



ANÁLISIS DEL EFECTO DE GEOMETRÍAS NOVEDOSAS DE TOBERA EN EL PROCESO DE COMBUSTIÓN DIÉSEL

TRABAJO DE FIN DE GRADO PARA LA OBTENCIÓN DEL GRADO EN
INGENIERÍA MECÁNICA

Universidad Politécnica de Valencia

Escuela técnica Superior de Ingeniería del Diseño
Departamento de Máquinas y Motores Térmicos

Autor:

Mehdi Yaakoubi

Director

Joaquín De La Morena

Valencia – Julio de 2017

PALABRAS CLAVE

A1: Post inyección 1
BP: Presión de admisión
DT: Tiempo entre la inyección piloto y principal
ECU: Centralita de gestión del motor
EGR: Válvula de recirculación de los gases
EMP: Presión de los gases de escape
EMT: Temperatura de escape
FAP: Filtro de partículas
GM: General Motors
HRR: Tasa de liberación de calor
IMEP: presión media indicada
IMP: presión de admisión
IQ: Cantidad inyectada de combustible
ISFC: Consumo de combustible
LLC: Ley de liberación de calor
MEC: Motores de encendido por compresión (diésel)
MEP: Motores de encendido provocado (gasolina)
MFB10: 10% de la masa de combustible quemada
MFB50: 50% de la masa de combustible quemada
MFB90: 90% de la masa de combustible quemada
Noise: Ruido
PME: Presión media efectiva
PMEP: presión media de bombeo

PMS: Punto muerto superior

RP: Presión del Rail

QR: Cantidad inyectada de combustible piloto

R1: primera inyección piloto

R2: Segunda inyección piloto

SCR: Catalizador de reducción selectiva

Smoke: Hollín

Soot: Hollín

UHC: Hidrocarburos

CAPITULO 1 : PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO	9
1. INTRODUCCIÓN	9
2. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	10
3. ANTECEDENTES	11
4. OBJETIVOS DEL ESTUDIO.....	12
5. METODOLOGÍA	13
CAPITULO 2 : FUNDAMENTOS TEORICOS	15
1. INTRODUCCIÓN	15
2. FUNDAMENTOS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS MOTORES DIÉSEL	15
3. COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DIÉSEL	17
3.2. <i>Proceso de combustión</i>	17
3.3. <i>Formación de los contaminantes</i>	18
3.3.1. Reacciones de disociación térmica	18
3.3.2. Formación del monóxido de carbono.....	18
3.3.3. Formación de los óxidos de nitrógeno.....	19
3.3.4. Formación de hollín	21
3.3.5. Formación de hidrocarburos	22
4. INYECCIÓN EN LOS MOTORES DIÉSEL	22
4.1. <i>Introducción</i>	22
4.2. <i>Inyección indirecta</i>	22
4.3. <i>Inyección directa</i>	23
4.3.1. Introducción	23
4.3.2. Bomba rotativa	24
4.3.3. Inyector bomba	25
4.3.4. Common rail	26
4.4. <i>Componentes del sistema common rail</i>	27
4.4.1. Centralita de gestión de la inyección ECU	27
4.4.2. Bomba de alta presión.....	28
4.4.3. Rail de alta presión	28
4.4.1. Sensor de presión	29
4.4.2. Regulador de presión del rail.....	29
4.4.3. Inyectores	30
4.4.4. Sensores de posicionamiento del motor	31
5. TOBERAS EN LOS MOTORES DIÉSEL.....	31
5.1. <i>Introducción</i>	31
5.2. <i>Geometrías de toberas</i>	32
5.3. <i>El proceso de atomización</i>	33
5.4. <i>Características del chorro diésel</i>	35
6. SISTEMAS DE TRATAMIENTO DE LOS GASES DE ESCAPE	37
6.1. <i>Introducción</i>	37
6.2. <i>EGR</i>	37
6.3. <i>Catalizador de oxidación DOC</i>	38
6.4. <i>Filtro de partículas FAP</i>	39
6.5. <i>Reducción catalítica selectiva SCR</i>	39
6.6. <i>Recirculación de los vapores de aceite</i>	40
CAPITULO 3 : TECNICAS EXPERIMENTALES	42
1. INTRODUCCIÓN	42

2.	SALA DE ENSAYO.....	42
2.1.	<i>Esquema general del montaje de la sala.....</i>	42
2.2.	<i>Descripción del motor.....</i>	43
2.3.	<i>Sistema de admisión.....</i>	45
2.4.	<i>Sistema de escape.....</i>	45
2.5.	<i>Sistema de recirculación de los gases de escape.....</i>	45
2.6.	<i>Sistema de inyección de combustible.....</i>	46
2.7.	<i>Inyectores de combustible.....</i>	46
2.8.	<i>Toberas de inyectores de combustible.....</i>	46
2.9.	<i>Sistema de refrigeración.....</i>	47
2.10.	<i>Sistema de lubricación.....</i>	48
2.11.	<i>Equipos de medida.....</i>	48
2.11.1.	<i>Freno dinamométrico.....</i>	48
2.11.2.