor del rendimiento efectivo del punto de funcionamiento A100 obtenido en el ensayo de referencia.

$\eta_{efe}^{ens}(A100)$: Valor del rendimiento efectivo del ensayo en el punto de funcionamiento A100.

$\eta_{efe}^{ref}(A100)$: Valor del rendimiento efectivo obtenido en el ensayo de referencia en el punto de funcionamiento A100.

Evaluando las variables de este modo podemos cuantificar el efecto que produce el EGR en un parámetro (p.e. el rendimiento efectivo) sobre su valor de referencia en cada uno de los puntos de funcionamiento del motor, y comparar este efecto con los diferentes puntos de funcionamiento ensayados. De esta forma, puntos de funcionamiento con valores tan diferentes en variables como el rendimiento efectivo o la presión de sobrealimentación, tal y como muestra la figura 6.5, pueden ser comparadas y analizados los puntos de funcionamiento conjuntamente.

En los siguientes apartados se muestran los efectos que produce la realización de EGR sobre las variables importantes para funcionamiento del motor y para el proceso de la renovación de la carga. Se distinguen en el análisis los efectos que produce la instalación de un circuito para la realización de EGR y los efectos que produce la propia recirculación de los gases.

La figura 6.6 muestra el valor del rendimiento efectivo relativo del motor en función de la apertura de la válvula de EGR para cuatro puntos de funcionamiento, A100 (1200 rpm y 100 % de carga), A50 (1200 rpm y 50 % de carga), B75 (1500 rpm y 75 % de carga) y C100 (1800 rpm y 100 % de carga).

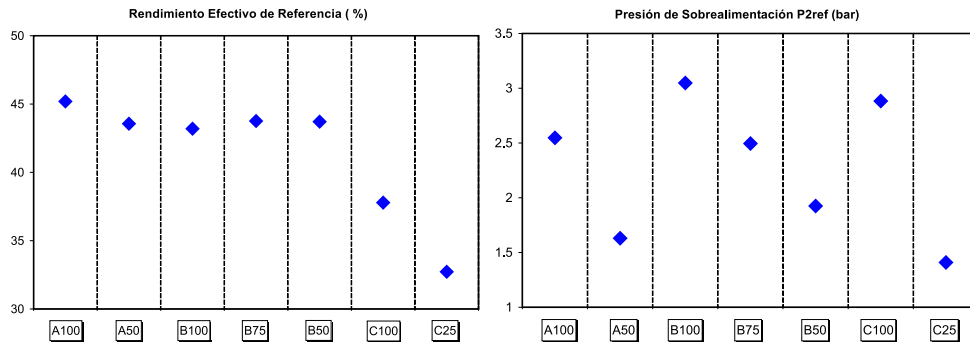


Figura 6.5: Rendimiento efectivo del motor y presión de sobrealimentación de referencia para los puntos de funcionamiento ensayados.

En esta figura se muestra, en triángulos azules el valor de referencia, en círculos rojos el rendimiento relativo obtenido en los ensayos con recirculación efectiva de los gases de escape (ensayos de EGR) en función de la apertura de la válvula de EGR, y por último, en cuadrados verdes se muestran los rendimientos relativos obtenidos en los ensayos denominados de “sangrado”⁶.

Se observa una disminución del rendimiento efectivo en el motor cuando se le instala el circuito de EGR, aún con la válvula de EGR cerrada. Por lo tanto, se confirma mediante medidas experimentales la hipótesis de que la estrategia de EGR influye sobre el funcionamiento del motor. Por otro lado se observa una diferencia en la evolución de los rendimientos obtenidos en los ensayos de EGR si los comparamos con los rendimientos obtenidos en los ensayos de “sangrado”. Por lo tanto, comparativamente se puede afirmar que el EGR afecta tanto a la renovación de la carga como a la combustión.

Debido a la correcta realización de los ensayos de “sangrado”, la renovación de la carga no se ha visto afectada respecto a la obtenida en los ensayos de EGR, y por consiguiente pueden compararse ensayos de EGR con ensayos de “sangrado”. Una confirmación de la correcta realización de los ensayos de “sangrado” se muestra en la comparación de los parámetros que definen el proceso de renovación de la carga del motor. Parámetros como la presión de sobrealimentación, el régimen de giro del turbogrupo, el punto de funcionamiento en el mapa del compresor, trabajo de bombeo, etc, se mantienen constantes para ensayos análogos del motor, tal y como muestran las figuras 6.9, 6.8, 6.10, 6.11 y 6.13 representadas en los siguientes apartados.

⁶Recordemos que en los ensayos de “sangrado” se extrae la misma cantidad de gases del colector de escape, pero no se introduce en la admisión, manteniendo las condiciones en el colector de admisión mediante el aporte exterior de aire, apartado 5.5.3.

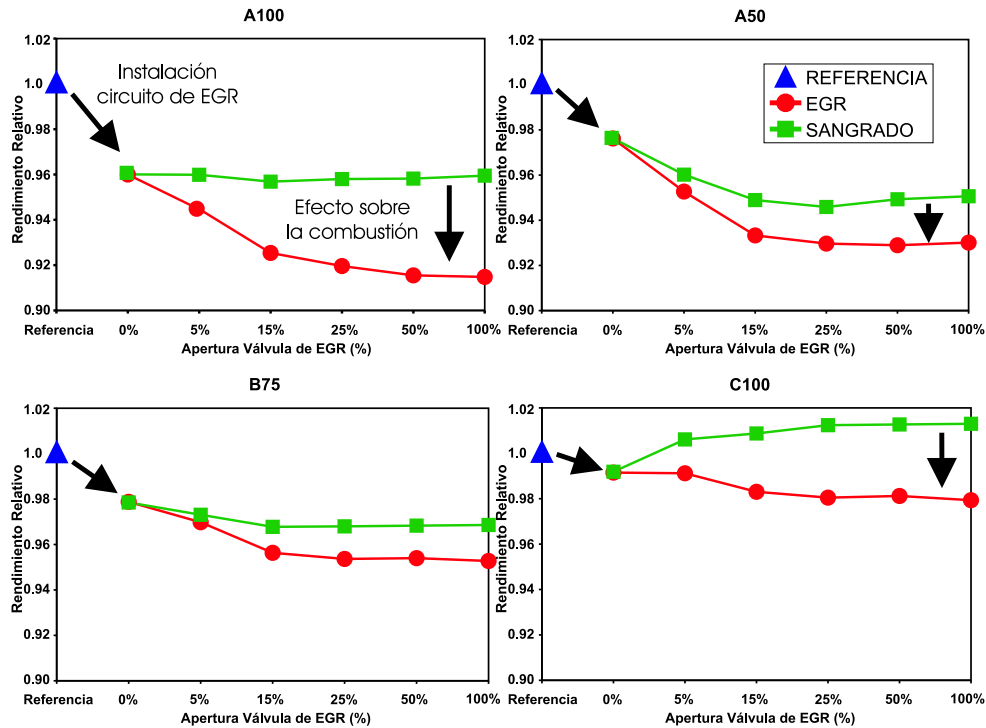


Figura 6.6: Rendimiento relativo para diferentes aperturas de la válvula de EGR.

Podemos asegurar que mediante el experimento propuesto se separan los efectos que el EGR produce sobre la combustión y sobre la renovación de la carga, de modo que puedan evaluarse estos efectos por separado. En el caso de no haber realizado el experimento descrito en el apartado 5.5 los efectos del EGR sobre los procesos de combustión y renovación de la carga quedarían enmascarados y no sería posible realizar una adecuada evaluación.

6.3.1. Influencia de la estrategia de EGR

Si representamos el rendimiento efectivo relativo del motor en función del porcentaje de EGR realizado, figura 6.7, observamos que p.e. para el punto A100 la instalación del circuito de EGR hace caer el rendimiento efectivo del motor de 45.2% a 43.4%, mientras que para el mismo punto cuando la válvula de EGR está completamente abierta, realizándose un 10% de EGR, el rendimiento efectivo del motor es de 41.6%, por lo tanto aproximadamente el 50% de la disminución total del rendimiento que produce el EGR se debe solamente a la instalación del circuito de EGR. Para el resto de los puntos de

funcionamiento ensayados se puede llegar a una conclusión equivalente.

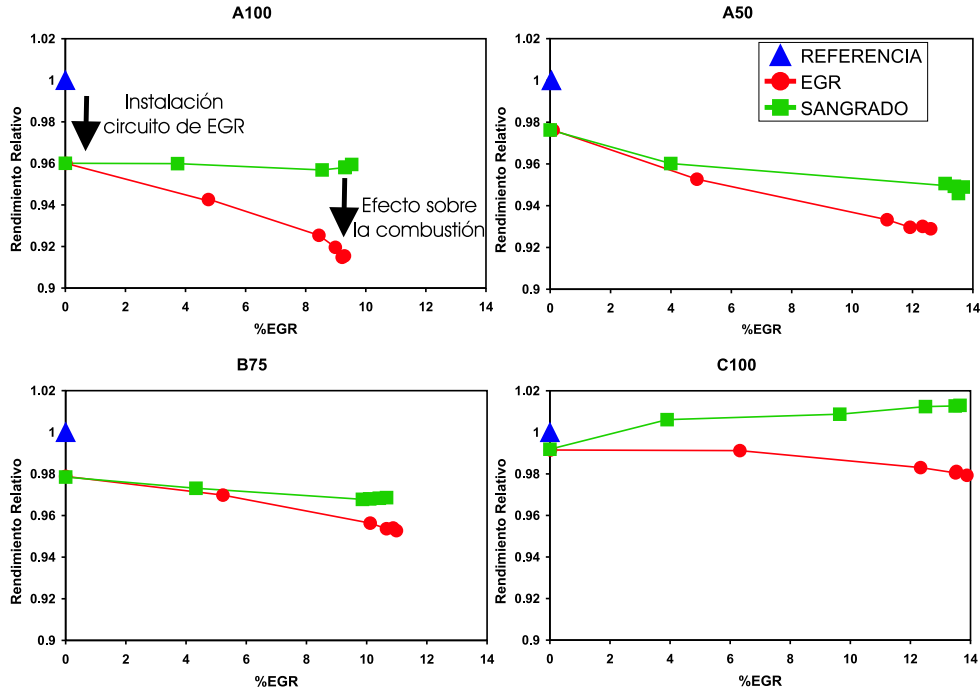


Figura 6.7: Rendimiento relativo en función del porcentaje de EGR realizado.

Para regímenes de giro del motor mayores la reducción relativa del rendimiento es menor (como se observa en la gráfica del punto C100 de la figura 6.7), aunque una parte importante de la reducción del rendimiento se debe, como en el caso del A100, a la instalación del circuito de EGR.

La reducción del rendimiento debida a la instalación del circuito de EGR se puede explicar con la ayuda de la figura 6.8. En esta figura se representa la presión relativa de sobrealimentación cuando se instala el circuito de EGR y la evolución que tiene conforme se abre la válvula de EGR en los ensayos de EGR y en los ensayos de “sangrado”. En estas gráficas se comprueba que el experimento se ha realizado correctamente ya que se ha mantenido el mismo nivel de presión de sobrealimentación para cada apertura de la válvula de EGR.

Cuando se instala el circuito de EGR y se mantiene la válvula de EGR cerrada se observa una disminución de la presión de sobrealimentación en todos los puntos de funcionamiento. Esta reducción en la presión de sobrealimentación se traduce en una disminución de la cantidad de aire admitido por motor,

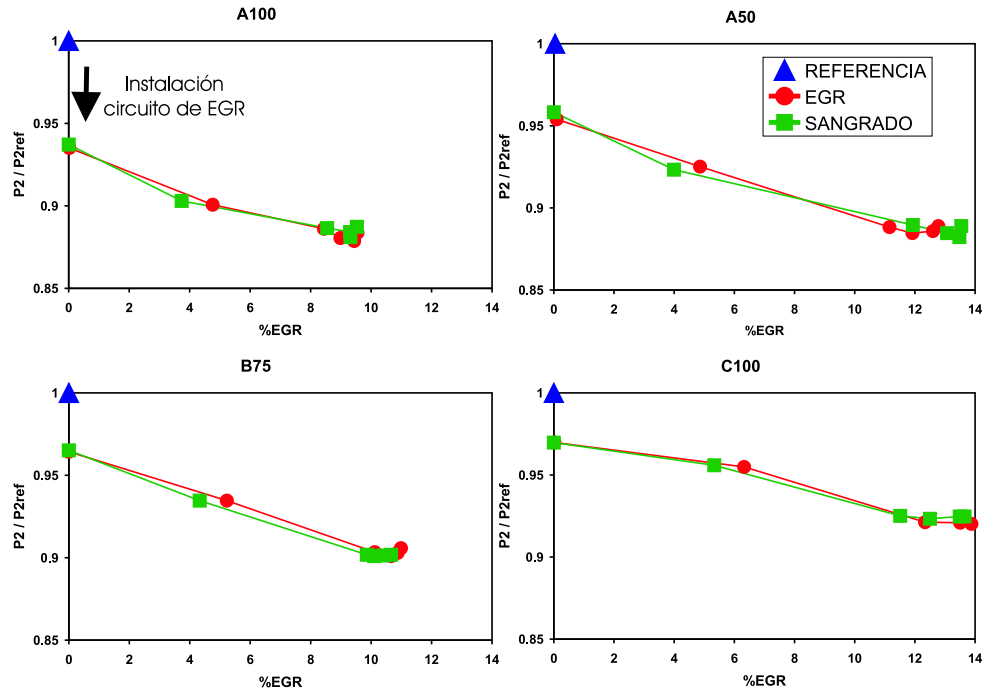


Figura 6.8: Comparativa de la presión de sobrealimentación relativa (P_2/P_{2ref}) cuando se instala la estrategia de EGR sobre el motor, en función del porcentaje de EGR realizado.

y por lo tanto, en un aumento en el dosado relativo con el que trabaja el motor. Este aumento en el dosado relativo produce una modificación en la ley de liberación de calor, tal y como confirma la literatura consultada [12–14], lo que se traduce en una reducción del rendimiento efectivo del motor.

La reducción de la presión de sobrealimentación en condiciones de EGR nulo se debe principalmente a la disminución de la energía que se tiene en el escape cuando se instala el circuito de EGR. Estas pérdidas se deben a los efectos perjudiciales que produce el aumento del volumen del colector de escape (mayor pérdida en válvulas de escape), que conlleva a una reducción del aprovechamiento de la energía disponible en la turbina [4, 15].

Por otro lado, el circuito de EGR comunica los dos colectores de escape que dispone el motor, lo que provoca un cambio en la dinámica de los pulsos de presión y por lo tanto un cambio en el rendimiento de la turbina debido al nuevo factor de pulsación con el que trabaja la turbina una vez se instala el circuito de EGR [15].

En las figuras 6.6 y 6.7 se observa una disminución del rendimiento efec-

tivo cuando se abre la válvula de EGR. Esta disminución será analizada en profundidad en los siguientes apartados.

6.3.2. Influencia del EGR en el proceso de renovación de la carga

En el apartado anterior se ha puesto de manifiesto mediante medidas experimentales el efecto que tiene la instalación del circuito de EGR sobre el rendimiento efectivo del motor. En este apartado se pondrán de manifiesto los efectos que tiene el EGR sobre el proceso de renovación de la carga.

Ya se ha comentado en varias ocasiones que la renovación de la carga del motor es similar en los ensayos de “sangrado” y los ensayos de EGR, ya que se mantienen iguales los parámetros que definen la renovación de la carga en ambos ensayos. Los ensayos de “sangrado” evitan los efectos perjudiciales (desde el punto de vista del rendimiento efectivo) que puede tener la masa de EGR sobre el proceso de combustión. Por lo tanto, el cambio obtenido en el rendimiento del motor debido a los efectos sobre la renovación de la carga debería de ser el mismo, ya que, los parámetros que definen la renovación de la carga se han mantenido constantes para cada punto de funcionamiento y apertura de la válvula de EGR.

En la figura 6.7 se observa que mientras se recirculan los gases de escape a la admisión (ensayos de EGR) el rendimiento del motor se reduce de manera considerable con el porcentaje de EGR. En los ensayos de “sangrado” la reducción del rendimiento efectivo es bastante menor con el porcentaje de EGR, incluso en puntos de funcionamiento de alto régimen de giro (C100) el rendimiento efectivo se ve incrementado a medida que el porcentaje de EGR⁷ se hace mayor.

A la vista de los resultados se puede afirmar que la recirculación de los gases de escape en el motor afecta de manera diferente al proceso de renovación de la carga según sea el punto de funcionamiento del motor.

Una forma directa de evaluar el efecto del EGR sobre la renovación de la carga es evaluar el trabajo de bombeo del motor para cada uno de los ensayos. Un parámetro relacionado con el trabajo de bombeo es la diferencia entre las presiones de admisión (BP) y de escape (EP). Esta diferencia (BP-EP) nos da la posibilidad de comparar de forma estimada el trabajo de bombeo que está realizando el motor. La figura 6.9 muestra cual es la evolución de

⁷En el caso de los ensayos de “sangrado” cuando hablamos de %EGR en realidad se trata de %EGR', ya que no se trata de una recirculación real de los gases en el motor. El parámetro %EGR' se ha definido en el apartado 5.5.3 del capítulo 5.

esta diferencia a medida que se realiza EGR en cada uno de los puntos de funcionamiento del motor.

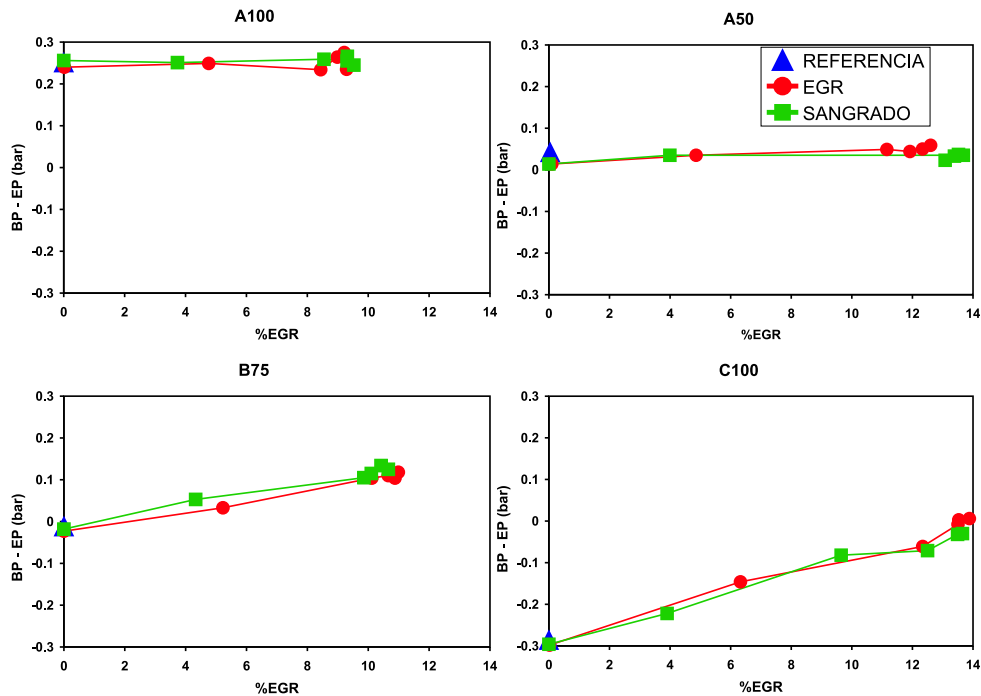


Figura 6.9: Diferencia entre la presión de sobrealimentación (BP) y la presión de escape (EP) en función del porcentaje de EGR.

En esta figura se muestra cómo en puntos de bajo régimen (A100), el trabajo de bombeo del motor es positivo (diferencia de presiones positiva), por lo tanto, el trabajo de bombeo ayuda al trabajo indicado. Cuando se conecta el colector de escape con el colector de admisión esta diferencia de presiones se mantiene, o incluso se reduce, provocando una reducción de la potencia efectiva y por consiguiente una pequeña reducción del rendimiento efectivo, tal y como demuestran los resultados del ensayo de “sangrado” expuestos en la figura 6.7 para el punto de funcionamiento A100.

En cambio, en puntos de funcionamiento de alto régimen (C100), el trabajo de bombeo es negativo, lo que se traduce en una diferencia de presiones entre la admisión y el escape negativa. La conexión de los colectores de admisión y escape produce un equilibrio entre las presiones de admisión y escape, obteniendo como resultado una reducción del trabajo de bombeo que, en este caso, debe de superar el motor. Por lo tanto, las pérdidas de bombeo se reducen, lo que provoca que el rendimiento efectivo del motor se vea incrementado, tal y

como demuestran los ensayos de “sangrado” expuestos en la figura 6.7 para el punto de funcionamiento C100.

Para el resto de los puntos de funcionamiento, la evolución del rendimiento efectivo del motor obtenido en los ensayos de “sangrado” está acorde con la evolución del trabajo de bombeo, así, conforme se reduce el trabajo de bombeo, el rendimiento efectivo se ve beneficiado.

Por otro lado, la reducción del gasto másico del motor provoca que el rendimiento efectivo disminuya, debido posiblemente a diferencias en la ley de liberación de calor, en el rendimiento de la combustión y en el calor transmitido a las paredes de los cilindros. La figura 6.10 muestra la evolución del gasto de aire relativo que trasiega el motor a medida que se abre la válvula de EGR y que se realiza un mayor porcentaje de EGR.

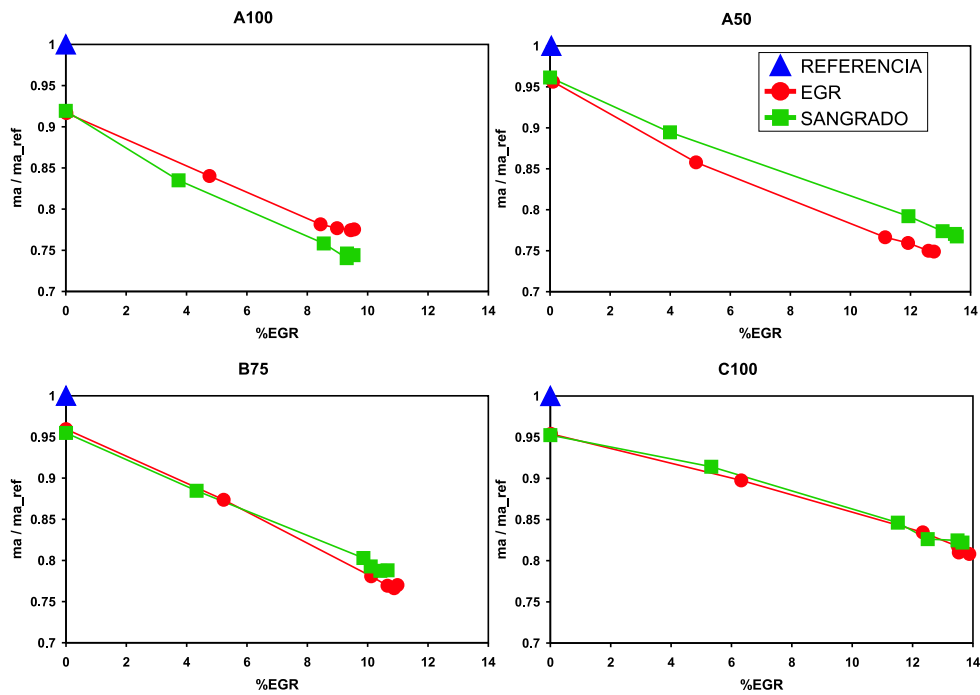


Figura 6.10: Gasto másico de aire relativo en función del porcentaje de EGR.

Como se ha mostrado en el apartado 6.3.1, la instalación del circuito de EGR provoca una reducción de la presión de admisión, lo que significa una reducción de la masa de aire trasegada por el motor. Debido a que el tipo de EGR que se realiza es de sustitución, el volumen que ocupa la masa recirculada produce una disminución de la masa de aire admitida por el motor a medida

que aumenta el porcentaje de EGR, tal y como muestra la figura 6.10. Esta reducción de la masa de aire se debe a dos efectos principalmente. En primer lugar la masa de EGR sustituye parte de la masa de aire de admisión y, en segundo lugar, la masa de EGR tiene una temperatura mayor que la masa de aire que sale del intercooler lo que provoca que aumente la temperatura del gasto entrante al motor, con la consiguiente reducción en el rendimiento volumétrico.

Estos dos efectos provocan un aumento del dosado efectivo (F_{efe} , definido en el capítulo 3), lo que produce un aumento de las pérdidas debidas a combustión incompleta (o lo que es lo mismo, una reducción del rendimiento de la combustión), tal y como apunta la literatura consultada sobre los efectos del EGR en la combustión [12–14]. El efecto perjudicial sobre la combustión es más notable en puntos de funcionamiento en los cuales el motor trabaja con un dosado relativo alto, puntos de bajo régimen de giro y alta carga (p.e. A100 donde el motor trabaja con un dosado efectivo sin EGR de 0.7) en los puntos de funcionamiento de alto régimen el efecto sobre la combustión es menor debido al bajo dosado efectivo con el que trabaja el motor.

Podemos concluir, que el EGR influye de manera diferente a dos de los parámetros que definen el proceso de renovación de la carga del motor, el trabajo de bombeo y el rendimiento volumétrico. En puntos de funcionamiento donde el trabajo de bombeo es positivo para el motor, la influencia del EGR es perjudicial para el rendimiento efectivo del motor. Y de forma análoga, en los puntos de funcionamiento donde el trabajo de bombeo es negativo para el motor, el EGR reduce el trabajo de bombeo resultando un beneficio para el rendimiento efectivo del motor.

Por otro lado, el rendimiento volumétrico se reduce de manera considerable a medida que se recirculan los gases de escape para todos los puntos de funcionamiento. La reducción del rendimiento volumétrico produce una pérdida más acusada sobre el rendimiento efectivo del motor en los puntos de funcionamiento donde el motor trabaja con dosado efectivo alto.

Estos efectos se han comprobado gracias al análisis comparativo entre los resultados obtenidos en los ensayos de EGR y de “sangrado”, realizados todos ellos en un motor poli-cilíndrico turbo-sobrealimentado y en condiciones reales de funcionamiento. El análisis mostrado hasta el momento se ha realizado desde el punto de vista del motor, dejando a un lado el sistema de sobrealimentación. En el siguiente apartado se exponen los efectos que provoca el EGR sobre el sistema de sobrealimentación.

6.3.3. Influencia del EGR en la sobrealimentación

La recirculación de los gases de escape influye de manera directa sobre el sistema de sobrealimentación del motor, sobre todo si se trata de un sistema de turbo-sobrealimentación. El presente apartado pone de manifiesto la manera en la que el EGR influye sobre el turbogrupo, e indica una serie de parámetros que se deben de tener en cuenta a la hora de seleccionar el turbogrupo adecuado para un motor con recirculación de gases de escape.

Un parámetro válido para cuantificar el efecto del EGR sobre el turbogrupo es el régimen de giro de la turbina. La figura 6.11 muestra el régimen relativo de la turbina a medida que se abre la válvula de EGR y aumenta el porcentaje de EGR y aumenta el porcentaje de EGR.

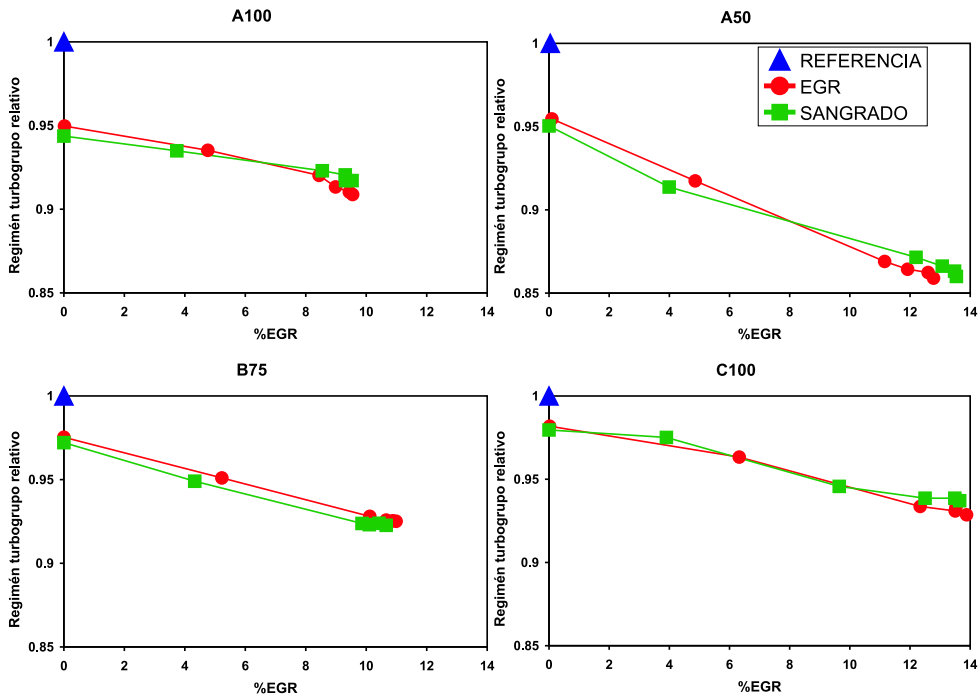


Figura 6.11: Régimen relativo del turbogrupo en función del porcentaje de EGR realizado.

En la figura 6.11 se observa una reducción drástica del régimen cuando se instala el circuito de EGR y una disminución paulatina del EGR conforme se abre la válvula de EGR. Esta reducción se debe principalmente a los siguientes efectos.

En primer lugar, la instalación del circuito de EGR provoca un aumento en

el volumen del colector de escape. El aumento en el volumen del colector de escape provoca que los pulsos de presión que produce la apertura de las válvulas de escape disminuyan, obteniendo menor salto de presiones y por consiguiente menor salto de entalpía en los gases de escape [4]. Esto provoca que la energía disponible para la turbina disminuya, tal y como predicen los diagramas de disponibilidad energética realizados mediante resultados procedentes del modelado del motor, apartado 6.2, y confirma la medida de la presión instantánea en uno de los colectores de escape del motor, figura 6.12. En esta figura se observa la disminución tanto de la presión media como de los picos de presión en el colector de escape cuando se instala el circuito de EGR.

En segundo lugar, la apertura de la válvula de EGR produce que la presión disminuya. Esta disminución de presión se debe principalmente a la cantidad de masa de escape que se extrae del colector, tal y como confirman los diagramas de disponibilidad energética en la turbina y la evolución de la presión medida en el colector de escape. Además, la energía disponible en los gases recirculados no será aprovechada por la turbina, lo que produce que el trabajo de la turbina disminuya y por consiguiente que el trabajo que aporta la turbina al compresor se reduzca.

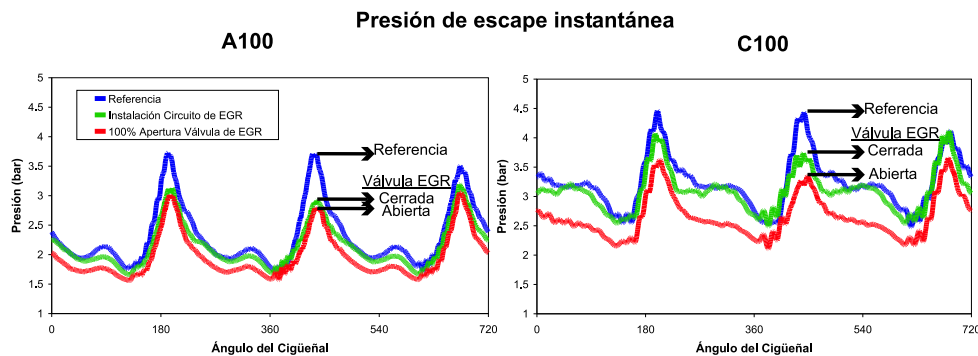


Figura 6.12: Presión instantánea medida en el colector de escape del motor en dos puntos de funcionamiento, A100 y C100.

La reducción de la potencia disponible para la turbina provoca que el punto de trabajo en el mapa del compresor se desplace hacia puntos de menor gasto y menor relación de compresión, es decir, hacia puntos de menor potencia de compresión. La figura 6.13 muestra los puntos donde trabaja el compresor en tres puntos de funcionamiento del motor, A100, A50 y C100, y para diferentes aperturas de la válvula de EGR.

Los resultados obtenidos tanto en los ensayos de EGR y en los ensayos de “sangrado” son idénticos desde el punto de vista del compresor y de la

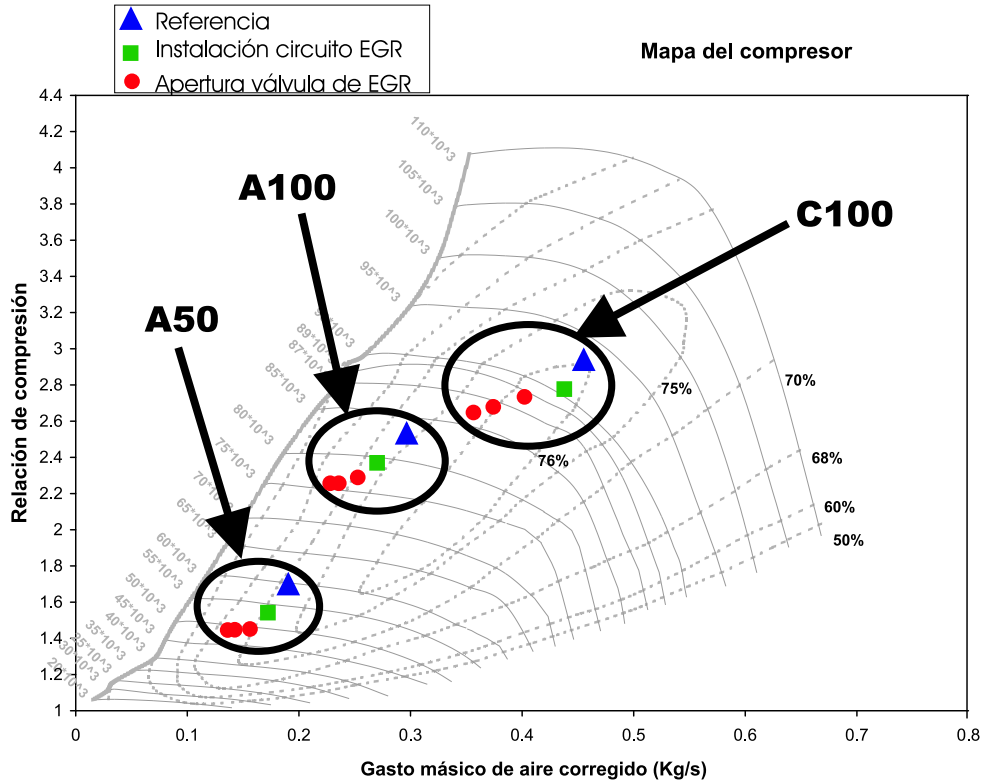


Figura 6.13: Puntos de funcionamiento sobre el mapa del compresor cuando se realiza EGR.

turbina, por lo tanto, en esta figura no se hace distinción entre los resultados procedentes de estos experimentos.

En la figura 6.13 se observa cómo, cuando se instala el circuito de EGR en el motor, el punto de trabajo en el mapa compresor pasa a tener menor relación de compresión y menor gasto. La reducción del gasto se debe principalmente a la reducción de la potencia que la turbina le proporciona al compresor. En cambio, cuando la válvula de EGR se abre, la relación de compresión con la que trabaja el compresor se reduce pero en una proporción menor que la reducción que se aprecia en el gasto de aire que trasiega el compresor. Este efecto se debe a que la presión del colector de escape no varía en exceso gracias a la conexión del colector de escape con el colector de admisión. Sin embargo, el gasto de aire que trasiega el compresor se reduce debido a que parte de la masa que admite el motor es masa de gas de escape recirculado. Así, el resultado de este efecto es un desplazamiento de punto de trabajo en el mapa

del compresor hacia la izquierda, en dirección a la línea de bombeo, a medida que se realiza mayor porcentaje de EGR en el motor.

Tal y como se aprecia en la figura 6.13, el compresor que tiene instalado el motor ensayado dispone de un mapa de funcionamiento correcto para que sea posible la recirculación de los gases de escape en las proporciones deseadas. En ninguno de los puntos de funcionamiento de motor ensayados se llega a trabajar en la zona de bombeo del mapa de compresor. Para puntos de menor régimen de giro del motor y para porcentajes de EGR más altos es posible que el punto de trabajo del compresor se acerque a la zona de bombeo.

Una conclusión importante del estudio, desde el punto de vista de la turbo-sobrealimentación, es la necesidad de redefinir el compresor a instalar en el motor según el porcentaje que EGR que se desee realizar en cada uno de los puntos de funcionamiento del motor. De esta manera, podemos decir que, tanto la elección de la estrategia de EGR, la elección del sistema de turbo-sobrealimentación y, por supuesto, los porcentajes de EGR a realizar en el motor son parámetros importantes a tener en cuenta a la hora de rediseñar el motor para obtener un correcto proceso de renovación de la carga en el motor con recirculación de los gases de escape.

6.4. Cuantificación de la influencia del EGR

Una vez se ha comprobado con resultados experimentales la influencia que tiene el EGR sobre el proceso de renovación de la carga y sobre el proceso de combustión, nos preguntamos ahora cómo cuantificar esta influencia con parámetros medibles de motor. En este apartado se realiza un análisis estadístico de los resultados obtenidos en los ensayos realizados para la presente tesis y presentados en el apartado 5.5. El análisis estadístico se ha realizado con la ayuda del programa Statgraphics[©].

En primer lugar se realiza una identificación de las variables que influyen en el rendimiento del motor cuando se realiza EGR. Esta identificación se realiza mediante la herramienta que nos proporciona la estadística denominada “Análisis de la varianza”.

En segundo lugar, y una vez que se han identificado las variables que influyen sobre el rendimiento del motor cuando se realiza EGR, se han realizado una serie de correlaciones estadísticas entre el rendimiento efectivo del motor y los parámetros que influyen sobre éste cuando se realiza EGR. Las correlaciones estadísticas obtenidas tienen en cuenta la influencia que el EGR ejerce

sobre el proceso de renovación de la carga y sobre el proceso de combustión en el motor.

6.4.1. Análisis estadístico de los resultados experimentales

El objetivo del análisis estadístico de los resultados es conocer en qué medida el EGR influye sobre el rendimiento efectivo⁸ del motor.

Se tiene que tener en cuenta que el circuito de EGR y la apertura de la válvula de EGR cambian las condiciones de operación del motor, como demuestran los resultados expuestos en el apartado 6.3. Por ejemplo, la instalación del circuito de EGR produce un descenso de la presión de sobrealimentación del motor, por lo tanto el motor trabaja con un dosado efectivo mayor para cada punto de funcionamiento. Por otro lado, la conexión de los colectores de admisión y escape cambia el trabajo de bombeo del motor, dando como resultado la igualación de las presiones de admisión y escape, con el consecuente efecto sobre el trabajo de bombeo del motor.

Este cambio en las condiciones operativas del motor influyen sobre el rendimiento efectivo del motor, tal y como demuestran las gráficas representadas en las figuras 6.6 y 6.7. En consecuencia, para el correcto análisis estadístico de los resultados se ha de tener en cuenta la influencia de más parámetros de funcionamiento aparte del porcentaje de EGR. Los parámetros de funcionamiento que tengan influencia sobre el rendimiento efectivo del motor son los que hemos denominado variables representativas.

6.4.1.1. Identificación de variables representativas

La elección de las variables independientes en un modelo estadístico o correlacional es la parte más delicada del análisis estadístico. En el caso de que esta elección no sea correcta, el modelo estadístico puede tener un sentido puramente matemático, perdiendo el sentido físico de los procesos que dicho modelo intenta correlacionar.

Para identificar las variables que influyen sobre el rendimiento efectivo del motor cuando se realiza EGR se ha utilizado la herramienta que nos proporciona la ciencia estadística denominada “**Análisis de la varianza**”.

El análisis de la varianza es una herramienta con la cual se obtiene el nivel de dependencia que tienen una serie de variables representativas sobre

⁸El estudio se ha realizado sobre el rendimiento efectivo relativo (η_{efe}^R), definido en el apartado 6.3, debido a que esta variable cuantifica los efectos del EGR sobre el motor para todos los puntos de funcionamiento.

una variable respuesta, analizando cómo influye la variabilidad de cada una sobre las otras, e indicando la posibilidad de obtener un modelo estadístico o correlacional de un parámetro (o variable estadística dependiente) con otros parámetros (o variables estadísticamente independientes).

En el caso específico que nos ocupa, el análisis de la varianza ha sido realizado para obtener los parámetros de motor (variables independientes) que tienen un efecto estadísticamente significativo sobre el rendimiento efectivo del motor (variable dependiente). Estos parámetros han sido cuidadosamente seleccionados para que el modelo resultante tenga un sentido físico.

Los parámetros de motor que han resultado como variables representativas a la hora de correlacionar el rendimiento efectivo del motor han sido los siguientes:

- **Porcentaje de EGR (%EGR).** El %EGR que realiza el motor es la variable de la cual se quiere obtener su efecto. Además es un parámetro controlable mediante una acción externa (apertura o cierre de la válvula de EGR), por lo tanto es lógico que del análisis de la varianza, el EGR tenga un valor representativo.
- **Régimen de motor (n).** Es un parámetro que influye sobre el rendimiento efectivo. Es claro que el motor tiene un rendimiento efectivo diferente según sea su régimen de giro, debido a que los fenómenos de inercia del gas en el llenado y vaciado de los cilindros son diferentes y, por lo tanto, se aprovechan en mayor o menor medida. Por otro lado, en el análisis comparativo realizado en el apartado 6.3 queda demostrado que la evolución del rendimiento efectivo del motor cuando se realiza EGR es diferente según sea el régimen de giro. La figura 6.14 (izquierda) muestra la gran independencia de este parámetro sobre el rendimiento del motor.
- **Dosado (F).** Es un parámetro representativo debido a que ejerce una influencia importante sobre la ley de liberación de calor en el proceso de combustión y sobre el rendimiento de combustión. Además, en el análisis comparativo se manifiesta la influencia que tiene el dosado de trabajo del motor sobre el rendimiento efectivo (apartados 6.3.1 y 6.3.2).
- **(BP-EP).** La diferencia de presiones entre la admisión (*Boost Pressure*, BP) y el escape (*Exhaust Pressure*, EP) es un parámetro representativo debido a que nos da una idea del **trabajo de bombeo** que tiene el motor en cada ensayo. La influencia del trabajo de bombeo ya se aprecia en el análisis comparativo realizado en el apartado 6.3.

Con estos parámetros se han realizado diferentes correlaciones de la evolución del rendimiento relativo efectivo del motor cuando se recirculan gases de escape. Los experimentos han sido realizados para que el EGR influya tanto a la combustión como a la renovación de la carga por separado⁹, por lo tanto, en las correlaciones resultantes deberá de hacerse evidente esta diferente influencia de cada una de la variables sobre el rendimiento del motor.

Valor medio e intervalo del 95% de confianza sobre el Rend. Relativo

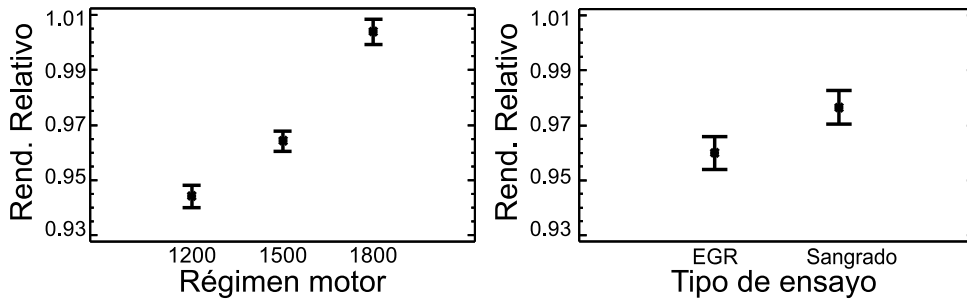


Figura 6.14: Análisis de la varianza de la variable independiente Régimen de giro del motor (izquierda) y comprobación de la independencia del tipo de ensayo realizado (derecha) sobre el rendimiento del motor.

Para finalizar, es importante comprobar la independencia de los resultados con el tipo de experimento o con el método utilizado. Así, se ha realizado un análisis de la varianza para comprobar la independencia del tipo de experimento realizado sobre el motor, comprobando que no existe correlación entre el tipo de experimento y los resultados de rendimiento efectivo obtenido, tal y como muestra la figura 6.14 (derecha). Por lo tanto se puede decir que las correlaciones obtenidas y expuestas en el siguiente apartado son representativas con los parámetros seleccionados y enumerados con anterioridad.

6.4.1.2. Correlaciones obtenidas

En este apartado se muestran las correlaciones con sus niveles de confianza, obtenidas a partir de los resultados realizados sobre el motor sujeto a estudio. Los resultados de las correlaciones obtenidas confirman las conclusiones obtenidas del análisis comparativo de los resultados realizados en el apartado 6.3 del presente capítulo.

Las siguientes consideraciones han de tenerse en cuenta sobre las correlaciones mostradas en el presente apartado. En primer lugar, las correlaciones

⁹Ensayos de EGR y ensayos de “sangrado”.

se han obtenido mediante un ajuste de *mínimos cuadrados* de las variables independientes. Las correlaciones han sido realizadas en escala logarítmica y se muestran en escala lineal para mejorar la interpretación de los resultados. En segundo lugar, de todas las correlaciones se obtiene un coeficiente de proporcionalidad (K), el cual tiene un rango de variación estrecho ($0,98 < K < 1,01$). Esta variación tan pequeña en el coeficiente de proporcionalidad indica una fiabilidad alta en el ajuste obtenido. Por último, el coeficiente de regresión¹⁰(R^2) mostrado en cada una de las correlaciones está corregido con el número de grados de libertad con los cuales se cuenta a la hora de realizar el ajuste de mínimos cuadrados en cada correlación.

Teniendo en cuenta estas consideraciones, pasamos a describir e interpretar las correlaciones obtenidas.

En el apartado anterior se ha comprobado que existe una importante independencia del rendimiento efectivo y del efecto del EGR sobre este parámetro para cada régimen y para cada tipo de ensayo. Esto quiere decir que la correlación obtenida para el rendimiento efectivo será diferente según se trate de ensayos de EGR, o ensayos de “sangrado”, y por otro lado, la respuesta será diferente según se trate de un régimen de giro u otro. Este hecho lleva a correlacionar los resultados seleccionando el régimen de giro y el tipo de ensayo. De estas correlaciones se comprueba la importancia que adquiere el EGR sobre el proceso de renovación de la carga del motor según sea el régimen de giro del motor.

En primer lugar se muestra la correlación del rendimiento efectivo relativo del motor obtenida para todos los ensayos realizados: ensayos de referencia, ensayos de EGR y ensayos de “sangrado”. La figura 6.15 muestra el nivel de correlación que se obtiene para cada régimen y para todos ellos (añadiendo como variable independiente el régimen de motor).

Las ecuaciones 6.4 muestran la correlación estadística obtenida para cada régimen de giro del motor. De estas correlaciones se deduce de manera cuantitativa que el EGR afecta negativamente al rendimiento efectivo del motor para regímenes de giro bajos (exponente negativo), mientras que para 1800 rpm el EGR afecta de manera positiva. Esto se debe a que para 1800 rpm el trabajo de bombeo del motor es negativo y la conexión de los colectores de escape reducen este trabajo de bombeo (exponente positivo en la variable $|BP - EP|$) aumentando el rendimiento efectivo.

¹⁰ R^2 indica el grado de confianza estadística que ofrece la correlación mediante mínimos cuadrados obtenida.

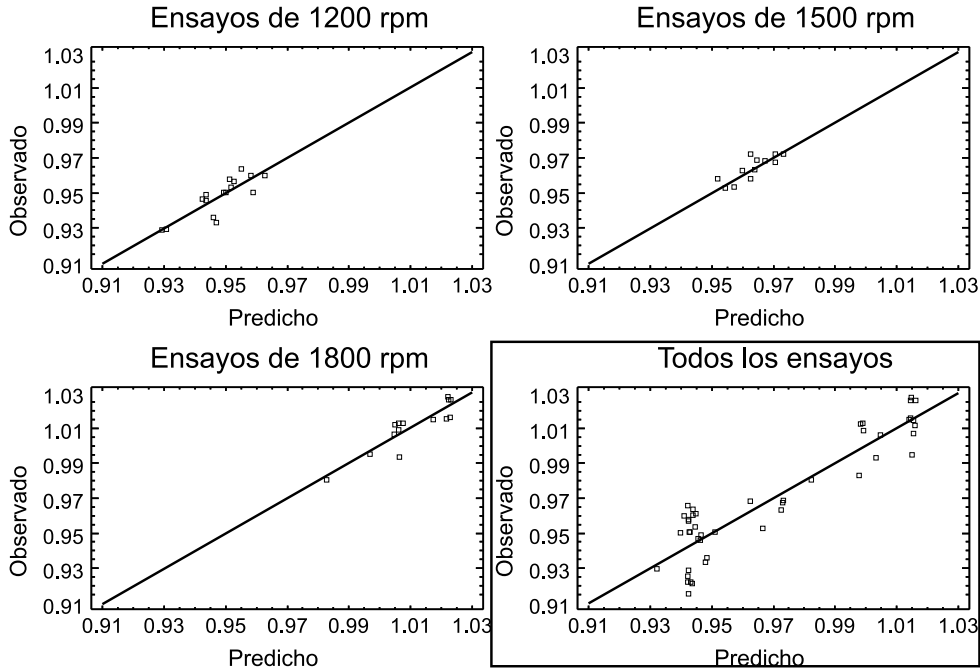


Figura 6.15: Correlaciones obtenidas para todos los ensayos de caracterización del EGR realizados sobre el motor.

$$\begin{aligned}
 1200 \text{ rpm} &\rightarrow \eta_{efe}^R = K \cdot \text{EGR}^{-1.9 \times 10^{-2}} \cdot |\text{BP} - \text{EP}|^{1.7 \times 10^{-2}} \cdot F^{-7.7 \times 10^{-2}} \\
 &R^2 = 69 \% \\
 1500 \text{ rpm} &\rightarrow \eta_{efe}^R = K \cdot \text{EGR}^{-5.6 \times 10^{-2}} \cdot |\text{BP} - \text{EP}|^{-8.4 \times 10^{-3}} \cdot F^{-1.2 \times 10^{-1}} \\
 &R^2 = 60 \% \\
 1800 \text{ rpm} &\rightarrow \eta_{efe}^R = K \cdot \text{EGR}^{3.4 \times 10^{-2}} \cdot |\text{BP} - \text{EP}|^{2.7 \times 10^{-2}} \cdot F^{-8.1 \times 10^{-5}} \\
 &R^2 = 84 \%
 \end{aligned}
 \tag{6.4}$$

La ecuación 6.5 muestra la correlación para todos los regímenes de giro, por lo tanto se incluye como variable independiente el régimen de motor. De esta correlación se deduce que la principal variable que afecta negativamente al rendimiento efectivo del motor es el dosado, cuanto mayor es el dosado con el que trabaja el motor menor es el rendimiento efectivo del motor.

$$\eta_{efe}^R = K \cdot \text{EGR}^{1,3 \times 10^{-3}} \cdot |\text{BP} - \text{EP}|^{9,9 \times 10^{-3}} \cdot \text{F}^{-7,8 \times 10^{-2}} \cdot n^{2,3 \times 10^{-1}}$$

$$R^2 = 77\%$$
(6.5)

Si se realiza el mismo tipo de correlación pero tomando sólo los resultados obtenidos en los ensayos de EGR es de esperar una influencia más clara del nivel de EGR sobre el rendimiento efectivo del motor, ya que el EGR influye tanto al proceso de combustión como al proceso de renovación de la carga.

La figura 6.16 muestra el nivel de correlación que se obtiene cuando solo se consideran los ensayos de EGR, separando estas correlaciones para cada régimen y para todos los regímenes, añadiendo como variable independiente el régimen de motor.

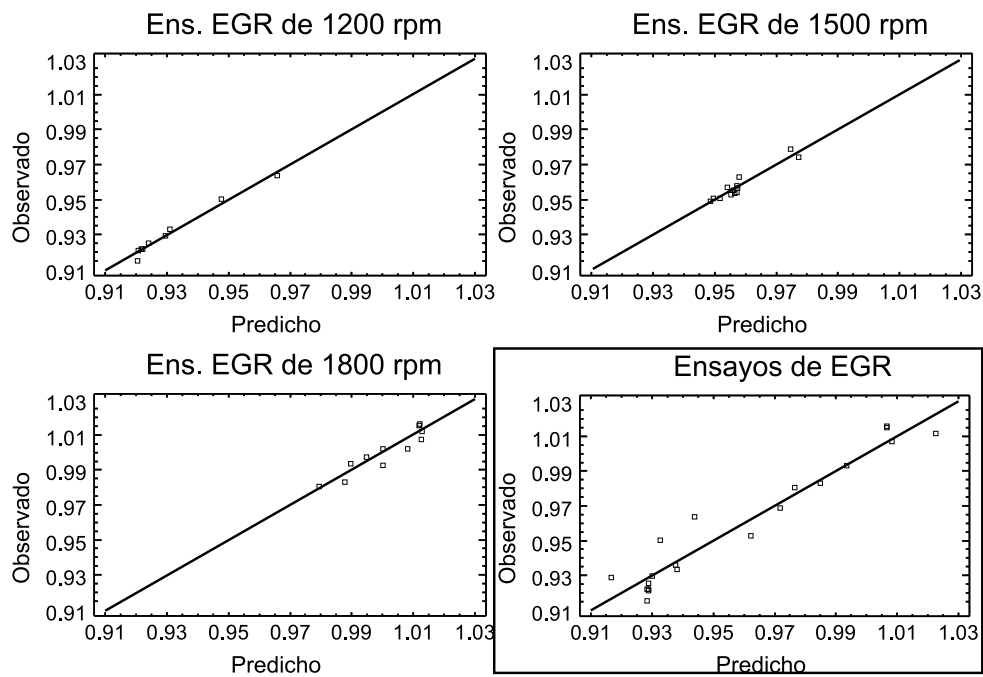


Figura 6.16: Correlaciones obtenidas para los ensayos de EGR realizados sobre el motor.

Las ecuaciones 6.6 muestran las correlaciones obtenidas para los ensayos de EGR. En este caso se ve una clara y alta dependencia del rendimiento efectivo con el nivel de EGR y con el dosado para los regímenes de 1200 y 1500 rpm dejando de tener sentido estadístico la variable $|\text{BP} - \text{EP}|$ por su pequeño nivel de influencia sobre el rendimiento efectivo. En el caso de 1800 rpm el EGR y

el $|\text{BP} - \text{EP}|$ ejerce una influencia positiva sobre el rendimiento efectivo y es el dosado la variable que deja de tener sentido estadístico.

$$\begin{aligned}
 1200 \text{ rpm} &\rightarrow \eta_{efe}^R = K \cdot \text{EGR}^{-7.6 \times 10^{-2}} \cdot \left| \frac{\text{BP}}{\text{EP}} \right|^{1.2 \times 10^{-3}} \cdot F^{-1.5 \times 10^{-1}} \\
 &R^2 = 97 \% \\
 1500 \text{ rpm} &\rightarrow \eta_{efe}^R = K \cdot \text{EGR}^{-7.5 \times 10^{-2}} \cdot \left| \frac{\text{BP}}{\text{EP}} \right|^{-5.4 \times 10^{-3}} \cdot F^{-1.1 \times 10^{-1}} \\
 &R^2 = 85 \% \\
 1800 \text{ rpm} &\rightarrow \eta_{efe}^R = K \cdot \text{EGR}^{1.6 \times 10^{-2}} \cdot |\text{BP} - \text{EP}|^{1.0 \times 10^{-2}} \cdot F^{-8.5 \times 10^{-2}} \\
 &R^2 = 95 \%
 \end{aligned}
 \tag{6.6}$$

En este caso se confirman las conclusiones obtenidas en el análisis comparativo anteriormente realizado. En puntos de funcionamiento en los que el motor trabaja con dosados altos, la masa recirculada ejerce una influencia negativa sobre el rendimiento efectivo debido, sobre todo, a los efectos sobre la combustión. En cambio, en puntos de funcionamiento con dosados bajos, la reducción en el trabajo de bombeo debida a la conexión de los colectores, influyendo de manera positiva al rendimiento efectivo del motor.

Cuando se correlacionan todos los regímenes de giro, ecuación 6.7, se obtiene que la variable más influyente sobre el rendimiento efectivo es el dosado, seguida del nivel de EGR y dejando de tener sentido estadístico la variable $|\text{BP} - \text{EP}|$ para la correlación obtenida.

$$\begin{aligned}
 \eta_{efe}^R &= K \cdot \text{EGR}^{-1.7 \times 10^{-3}} \cdot \left| \frac{\text{BP}}{\text{EP}} \right|^{3.8 \times 10^{-3}} \cdot F^{-1.0 \times 10^{-1}} \cdot n^{2.4 \times 10^{-1}} \\
 &R^2 = 90 \%
 \end{aligned}
 \tag{6.7}$$

Por último se ha realizado el mismo tipo de correlación para los ensayos que venimos denominando de “sangrado”. La figura 6.17 muestra el nivel de correlación que se obtiene cuando se consideran solo los ensayos de “sangrado”, como en los casos anteriores se han separado las correlaciones para cada régimen y enmarcado se muestra la correlación para todos los regímenes añadiendo el régimen como variable independiente.

En este caso, el EGR no influye sobre el proceso de combustión, por lo tanto cabe esperar que la influencia de éste sea debida tan solo a los efectos que tiene éste sobre la renovación de la carga del motor, tal y cómo se concluye en el análisis comparativo realizado en el apartado 6.3.

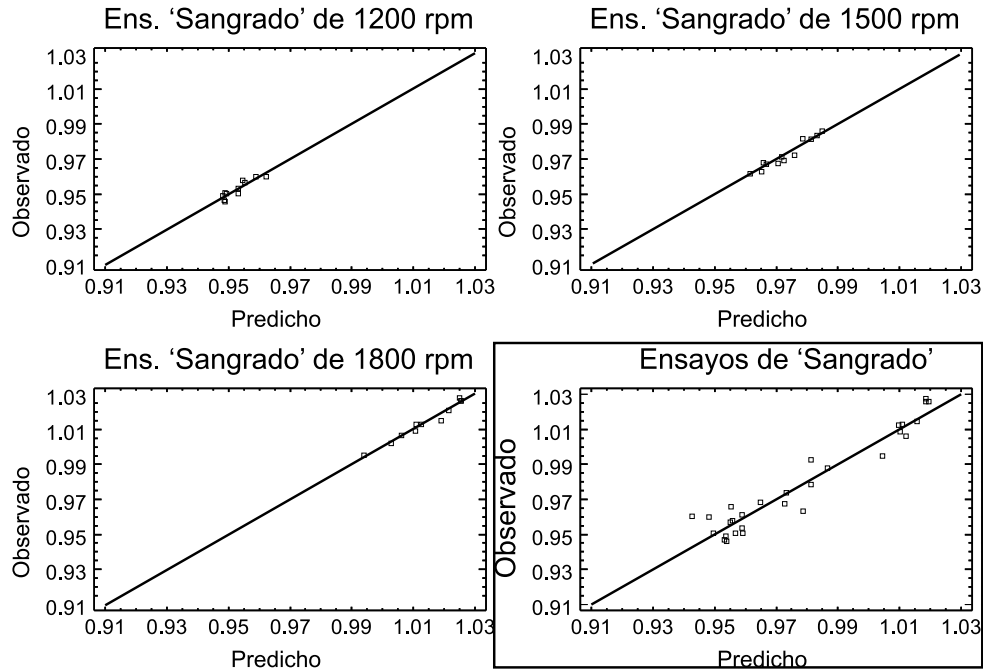


Figura 6.17: Correlaciones obtenidas para los ensayos de “sangrado” realizados sobre el motor.

Las ecuaciones 6.8 muestran las correlaciones obtenidas para los ensayos de “sangrado” para cada uno de los regímenes ensayados.

Al contrario de las correlaciones obtenidas para el ensayo de EGR, en este caso para 1200 rpm la variable más importante en la correlación es el EGR, dejando de tener sentido estadístico las variables dosado y $|BP - EP|$. Esto se debe a que en los ensayos de “sangrado” el EGR no influye en el proceso de combustión. Para 1200 rpm el EGR provoca una pequeña reducción en el trabajo de bombeo (en este caso el trabajo de bombeo es beneficioso para motor), lo que se traduce en una reducción en el rendimiento efectivo del motor, tal y como predice el análisis comparativo realizado en el apartado 6.3.

En el caso de 1500 rpm las variables que influyen más en la correlación son el dosado y el EGR, esto se debe a que, en este caso, la variable $|BP - EP|$ está cerca de cero (trabajo de bombeo despreciable), por lo tanto un cambio en el valor de esta variable no ejerce una influencia importante sobre el rendimiento y deja de tener sentido estadístico.

Por último, para el caso de 1800 rpm el EGR y la variable $|BP - EP|$ produce un efecto beneficioso para el rendimiento efectivo del motor, y el

dosado no tiene sentido estadístico en esta correlación. Esto se debe a que para 1800 rpm, conforme se va abriendo la válvula de EGR (conexión de los colectores de admisión y escape) se reduce el trabajo de bombeo (en este caso el trabajo de bombeo es perjudicial para el motor). Además, en 1800 rpm el motor trabaja con niveles de dosado bajos (exceso de aire).

$$\begin{aligned}
 1200 \text{ rpm} &\rightarrow \eta_{efe}^R = K \cdot \text{EGR}^{-2,0 \times 10^{-2}} \cdot |\text{BP} - \text{EP}|^{3,2 \times 10^{-3}} \cdot F^{8,2 \times 10^{-3}} \\
 &R^2 = 75 \% \\
 1500 \text{ rpm} &\rightarrow \eta_{efe}^R = K \cdot \text{EGR}^{-3,3 \times 10^{-2}} \cdot |\text{BP} - \text{EP}|^{4,3 \times 10^{-3}} \cdot F^{-2,1 \times 10^{-1}} \\
 &R^2 = 78 \% \\
 1800 \text{ rpm} &\rightarrow \eta_{efe}^R = K \cdot \text{EGR}^{4,0 \times 10^{-2}} \cdot |\text{BP} - \text{EP}|^{2,6 \times 10^{-2}} \cdot F^{4,9 \times 10^{-7}} \\
 &R^2 = 96 \%
 \end{aligned}
 \tag{6.8}$$

La comparación entre las correlaciones estadísticas obtenidas para los ensayos de EGR y los ensayos de “sangrado” confirman las conclusiones obtenidas en el análisis comparativo realizado en el apartado 6.3. Para los puntos de funcionamiento en los que el trabajo de bombeo es beneficioso para el motor, el EGR provoca una reducción del rendimiento efectivo desde el punto de vista de la renovación de la carga y, para los puntos en los que el trabajo de bombeo es negativo, la conexión de los colectores aumenta el rendimiento efectivo.

$$\begin{aligned}
 \eta_{efe}^R &= K \cdot \text{EGR}^{1,3 \times 10^{-3}} \cdot |\text{BP} - \text{EP}|^{1,3 \times 10^{-2}} \cdot F^{2,2 \times 10^{-3}} \cdot n^{3,1 \times 10^{-1}} \\
 &R^2 = 90 \%
 \end{aligned}
 \tag{6.9}$$

La ecuación 6.9 se obtiene al correlacionar todos los regímenes de giro del experimento de “sangrado”. En esta correlación se observa que la variable que deja de tener sentido estadístico es precisamente la variable más influyente en el caso de los ensayos de EGR, el dosado. La razón de este cambio tan drástico en la correlación es la siguiente: en los ensayos de “sangrado” el EGR no afecta a la combustión y la única variable considerada que nos indica la influencia del EGR sobre la combustión es el dosado.

Así, se puede afirmar que desde el punto de vista de la renovación de la carga, el EGR beneficia el rendimiento efectivo del motor a nivel global (exponente positivo en la variable EGR). Para los puntos de funcionamiento en los que el trabajo de bombeo es favorable para el motor (presión de admisión (BP) mayor que presión de escape (EP)), la conexión de los colectores provoca

una reducción del rendimiento efectivo, mientras que para los puntos en los que el trabajo de bombeo es desfavorable para el motor, el rendimiento aumenta conforme aumenta el EGR.

6.5. Resumen

En este capítulo se han realizado tres análisis diferentes de los resultados experimentales obtenidos en el desarrollo de la presente tesis.

En primer lugar, se ha realizado un análisis de la disponibilidad energética de los gases encerrados en los colectores de admisión y escape del motor, apartado 6.2. Realizando una serie de diagramas de la disponibilidad energética en los cuales se muestra el aprovechamiento de la energía en los diferentes elementos de los que consta el sistema de renovación de la carga del motor. Se ha realizado una comparación de los diagramas entre las diferentes estrategias de EGR consideradas a lo largo de la presente tesis.

Del análisis de los diagramas de disponibilidad energética se deduce que las estrategias de EGR que aprovecha de forma más eficiente la energía de los gases de escape (para el mismo porcentaje de EGR realizado) son las estrategias de aprovechamiento de pulsos, mediante la instalación de una válvula rotativa o de una válvula anti-retorno. Debido a que la estrategia con válvula rotativa produce menos porcentaje de EGR en puntos de funcionamiento para los cuales no está optimizada, se justifica la elección de la estrategia con válvula anti-retorno para el análisis energético del EGR en los siguientes apartados.

En segundo lugar, en el apartado 6.3, se ha realizado un análisis comparativo de los resultados obtenidos en los ensayos de caracterización del EGR. Mediante la comparación de los parámetros que definen la renovación de la carga del motor se comprueba que los ensayos de “sangrado” mantienen el proceso de renovación de la carga igual al obtenido con los ensayos de EGR. Por lo tanto, cambios obtenidos en el rendimiento efectivo del motor entre los dos tipos de ensayos se deben principalmente a la influencia del EGR sobre el proceso de combustión del motor.

Para que sea posible realizar un análisis comparativo en todos los puntos de funcionamiento del motor se utilizan las variables relativas a los valores obtenidos en el ensayo de referencia.

Del análisis comparativo se obtiene una influencia no despreciable de la estrategia de EGR, apartado 6.3.1, sobre el rendimiento efectivo del motor (tal y como predice el análisis de la disponibilidad energética realizado en el apartado 6.2). Esta reducción en el rendimiento efectivo se debe al aumento

en el dosado de trabajo del motor cuando se instala el circuito de EGR, aún con la válvula de EGR cerrada. El circuito de EGR produce una reducción de la energía que la turbina proporciona al compresor, reduciendo la presión de sobrealimentación y, por consiguiente, el gasto másico de aire que admite el motor, ya que la cantidad de combustible inyectado no cambia (mismo punto de funcionamiento) y el dosado de trabajo aumenta, lo que produce un cambio en el rendimiento de combustión que provoca una reducción del rendimiento efectivo del motor.

Por otro lado se ha realizado un análisis entre los resultados obtenidos en los ensayos de EGR y los de “sangrado” para obtener la influencia del EGR en el proceso de renovación de la carga, apartado 6.3.2. Comparativamente, se ha obtenido que la influencia del EGR sobre el proceso de combustión es siempre negativo y del mismo orden de magnitud que el efecto que produce sobre la renovación de la carga, siendo en ocasiones el efecto del EGR positivo sobre la renovación de la carga. El EGR afecta de forma positiva al proceso de renovación de la carga cuando el trabajo de bombeo es negativo y el motor trabaja con dosado bajo debido a la igualación de las presiones de admisión y escape.

También se ha realizado un análisis de la influencia que tiene el EGR sobre el sistema de sobrealimentación del motor, apartado 6.3.3. En este análisis se observa cómo la energía disponible para la turbina se reduce conforme se realiza mayor porcentaje de EGR en el motor, esta reducción se hace evidente con la reducción del régimen del turbogruppo y de la presión instantánea de escape a medida que aumenta el EGR.

Además, en el apartado 6.3.3 se observa cómo cambia el punto de trabajo en el compresor para diferentes porcentajes de EGR. Conforme se realiza mayor porcentaje de EGR, el punto de trabajo en el mapa del compresor se desplaza más hacia la izquierda (zona de menor gasto con igual relación de compresión), por lo tanto cambia el rendimiento con el que trabaja el compresor, incluso para altos porcentajes de EGR es posible que el compresor trabaje en zona de bombeo. Por lo tanto, se puede afirmar que el porcentaje de EGR es un parámetro importante a tener en cuenta a la hora de seleccionar el sistema de sobrealimentación, elección de la turbina y elección del compresor.

Por último, en el apartado 6.4, se ha realizado un análisis de la varianza de los parámetros que influyen al rendimiento efectivo del motor para utilizar estos parámetros y obtener una correlación estadística que cuantifica el efecto del EGR sobre el rendimiento efectivo del motor.

Bibliografía

- [1] Sala Lizarraga J.M.
Termodinámica de fluidos y el método de análisis exergético.
Servicio Editorial Universidad del País Vasco. ISBN 84-7587-080-4, 1987.
- [2] Bejan A.
Advanced Engineering Thermodynamics. Second Edition.
Wiley-Interscience. Publications John Wiley and Sons ISBN 0 471 14880 6, 1997.
- [3] O'Toole, F; McGovern J.A.
Some concepts and conceptual devices for exergy analysis, volume 204.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C C05989, 1990.
- [4] Santos Luque R.
Estudio del aprovechamiento de la energía de los gases de escape en motores diesel. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1999.
- [5] Fijalkowki, S; Ńakonieczny K.
Operation of Exhaust systems of turbocharger Diesel engine identified by means of exergy analysis, volume 211.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D D03795, 1997.
- [6] Woodward J.B.
A second law analysis of air standard Diesel turbocharger bottoming cycles, volume 207.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A A03092, 1993.
- [7] Primus R.J.
A second law approach to exhaust system optimisation.
SAE Paper 840033, 1984.
- [8] Winterbone, D.E.; Ńichols J.R.; Alexander G.I.
The efficiency of engine manifolds application of exergy to unsteady flow.
Int. Journal of Vehicle Design, IAVD, 1984.
- [9] Alkidas A.C.
The application of availability and energy balance to a Diesel engine, vo-

- lume 110, pp. 462–469.
Journal of Engineering for Gas Turbine and Power (ASME), 1988.
- [10] Bozza, F.; Nocerà R.; Senatore A.; Tuccillo R.
Second law analysis of turbocharger engine operation.
SAE Paper 910418, 1991.
- [11] Watson, N.; Janota M.S.
Turbocharging the Internal Combustion Engine.
Mac Millan. Londres ISBN 0 333 24290 4, 1982.
- [12] Molina Alcaide S.A.
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.
- [13] Kouremenos, D.A.; Hountalas D.T.; Binder K.B.
The Effect of EGR on the Performance and Pollutant Emissions of Heavy Duty Diesel Engines using Constant and Variable AFR.
SAE PAPER 2001-01-0198, 2001.
- [14] Ladommatos, N. Abdelhalim S. Zhao H.
The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions, volume 1 no.1, pp. 107–126.
International Journal Engine Research, 2000.
- [15] Luján, J.M.; Galindo J. y Serrano J.R.
Efficiency Characterization of Centripetal Turbines under Pulsating Flow Conditions.
SAE Paper 2001-01-0272, 2001.

Capítulo 7

Conclusiones y desarrollos futuros

Índice General

7.1. Introducción	273
7.2. Conclusiones	274
7.3. Desarrollos futuros	277
Bibliografía	278

Capítulo 7

Conclusiones y desarrollos futuros

7.1. Introducción

De los estudios realizados en la presente tesis doctoral se desprenden una serie de conclusiones concernientes al comportamiento del motor estudiado. Mediante el análisis de los resultados obtenidos es posible profundizar en el conocimiento de los efectos que produce el EGR sobre la renovación de la carga de motores Diesel turbo-sobrealimentados, dando respuesta al objetivo fundamental planteado en la presente tesis.

A lo largo del documento se han enunciado las conclusiones obtenidas de los estudios presentados en cada capítulo. En éste último se presentan las conclusiones más relevantes obtenidas.

Por otro lado, se exponen una serie de posibles vías de continuación del trabajo para el futuro.

7.2. Conclusiones

Mediante una exhaustiva revisión bibliográfica se ha justificado la técnica del EGR como una solución al problema de emisiones, fundamentalmente a las emisiones del tipo óxidos de nitrógeno. Además, se ha realizado una clasificación de los tipos de EGR y se han presentado las características más importantes que tienen cada uno de ellos. Así mismo, se ha podido determinar el problema que presenta la recirculación de los gases de escape en determinadas condiciones de funcionamiento de los motores sobrealimentados.

Mediante técnicas de simulación y modelado se ha realizado un análisis preliminar de las actuales estrategias utilizadas por los fabricantes para conseguir que la recirculación de los gases sea efectiva en motores altamente sobrealimentados. Del análisis preliminar **se ha obtenido tres estrategias de EGR que han resultado ser las más adecuadas para el motor sujeto a estudio**, así como, cuales son los dispositivos necesarios para el correcto funcionamiento de estas estrategias de EGR. Las estrategias consideradas son las siguientes:

- Utilización de un circuito de compensación de presiones P2A-P3 junto con el circuito de EGR.
- Utilización de una válvula rotativa en el circuito de EGR para el aprovechamiento de los pulsos de presión que se dan en el escape.
- Utilización de válvulas anti-retorno en el circuito de EGR para el aprovechamiento de los pulsos de presión que se dan en el escape.

Con la realización de este trabajo **se han desarrollado varios submodelos de cálculo para que sea posible el estudio y modelización de un motor sometido a EGR**. Estos submodelos han sido implementados en un programa de modelización que utiliza el método de Lax-Wendroff para la resolución de las ecuaciones que gobiernan la termofluidodinámica del gas en el interior de los motores turboalimentados. De estos submodelos cabe destacar el modelado de especies desarrollado para evaluar la fracción de gas quemado que contiene el gas recirculado y la distribución de este gas en el interior del motor. Por otro lado, se han desarrollado varios submodelos cero-dimensionales para reproducir el comportamiento de los elementos particulares que introducen las estrategias de EGR utilizadas (venturi, válvula rotativa, válvula anti-retorno, etc).

Mediante la utilización de las instalaciones dispuestas para el desarrollo de esta tesis (*Banco de Flujo Estacionario, Banco de Impulsos y Banco Motor*)

se han realizado los ensayos, de caracterización, optimización y validación necesarios para la consecución de los objetivos planteados en la presente tesis.

Se ha obtenido el comportamiento de los elementos que conforman el circuito de EGR tanto en funcionamiento real en el motor (*Banco Motor*) como en instalaciones específicas para la caracterización en condiciones totalmente controladas (*Banco de Flujo Estacionario* y *Banco de Impulsos*).

Para la correcta caracterización de los elementos que introduce el circuito de EGR se han diseñado experimentos específicos. Uno de los experimentos de mayor relevancia es el diseñado para la caracterización del venturi de EGR ante pulsos de presión, gracias al cual se ha puesto de manifiesto el comportamiento particular que tiene el venturi de EGR ante dichos pulsos de presión. Una conclusión importante que revelan los resultados del citado experimento es que el venturi de EGR actúa como un elemento activo ante los pulsos de presión a los cuales se le somete, y la respuesta de presión del venturi cambia de extremo abierto a extremo cerrado según sean las condiciones de funcionamiento en las cuales se encuentra trabajando.

Una vez se han caracterizado todos los elementos que conforman el motor y el modelo ha sido ajustado, se han optimizado las dimensiones de los circuitos de EGR para el aprovechamiento de las ondas de presión en el motor. Así, con la combinación de resultados procedentes del modelado y de los ensayos de las estrategias se ha **optimizado el funcionamiento del motor para la consecución de los objetivos marcados en cuanto a emisiones contaminantes minimizando el efecto que produce cada una de las estrategias sobre el rendimiento efectivo del motor**. Para la optimización de las estrategias de EGR se ha realizado un estudio paramétrico con los parámetros de inyección (P_{INY} y SOI) y con el porcentaje de EGR con el que trabaja el motor en cada una de estas estrategias.

De los estudios paramétricos realizados se llega a la conclusión de que la utilización de la estrategia con válvulas anti-retorno instaladas en el circuito de EGR ofrece un menor perjuicio sobre el consumo específico del motor, y que además se consiguen mayores porcentajes de EGR en la mayoría de los puntos de funcionamiento.

Mediante los resultados que proporciona el modelo de cálculo una vez ajustado, **se han representado mediante una serie de diagramas, la disponibilidad energética del gas en el interior del motor, con los cuales, se muestra el aprovechamiento de la energía para cada una de las estrategias de EGR consideradas**. Del análisis de estos diagramas de disponibilidad energética se deduce que las estrategias de EGR que aprovechan de forma más eficiente la energía de los gases de escape, para el mismo por-

centaje de EGR realizado, son las estrategias de aprovechamiento de pulsos de presión. Además, la estrategia con válvulas anti-retorno instaladas en el circuito de EGR es la que nos proporciona mayor porcentaje global de gas recirculado en el motor estudiado.

Una vez caracterizado el motor y optimizado su funcionamiento con EGR **se ha diseñado un experimento específico que nos permite evaluar el efecto del EGR sobre el proceso de renovación de la carga, evitando y aislando el efecto que el EGR ejerce sobre la combustión.**

Mediante el experimento diseñado para la caracterización del EGR y siguiendo una metodología correcta es posible cuantificar, mediante parámetros medibles directamente sobre el motor, el efecto que tiene el EGR sobre el proceso de renovación de la carga. De este experimento se puede conocer lo que supone para el motor, la instalación de un circuito de EGR, la mezcla de gases procedentes del escape con el aire de admisión, la reducción de la energía disponible para la turbina, la comunicación de los colectores de escape y otros procesos, todos ellos pertenecientes a la renovación de la carga del motor y en los cuales se encuentra involucrado el EGR. Este experimento consta de tres tipos de ensayos, los ensayos de referencia, los ensayos de EGR y los ensayos denominados de “sangrado”. Además, para la correcta realización de los ensayos, se han diseñado y puesto a punto varios sistemas de control, así como, sistemas especiales de medida de diferentes parámetros necesarios para realizar un análisis correcto de los resultados.

Se ha realizado un análisis comparativo de los resultados obtenidos en los ensayos del experimento diseñado para la caracterización del EGR. Mediante la comparación de los parámetros que definen la renovación de la carga del motor se ha comprobado que los ensayos de “sangrado” mantienen el proceso de renovación de la carga igual al obtenido con los ensayos de EGR. Por lo tanto, los cambios obtenidos en el rendimiento efectivo del motor entre los dos tipos de ensayos se deben principalmente a la influencia del EGR sobre el proceso de combustión del motor.

Del análisis comparativo **se obtiene una influencia no despreciable de la estrategia de EGR (SIN EGR) sobre el rendimiento efectivo del motor.** Esta reducción en el rendimiento efectivo se debe al aumento en el dosado de trabajo del motor cuando se instala el circuito de EGR, aún con la válvula de EGR cerrada. El circuito de EGR produce una reducción de la energía que la turbina proporciona al compresor, reduciendo la presión de sobrealimentación y, por consiguiente, el gasto másico de aire que admite el motor, lo que provoca un aumento en el dosado con el que trabaja éste.

Por otro lado, del análisis comparativo realizado entre los resultados ob-

tenidos en los ensayos de EGR y los de “sangrado”, **se ha obtenido que la influencia del EGR sobre el proceso de combustión es siempre negativo y del mismo orden de magnitud que el efecto que produce sobre la renovación de la carga.** Además, los resultados confirman la hipótesis planteada al principio del estudio de que **el EGR afecta de forma positiva al proceso de renovación de la carga cuando el trabajo de bombeo es negativo y el motor trabaja con dosado bajo, debido a la igualación de las presiones de admisión y escape.**

También se ha realizado un análisis de la influencia que tiene el EGR sobre el sistema de sobrealimentación del motor. En este análisis se observa cómo se reduce la energía disponible para la turbina y cómo cambia el punto de funcionamiento del compresor a medida que se realiza mayor porcentaje de EGR. Por lo tanto, se puede afirmar que **el porcentaje de EGR es un parámetro importante a tener en cuenta a la hora de seleccionar el sistema de sobrealimentación.**

Mediante un análisis estadístico se han obtenido los parámetros que más influyen sobre el rendimiento efectivo del motor cuando éste se somete a la recirculación de los gases de escape. Y se han realizado diferentes correlaciones estadísticas que cuantifican el efecto del EGR sobre el rendimiento efectivo del motor a partir de parámetros de fácil medición.

Para terminar, el trabajo efectuado ha permitido elaborar varios documentos de investigación que han sido presentados en foros tanto nacionales como internacionales [1–3]. También, dos artículos se encuentran en revisión para su publicación en revistas científicas. Con estos documentos se ha pretendido dar a conocer los resultados más relevantes e innovadores obtenidos durante el desarrollo de este trabajo.

Con los trabajos experimentales que se han realizado se ha corroborado la importancia de la técnica de EGR en los motores Diesel turboalimentados para la reducción de las emisiones de sustancias contaminantes y cumplimiento de la reglamentación.

7.3. **Desarrollos futuros**

Los trabajos futuros que se derivan de la presente tesis doctoral están encaminados fundamentalmente a estudiar la influencia del EGR sobre otros procesos del motor y a ampliar el número de estrategias de EGR de las consideradas.

El estudio se ha desarrollado en torno a un motor de seis cilindros con las configuraciones definidas y turbina de doble entrada. Una vez dadas las pautas para tratar el problema, sería interesante extender el análisis a otros motores con otras configuraciones en los sistemas de admisión y escape.

Ya se ha comentado las posibilidades de utilización de una turbina de geometría variable (TGV) en el grupo de sobrealimentación, mediante la que se pueda obtener distintos niveles de EGR externo. Un trabajo futuro sería el estudio en profundidad del efecto que produce el uso de una TGV en combinación con el circuito de EGR sobre el proceso de renovación de la carga de los motores. Un primer paso se ha dado ya al analizar los resultados de modelado que aparecen cuando se reduce la sección efectiva del estator de la turbina.

Además, la instalación de nuevos sistemas de sobrealimentación (sobrealimentación mecánica, sobrealimentación secuencial o en paralelo, etc.) incrementa las posibilidades de configuración en los sistemas de recirculación de los gases de escape. En este sentido podría evaluarse el efecto que produce sobre el motor las múltiples combinaciones resultantes de sistemas de EGR externo con estos sistemas de sobrealimentación.

Por otro lado, mediante el desarrollo y mejora de las técnicas utilizadas en este estudio, es posible el estudio de la influencia del EGR durante procesos de transitorios de carga y de régimen de motor. El conocimiento de los procesos a los que se somete al gas en el interior del motor durante procesos transitorios nos daría la posibilidad de estudiar las posibilidades y configuraciones óptimas de control de los sistemas que determinan la renovación de la carga del motor.

Por último, el estudio del efecto que produce el EGR en combinación con nuevos sistemas de inyección y nuevos sistemas de sobrealimentación y la optimización global de todos estos sistemas sería interesante para la obtención de motores con menor emisión de sustancias contaminantes y mejor rendimiento efectivo.

Bibliografía

- [1] Luján, J.M.; Payri F.;Guardiola C. y Vera F.
Modeling, Effect and Behavior of the EGR Venturi in a Heavy-Duty Diesel Engine.
SAE Paper 2001-01-3227, 2001.
- [2] Luján, J.M.; Payri F.;Vera F. y Serrano J.R.
A Methodology to Determine the Mass Fuel Injected During a Transient

Process in a Heavy-Duty Engine with EGR System.
Proceedings of World Automotive Congress FISITA 2002, 2002.

- [3] Luján, J.M.; Ruiz S. y Vera F.
Efectos de la Recirculación Externa de Gases de Escape sobre el Proceso de la Renovación de la Carga en Motores Diesel Turboalimentados, volume 13(3), pp. 1905–1911.
Anales de la Ingeniería Mecánica 2000, 2000.

Bibliografía

- [1] Agnew D.D.
What is limiting engine air flow. Using normalised steady air flow bench data.
SAE Paper 942477, 1994. **Aparece en: Cap.4**–[20].
- [2] Alkidas A.C.
The application of availability and energy balance to a Diesel engine,
volume 110, pp. 462–469.
Journal of Engineering for Gas Turbine an Power (ASME), 1988. **Aparece en: Cap.6**–[9].
- [3] Annand, W.J.D. y Roe G.E.
Gas flow in the internal combustion engine.
London, Lodgmark Press LTD., 1974. **Aparece en: Cap.4**–[15].
- [4] Aoyama, T.; Mizuta J.; Oshima Y.
NOx Reduction by Injection Control.
SAE PAPER 900637, 1990. **Aparece en: Cap.2**–[36].
- [5] Arcoumanis, C.; Bae C.; Nagwaney A.; Whitelaw J.H.
Effect of EGR on Combustion Development in a 1.9L DI Diesel Optical Engine.
SAE Paper 950850, 1995. **Aparece en: Cap.2**–[58].
- [6] Arias, J.R.; Moreno E.; Navarro E. y Varela E.
Using 1-D and 3-D models for the simulation of gas exchange processes.
SAE Paper 2000-01-0658, 2000. **Aparece en: Cap.4**–[9].
- [7] Arnau F.J.
Aportaciones al cálculo numérico para el modelado del flujo compresible unidimensional en conductos de M.C.I.A. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003. **Aparece en: Cap.4**–[3].

- [8] Azuma, T.; Yura T. y Tokunaga Y.
Some aspects of constant pressure turbocharged marine engines of medium and low speed, volume 105, pp. 697–711.
Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Power, 1983.
Aparece en: Cap.4–[14].
- [9] Baert, R. Beckman D.E. Verbeek R.
New EGR Technology Retains HD Diesel Economy with 21st Century Emissions.
SAE Paper 960848, 1996. **Aparece en: Cap.3**–[8].
- [10] Baert, R.S.G.; Beckman D.E.; Veen A.
Efficient EGR Technology for Future HD Diesel Engine Emissions Targets.
SAE Paper 1999-01-0837, 1999. **Aparece en: Cap.2**–[15], **Cap.3**–[15].
- [11] Bejan A.
Advanced Engineering Thermodynamics. Second Edition.
Wiley-Interscience. Publications John Wiley and Sons ISBN 0 471 14880 6, 1997. **Aparece en: Cap.6**–[2].
- [12] Benajes, J; Luján J.M.; Bermúdez V.; Serrano J.R.
Modelling of Turbocharger Diesel Engines in Transient Operations. Part 1: Insight into the Relevant Physical Phenomena, volume 216.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 2002.
Aparece en: Cap.1–[13].
- [13] Benajes, J; Reyes M.; Bermudez V.; Serrano J.R.
Predesign Criteria for Exhaust Manifolds in I.C. Automotive Engines.
SAE PAPER 980783, 1998. **Aparece en: Cap.4**–[30].
- [14] Benajes, J; Reyes M.; Galindo J.; Peidró J.
Predesign Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engines.
SAE PAPER 970055, 1997. **Aparece en: Cap.4**–[29].
- [15] Benajes, J.; Molina S.; Riesco M. y González C.
Evaluación de diferentes estrategias de inyección y presiones de admisión en las prestaciones de motores Diesel industriales.
XV congreso nacional de Ingeniería mecánica. ISBN 84-607-6264-5, 2002.
Aparece en: Cap.4–[31].
- [16] Benson R.S.
The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines

- (*vol.I*).
Oxford Clarendon Press, 1982. **Aparece en: Cap.4**–[10].
- [17] Binder K. Schwarz V.
Present and future of heavy duty engines strategies for compliance to the emission legislation, pp. 191–198.
Proceedings of THIESEL 2002, 2002. **Aparece en: Cap.1**–[3], **Cap.2**–[10].
- [18] Blair G.P.
An alternative method for the prediction of unsteady gas flow through the internal combustion engine.
SAE Paper 911850, 1991. **Aparece en: Cap.5**–[8].
- [19] Blair, G.P. y McConnell J.H.
Unsteady gas flow through high-specific-output 4-stroke cycle engines.
SAE Paper 740736, 1974. **Aparece en: Cap.4**–[19].
- [20] Boulouchos, K.; Stebler H.
Combustion Features and Emissions of a DI-Diesel Engine with Air Path Optimization and Common Rail Fuel Injection.
SAE PAPER 981931, 1998. **Aparece en: Cap.2**–[26].
- [21] Bozza, F.; Nocera R.; Senatore A.; Tuccillo R.
Second law analysis of turbocharger engine operation.
SAE Paper 910418, 1991. **Aparece en: Cap.6**–[10].
- [22] Bürgler, L.; Herzog P.L.; Zelenka P.
Strategies for Meet US 1994/95 Diesel Engine Federal Emission Legislation for HSDI Diesel Engine Powered Vehicles, volume 206, pp. 47–54.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 1992.
Aparece en: Cap.2–[42].
- [23] Broatch Jacobi A.
Medida de la respuesta acústica de silenciadores. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1995. **Aparece en: Cap.4**–[21], **Cap.5**–[4].
- [24] Bulaty T.
A comprehensive computer program to simulate the interaction of an I.C. engine and a turbocharger, volume 43, pp. 535–543.
MTZ Motortechnische Zeitschrift, 1982. **Aparece en: Cap.4**–[4].

- [25] Bunting A.
Emissions accomplished, volume November, pp. 38–46.
Automotive Engineer. The magazine for the industry, 2002. **Aparece en: Cap.3**–[26].
- [26] Chikahisa, T.; Konno M.; Murayama T.
Analysis of Formation Characteristics and Control Concepts in Diesel Engines from NO Reaction-Kinetic Considerations.
SAE PAPER 950215, 1995. **Aparece en: Cap.2**–[61].
- [27] Chmela, F.; Pfahl U.
Exhaust Gas Aftertreatment Systems.
Seminario impartido por el Dr. F. Chmela en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia, 2002. **Aparece en: Cap.2**–[44].
- [28] Climent, H.; Cervelló C.; Tiseira A. y Fernández T.
Modelado de Compresor de Sobrealimentación en un motor de Combustión Interna Alternativo, pp. 2029–2034.
XV congreso nacional de Ingeniería mecánica. ISBN 84-607-6264-5, 2003. **Aparece en: Cap.5**–[2].
- [29] Climent Puchades H.
Contribución al modelado unidimensional de motores de dos tiempos de pequeña cilindrada. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2002. **Aparece en: Cap.3**–[25], **Cap.4**–[36], **Cap.5**–[3].
- [30] Consulting AVL y information.
Current and Future Exhaust Emissions Legislation.
AVL list., 1993. **Aparece en: Cap.2**–[6].
- [31] Cooper, B.J; Thoss J.E.
Role of NO in Diesel Particulate Emission Control.
SAE Paper 890404, 1984. **Aparece en: Cap.2**–[1].
- [32] Corberán J.M.
Contribución al Modelado del Proceso de Renovación de la Carga en Motores de Combustión Interna Alternativos. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1984. **Aparece en: Cap.4**–[2].
- [33] Dadone, A. y Vacca G.
Calcolo della fase di scarico di un monocilindro con tecnica di filling and emptying, volume 36(1), pp. 639–644.
ATA, 1983. **Aparece en: Cap.4**–[5].

- [34] De Boer, C.D.; Jeyes J.A.
The Interaction of Fuel Economy and Emission Control in Europe. A Literature Study.
SAE PAPER 841281, 1984. **Aparece en: Cap.2**–[7].
- [35] Demmler JR A. W.
Automotive Catalysis, pp. 26–33.
Automotive engineering 3-1977 R, 1977. **Aparece en: Cap.2**–[41].
- [36] Desantes, J.M.; Lapuerta M.; Salavert J.M.
Study on independent effect of Diesel engine operating conditions on Nitric Oxide formation and emissions through schematical combustion simulation, volume 210, pp. 71–80.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 1996.
Aparece en: Cap.1–[18], **Cap.2**–[46].
- [37] Directiva 1999/96/CE.
Directiva 1999/96/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 13 de Diciembre de 1999.
Diario Oficial de las Comunidades Europeas. Bruselas, Diciembre 1999.
Aparece en: Cap.1–[1], **Cap.2**–[5], **Cap.3**–[32].
- [38] Dürnhholz, M.; Helmut E.; Frisse P.
Preinjection. A Measure to Optimise the Emission Behaviour of DI Diesel Engine.
SAE PAPER 940674, 1994. **Aparece en: Cap.2**–[34].
- [39] Dürnhholz, M.; Eiffler G.; Hendres H.
Exhaust-gas Recirculation. A Measure to Reduce Exhaust Emissions of DI Diesel Engines.
SAE PAPER 920725, 1992. **Aparece en: Cap.2**–[60].
- [40] Eastlake A.
The Latest Developments in Heavy Duty Vehicle Aftertreatment Testing for Real World Emissions and Fuel Economy.
SAE PAPER 1999-01-0470, 1999. **Aparece en: Cap.2**–[17], **Cap.3**–[14].
- [41] Fijalkowki, S; Nakonieczny K.
Operation of Exhaust systems of turbocharger Diesel engine identified by means of exergy analysis, volume 211.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D D03795, 1997. **Aparece en: Cap.6**–[5].

- [42] Galindo, J.; Serrano J.R.; Climent H.; Arnau F.J.
New one-dimensional fluid-dynamic model for automotive intercoolers, volume A, pp. 347–365.
Proceeding of 8th European Automotive Congress (EAEC-FISITA), 2001. **Aparece en: Cap.1**–[14], **Cap.4**–[23].
- [43] Galindo Lucas J.
Diseño de uniones de colectores de escape de motores alternativos. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998. **Aparece en: Cap.4**–[16].
- [44] Graf, G.; Hrauda G.; Bartsch P.
Layout of a High Load EGR System for LD, MD and HD Truck Engines by Means of Simulation.
SAE Paper 2000-01-0226, 2000. **Aparece en: Cap.3**–[19].
- [45] Guardiola García 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 Fin de Carrera dirigido por Dr. D. José Manuel Luján Martínez, 2000. **Aparece en: Cap.2**–[62], **Cap.3**–[23], **Cap.4**–[42].
- [46] Hawley, J.G.; Wallace F.J.; Cox A.; Horrocks R.W.; Bird G.L.
Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics, volume 213, pp. 145–159.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 1999. **Aparece en: Cap.3**–[20].
- [47] Hernandez Adrover J.J.
Modelado de la formación y emisión de contaminantes en sistemas de combustión. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2000. **Aparece en: Cap.1**–[17].
- [48] Hill, S.H.;Dodd J.L.
A Light Duty Diesel with Heavy-duty Heritage.
SAE PAPER 770430, 1977. **Aparece en: Cap.3**–[4].
- [49] Hochegger, W.; Hrauda G; Prenninger P.; Seitz H.F.
Effect of various EGR systems on HDT-turbocharging, volume 602, pp. 267–281.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C. C602/040/2002, 2002. **Aparece en: Cap.2**–[16], **Cap.3**–[16].

- [50] Horlock, J.H. y Winterbone D.E.
The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines (vol.II).
Oxford University Press, 1986. **Aparece en: Cap.4**–[6].
- [51] Horrocks R.W.
Light-duty Diesels. An update on the emissions challenge, volume 208,
pp. 289–298.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D 02294,
1994. **Aparece en: Cap.2**–[19].
- [52] Hribernik A.
The potencial of high- and low-pressure exhaust gas recircualtion, volume 602, pp. 375–384.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C.
C602/024/2002, 2002. **Aparece en: Cap.3**–[12].
- [53] Huh, K.Y.; Kim K.K.; Chol Ch.R.; Park S.Ch.; Moon S.
Scavenging Flow Simulation of a Four-poppet-valved Two-stroke Engine.
SAE PAPER 930500, 1995. **Aparece en: Cap.2**–[47].
- [54] Ishii, H.; Koike N.; Suzuki H.; Odaka M.
Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition Part 2: Analysis of Combustion Phenomena and NOx Formation by Numerical Simulation with Experiment.
PAPER 970315, 1997. **Aparece en: Cap.2**–[35].
- [55] ISO STANDARDS HANDBOOK 15.
Measurement of fluid flow in closed conduits, pp. 263–330.
International Organization for Standardization, First Edition 1983.
Aparece en: Cap.5–[17].
- [56] James E.A.
Lean Burn Engine Concepts Emissions and Economy.
SAE Paper 750930, 1975. **Aparece en: Cap.2**–[2].
- [57] Jenny E.
Unidimensional transient flow with consideration of friction, heat transfer and change of section, volume 37(11), pp. 447–461.
Brown Boveri Review, 1950. **Aparece en: Cap.4**–[7].
- [58] Kangyao, D.; Ohtani M.; Shimomizuki, N.
EGR simulation of a turbocharged diesel engine–EGR control using CCS

- and intake and exhaust manifold pulsations.*
JSAE Technical Paper No. 9540390, 1995. **Aparece en: Cap.3**–[24].
- [59] Kohketsu, S.; Mori K.; Sakai K.; Hakozaiki T.
EGR Technologies for a Turbocharged and Intercooled Heavy-Duty Diesel Engine.
SAE Paper 970340, 1997. **Aparece en: Cap.2**–[52], **Cap.3**–[18].
- [60] Kouremenos, D.A.; Hountalas D.T.; Binder K.B.
The Effect of EGR on the Performance and Pollutant Emissions of Heavy Duty Diesel Engines using Constant and Variable AFR.
SAE PAPER 2001-01-0198, 2001. **Aparece en: Cap.2**–[28], **Cap.6**–[13].
- [61] Kouremenos, D.A.; Hountalas D.T.; Binder K.B.; Raad A.; Schnabel M.H.
Using Advanced Injection Timing and EGR to Improve DI Diesel Engine Efficiency at Acceptable NO and Soot Levels.
SAE Paper 2001-01-0199, 2001. **Aparece en: Cap.2**–[14].
- [62] Ladommatos, N. Abdelhalim S. Zhao H.
The effects of exhaust gas recirculation on diesel combustion and emissions, volume 1 no.1, pp. 107–126.
International Journal Engine Research, 2000. **Aparece en: Cap.1**–[7], **Cap.2**–[51], **Cap.3**–[9], **Cap.5**–[14], **Cap.6**–[14].
- [63] Ladommatos, N. Abdelhalim S.M. Zhao H. Hu Z.
The dilution, chemical and thermal effects of exhaust gas recirculation on Diesel engine emissions - Part 1: Effects of reducing inlet charge oxygen.
SAE Paper 961165, 1996. **Aparece en: Cap.2**–[56], **Cap.3**–[35].
- [64] Ladommatos, N. Abdelhalim S.M. Zhao H. Hu Z.
The dilution, chemical and thermal effects of exhaust gas recirculation on Diesel engine emissions - Part 2: Effects of carbon dioxide.
SAE Paper 961167, 1996. **Aparece en: Cap.2**–[57], **Cap.3**–[36].
- [65] Ladommatos, N. Abdelhalim S.M. Zhao H. Hu Z.
The dilution, chemical and thermal effects of exhaust gas recirculation on Diesel engine Emissions - Part 3: Effects of water vapor.
SAE Paper 971659, 1997. **Aparece en: Cap.3**–[37].

- [66] Ladommatos, N. Abdelhalim S.M. Zhao H. Hu Z.
Effects of EGR on Heat Release in Diesel Combustion.
SAE Paper 980184, 1998. **Aparece en: Cap.3**–[38].
- [67] Ladommatos, N. Abdelhalim S.M. Zhao H. Hu Z.
The Effects on Diesel Combustion and Emissions of Reducing Inlet Charge Mass Duet to Thermal Throttling with Hot EGR.
SAE Paper 980185, 1998. **Aparece en: Cap.3**–[39].
- [68] Ladommatos, N. Balian R. Horrocks R. Cooper L.
The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Combustion and NOx Emissions in a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine.
SAE Paper 960840, 1996. **Aparece en: Cap.1**–[8], **Cap.2**–[49], **Cap.3**–[33].
- [69] Ladommatos, N. Balian R. Horrocks R. Cooper L.
The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Soot Formation in a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine.
SAE Paper 960841, 1996. **Aparece en: Cap.1**–[9], **Cap.2**–[53], **Cap.3**–[34].
- [70] Ladommatos, N.; Abdelhalim S.M.; Zhao H.; Hu Z.
The effects of carbon dioxide in exhaust gas recirculation on Diesel engine emissions, volume 212, pp. 25–42.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 1998.
Aparece en: Cap.2–[54].
- [71] Lapuerta, M.; Hernandez J.J.; Jimenez F.
Evolution of exhaust gas recirculation as a technique for reducing Diesel engine NOx emissions, volume 214.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 2000.
Aparece en: Cap.1–[16].
- [72] Lax, P.D. y Wendroff B.
Systems of conservation laws, volume 15, pp. 217–237.
Communications Pure Applied Mathematics, 1960. **Aparece en: Cap.4**–[11].
- [73] Lüders, H.; Stommel P.
Diesel Exhaust Treatment - New Approches to Ultra Low Emission Diesel Vehicles.
SAE PAPER 1999-01-0108, 1999. **Aparece en: Cap.2**–[18], **Cap.3**–[13].

- [74] Luján, J.M.; Guardiola C.; Garcia-Ortiz J.V. y Salcedo J.V.
Identificación lineal del comportamiento del sistema de renovación de la carga de un motor diesel turboalimentado con sistema de EGR.
XV congreso nacional de Ingeniería mecánica. ISBN 84-607-6264-5, 2002.
Aparece en: Cap.3–[21].
- [75] Luján, J.M.; Payri F.;Guardiola C. y Vera F.
Modeling, Effect and Behavior of the EGR Venturi in a Heavy-Duty Diesel Engine.
SAE Paper 2001-01-3227, 2001. **Aparece en: Cap.3**–[28], **Cap.4**–[41], **Cap.5**–[10], **Cap.7**–[1].
- [76] Luján, J.M.; Payri F.;Vera F. y Serrano J.R.
A Methodology to Determine the Mass Fuel Injected During a Transient Process in a Heavy-Duty Engine with EGR System.
Proceedings of World Automotive Congress FISITA 2002, 2002. **Aparece en: Cap.3**–[6], **Cap.5**–[6], **Cap.7**–[2].
- [77] Luján, J.M.; Galindo J. y Serrano J.R.
Efficiency Characterization of Centripetal Turbines under Pulsating Flow Conditions.
SAE Paper 2001-01-0272, 2001. **Aparece en: Cap.4**–[27], **Cap.6**–[15].
- [78] Luján J.M.
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 Fin de Carrera dirigido por Dr. D. Jesus Benajes Calvo, 1993.
Aparece en: Cap.4–[24].
- [79] Luján, J.M.; Ruiz S. y Vera F.
Efectos de la Recirculación Externa de Gases de Escape sobre el Proceso de la Renovación de la Carga en Motores Diesel Turboalimentados,
volume 13(3), pp. 1905–1911.
Anales de la Ingeniería Mecánica 2000, 2000. **Aparece en: Cap.3**–[3], **Cap.4**–[43], **Cap.5**–[11], **Cap.7**–[3].
- [80] Luján Martínez J.M.
Recirculación interna de gases de combustión en motores diesel sobrealimentados. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1998. **Aparece en: Cap.1**–[6], **Cap.2**–[48], **Cap.3**–[1], **Cap.5**–[5].

- [81] Miyaki, M.; Fujisawa H.; Masuda A.; Yamamoto Y.
Development of new electronically controlled fuel injection system ECD-U2 for Diesel engines.
SAE Paper 910252, 1991. **Aparece en: Cap.2**–[12].
- [82] Molina Alcaide S.A.
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. **Aparece en: Cap.1**–[5], **Cap.2**–[11], **Cap.3**–[2], **Cap.4**–[32], **Cap.5**–[15], **Cap.6**–[12].
- [83] Montgomery, D.T. Reitz R.D.
Effects of Multiple Injections and Flexible Control of Boost and EGR on Emissions and Fuel Consumption of a Heavy-Duty Diesel Engine.
SAE Paper 2001-01-0195, 2001. **Aparece en: Cap.3**–[11].
- [84] Martínez Alvarez J.A.
Diseño mediante modelado y validación experimental de un sistema de precirculación de gas de escape (EGR) en un motor Diesel sobrealimentado en condiciones adversas de presión.
Proyecto Fin de Carrera dirigido por Dr. D. J. M. Luján Martínez y D. F. Vera García, 2000. **Aparece en: Cap.3**–[22], **Cap.5**–[13].
- [85] Muñoz, M. y Payri F.
Motores de combustión interna alternativos.
Sección de publicaciones de la ETSII-Fundación General UPM, 1989. **Aparece en: Cap.2**–[4], **Cap.3**–[44].
- [86] Murakami A.
An Attempt of Moving Bottom Auxiliary Combustion Chamber to Reduce Diesel Particulate and NOx.
SAE PAPER 970316, 1997. **Aparece en: Cap.2**–[32].
- [87] Nagase, K.; Funatsu K.
A Study of NOx Generation Mechanism Diesel Exhaust Gas.
SAE PAPER 901615, 1990. **Aparece en: Cap.2**–[37].
- [88] Needham, J. R.; Doyle D. M.; Faulkner S.; Freedman A.
Technology for 1994.
SAE Paper 891949, 1989. **Aparece en: Cap.2**–[20].

- [89] Needham, J. R.; May M. P.; Doyle D. M.; Faulkner S. A.
Injection Timing And Rate Control. A solution For Low Emissions.
SAE PAPER 900854, 1990. **Aparece en: Cap.2**–[40].
- [90] Needham, J.R.; Whelan S.
Meeting the Challenge of Low Emissions and Fuel Economy with the Ricardo Four Valve High-Speed Direct Injection Engine, volume 208, pp. 181–190.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Proc. Part D, 1994. **Aparece en: Cap.2**–[33].
- [91] Needham, J.R.; Faulkner S.A.; Doyle D.M.
Developing The Truck Engine for Ultra Low Emissions, volume 205, pág. 149.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, 1991. **Aparece en: Cap.2**–[22].
- [92] Ogasawara. K.; Muramatsu, G.; Seiji M.
Characterisation of Particulate Emission from Swirl Chamber Type Light-duty Diesel Engine as a Function of Engine Parameters.
SAE PAPER 820181, 1982. **Aparece en: Cap.2**–[45].
- [93] Ogasawara. K.; Muramatsu, G.; Seiji M.
De-NO Converter of Diesel Engine Vehicle for Practical Use.
SAE PAPER, 1995. **Aparece en: Cap.2**–[43].
- [94] Onorati, A.; Ferrari G.
Modeling of 1-D Unsteady Flow in I.C. Engine Pipe Systems Numerical Methods and Transport of Chemical Species.
SAE PAPER 980782, 1998. **Aparece en: Cap.4**–[39].
- [95] Onorati, A.; Ferrari G.; D’Errico G.
1D Unsteady Flow with Chemical Reactions in the Exhaust Duct-Systems of S.I. Engines.
SAE PAPER 2001-01-0939, 2001. **Aparece en: Cap.4**–[38].
- [96] O’Toole, F; McGovern J.A.
Some concepts and conceptual devices for exergy analysis, volume 204.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C C05989, 1990. **Aparece en: Cap.6**–[3].
- [97] Payri, F.; Benajes J.; Galindo J.
One-dimensional fluid-dynamic model for catalic converters in automo-

- tive engines.*
SAE PAPER 950785, 1995. **Aparece en: Cap.4**–[1].
- [98] Payri, F; Benajes J.; Reyes M.
Modelling of supercharger turbines in internal combustion engines, volume 38, N8-9, pp. 835–869.
Internal Journal of Mechanical Science, 1996. **Aparece en: Cap.4**–[28].
- [99] Payri, F.; Benajes J. y Chust M.D.
Programme pour étude assistée par ordinateur de systèmes d'admission et d'échappement de moteurs, volume 162, pp. 17–23.
Entropie, 1991. **Aparece en: Cap.1**–[12].
- [100] Payri, F.; Luján J.M.; Broatch A.; Guardiola C.
Failure detection using turbocharger instantaneous speed frequency analysis on reciprocating internal combustion engines.
Proceedings of 8th European Automobile Engineers Cooperation (EAEC), 2001. **Aparece en: Cap.5**–[12].
- [101] Payri, F.; Desantes J.M. y Corberán J.M.
A quasi-steady model on gas-exchange process, some results.
Motor Sympo '88, Praga, 1988. **Aparece en: Cap.4**–[18].
- [102] Payri, F; Galindo J.;Serrano J.R.
Variable Geometry Turbine Modelling and Control for Turbocharged Diesel Engine Transient Operation, pp. 173–189.
Proceedings of Themofluidynamic Processes in Diesel Engines. THIESEL 2000, 2000. **Aparece en: Cap.4**–[34].
- [103] Payri, F. Lapuerta M. Cazaux Ph.
Insight into the combustion process of a Diesel engine with exhaust gas recirculation, volume Proceedings of 5th International EAEC Congress. Strasbourg.
SIA Paper 9506A13, 1995. **Aparece en: Cap.1**–[10], **Cap.2**–[50], **Cap.3**–[41].
- [104] Payri, F; Reyes M.;Galindo J.
Analysis and Modelling of Fluid-Dynamic Effects in Branched Exhaust Juntions of I.C.E., volume 123(1), pp. 197–203.
Trans. ASME, Int. J. Gas Turbine Power, 2001. **Aparece en: Cap.4**–[17].

- [105] Pearson, R.J.; Winterbone D.E.
Calculating the Effects of Variations in Composition on Wave Propagation in Gases, volume 35 N 6, pp. 517–537.
Internal Journal of Mechanical Science, 1993. **Aparece en: Cap.4**–[37].
- [106] Pierpont, D.A. Montgomery D.T. Reitz R.D.
Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in a D.I. Diesel.
SAE Paper 950217, 1995. **Aparece en: Cap.3**–[43].
- [107] Pischinger, R.; Cartellieri W.
Combustion System Parameters and their Effect Upon Diesel Engine Exhaust Emissions.
SAE PAPER 720756, 1972. **Aparece en: Cap.2**–[3], **Cap.3**–[31].
- [108] Plee, S.L. Ahmad T. Myers J.P.
Flame Temperature Correlation for the Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Particulate and NOx Emissions.
SAE Paper 811195, 1981. **Aparece en: Cap.3**–[40].
- [109] Primo Yufera E.
Introducción a la investigación científica y tecnológica.
Alianza Universidad, Alianza Editorial, S.A. Madrid, 1994. **Aparece en: Cap.1**–[4].
- [110] Primus R.J.
A second law approach to exhaust system optimisation.
SAE Paper 840033, 1984. **Aparece en: Cap.6**–[7].
- [111] Racine, R.; Miettoux M.; Drutel Y.; Heidt J.
Application of a high flexible electronic injection system to a heavy duty Diesel engine.
SAE Paper 910184, 1991. **Aparece en: Cap.2**–[13].
- [112] Requejo I.
Contribución al modelado de los grupos de turbosobrealimentación de MCIA. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Barcelona, Valencia, 1987. **Aparece en: Cap.4**–[25].
- [113] Richards, R.R.; Sibley J.E.
Diesel Engine Emissions Control for the 1990's.
SAE PAPER 880346, 1988. **Aparece en: Cap.2**–[23].

- [114] Richtmyer, R.D. y Morton K.W.
Difference methods for initial value problems.
John Wiley & Sons, 1967. **Aparece en: Cap.4**–[12].
- [115] Rim J.J.
Reduction of Diesel Particulate, Unburned Hydro-carbons, and Nitrogen Oxides from Diesel Exhaust Gases.
SAE PAPER 910335, 1991. **Aparece en: Cap.2**–[21].
- [116] Sala Lizarraga J.M.
Termodinámica de fluidos y el método de análisis exergético.
Servicio Editorial Universidad del País Vasco. ISBN 84-7587-080-4, 1987.
Aparece en: Cap.6–[1].
- [117] Santos Luque R.
Estudio del aprovechamiento de la energía de los gases de escape en motores diesel. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1999. **Aparece en: Cap.1**–[11], **Cap.4**–[26], **Cap.5**–[16], **Cap.6**–[4].
- [118] Senda, J.; Hashimoto K.; Ifuku Y.; Fujimoto H.
CO₂ Mixed Fuel Combustion System for Reduction of NO and Soot Emission in Diesel Engine.
SAE PAPER 970319, 1997. **Aparece en: Cap.2**–[55].
- [119] Serrano, J.R.; Arnau F.J. y Cervelló C.
Nuevo modelo para turbinas de Geometría Variable, volume 13(3), pp. 2029–2034.
Anales de la Ingeniería Mecánica 2000, 2000. **Aparece en: Cap.5**–[1].
- [120] Serrano J.R.
Análisis y Modelado del Transitorio de Carga en M.E.C. Turboalimentados. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1999.
Aparece en: Cap.4–[35].
- [121] Shapiro A.H.
The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow (vol.II).
New York Ronald Press, 1954. **Aparece en: Cap.3**–[45], **Cap.4**–[8].
- [122] Shundoh, S.; Kakegawa T.; Tsujimura K.; Kobayashi S.
The Effect of Injection Parameters and Swirl on Diesel Combustion with High Pressure Fuel injection.
SAE PAPER 910489, 1991. **Aparece en: Cap.2**–[38].

- [123] Stumpp, G.; Banzhaf W.
EGR Lowers Diesel NOx Emissions.
SAE Paper 780222, 1978. **Aparece en: Cap.2**–[59], **Cap.3**–[30].
- [124] Stumpp, G.; Polach W.; Muller N.; Warga J.
Fuel Injection Equipment for Heavy Duty Diesel Engines for U. S. 1991/1994 Emission Limits.
SAE PAPER 890851, 1989. **Aparece en: Cap.2**–[31].
- [125] Takizawa, 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. **Aparece en: Cap.4**–[13].
- [126] Torbjörnsson C.A.
Modelling of a Variable Venturi in a Heavy Duty Diesel Engine.
Master's thesis. Dept. Electrical Engineering, 2002. **Aparece en: Cap.3**–[29], **Cap.4**–[44].
- [127] Torregrosa Huguet A.
Predicción del ruido de admisión y escape en motores alternativos. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 1993. **Aparece en: Cap.4**–[22], **Cap.5**–[7].
- [128] Tsunemoto, H.; Ishitani H.
A study of Diesel combustion process under the conditions of EGR and high-pressure fuel injection with gas sampling method.
SAE Paper 960030, 1996. **Aparece en: Cap.1**–[15].
- [129] Tsunemoto, H. Ishitani H.
The Role of Oxygen in Intake and Exhaust on NO Emission, Smoke and BMEP of a Diesel Engine with EGR System, volume Proceedings of 5th International EAEC Congress. Strasbourg.
SAE Paper 800030, 1980. **Aparece en: Cap.3**–[42].
- [130] Tung Tat Chan; Borman Gary L.
An Experimental Study of Swirl and EGR Effects on Diesel Combustion by use of the Dumping Method.
SAE PAPER 820359, 1983. **Aparece en: Cap.2**–[24].
- [131] Uchida, N. Daisho Y. Saito T. Sugano H.
Combined Effects of EGR and Supercharging on Diesel Combustion and Emissions.
SAE Paper 930601, 1993. **Aparece en: Cap.2**–[63], **Cap.3**–[10].

- [132] Uyehara O.
Factors that Affect NO_x and Particulate in Diesel Engine Exhaust.Part II.
SAE PAPER 920695, 1992. **Aparece en: Cap.2**–[39].
- [133] Vera F.
Metodología para la determinación de la cantidad de combustible a inyectar en cada uno de los cilindros de un motor diesel turboalimentado con recirculación de los gases de escape.
Proyecto Fin de Carrera dirigido por Dr. D. José Galindo Lucas y D. Hector Climent Puchades, 1999. **Aparece en: Cap.3**–[5].
- [134] Vera F.
Obtención del EGR interno producido por el motor MIDR62356EURO3 mediante técnicas de modelado.
Informe de caracter interno. CMT Motores Térmicos, 2001. **Aparece en: Cap.3**–[7].
- [135] Vera F.
Comportamiento, respuesta y caracterización de un Venturi de EGR en un motor de combustión interna alternativo turboalimentado.
Trabajo de investigación 1888/18. Programa de doctorado: Procesos Termofluidodinámicos en MCIA. Universidad Politécnica de Valencia, 2002. **Aparece en: Cap.3**–[27], **Cap.5**–[9].
- [136] Vera García F.
Modelado unidimensional y tridimensional del proceso de mezcla de un motor de gas de inyección multipunto.
Proyecto Fin de Carrera dirigido por Dr. D. José Galindo Lucas y D. Hector Climent Puchades, 1999. **Aparece en: Cap.4**–[40].
- [137] W. Knecht.
European emission legislation of heavy duty Diesel engines and strategies for compliance, pp. 289–302.
Proceedings of THIESEL 2000, 2000. **Aparece en: Cap.1**–[2], **Cap.2**–[9].
- [138] Walsh M.P.
Global Trends in Diesel Emissions Control - A 1999 Update.
SAE PAPER 1999-01-0107, 1999. **Aparece en: Cap.2**–[8].
- [139] Watson, N.; Janota M.S.
Turbocharging the Internal Combustion Engine.

- Mac Millan. Londres ISBN 0 333 24290 4, 1982. **Aparece en: Cap.6–[11].**
- [140] Watson N.
Transient Performance Simulation and Analysis of Turbocharged Diesel Engines.
SAE Paper 810338, 1981. **Aparece en: Cap.4–[33].**
- [141] Whitelaw J.H.
Discurso del Excmo. Sr. James H. Whitelaw.
Solemne Acto de Investidura como Doctor Honoris Causa. Universidad Politécnica de Valencia, 1996. **Aparece en: Cap.2–[25].**
- [142] Winterbone, D.E.; Nichols J.R.; Alexander G.I.
The efficiency of engine manifolds application of exergy to unsteady flow.
Int. Journal of Vehicle Design, IAVD, 1984. **Aparece en: Cap.6–[8].**
- [143] Woodward J.B.
A second law analysis of air standard Diesel turbocharger bottoming cycles, volume 207.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A A03092, 1993. **Aparece en: Cap.6–[6].**
- [144] Yoshida, K.; Makino S.; Sumiya S.; Muramatsu G.; Helderich R.
Simultaneous Reduction of NO_x and Particulate Emissions from Diesel Engine Exhaust.
SAE PAPER 892046, 1989. **Aparece en: Cap.2–[27].**
- [145] Yoshikawa, S.; Furuwasa S.; Arai M.; Hiroyasu M.
Optimisation Spray Behaviour to Improve Engine Performance and to Reduce Exhaust Emissions in a Small D.I. Diesel Engine.
SAE PAPER 890463, 1989. **Aparece en: Cap.2–[29].**
- [146] Yu, R.C.; Kuo T.W.; Shahed M.; Chang T.W.
The Effect of Mixing Rate, End of Injection, and Sac Volume on Hydrocarbon Emissions from a D.I. Diesel Engine.
SAE PAPER 831294, 1983. **Aparece en: Cap.2–[30].**
- [147] Zelenka P.
Cooled EGR a Key Technology for Future Efficient HD Diesels.
SAE Paper 980190, 1998. **Aparece en: Cap.3–[17].**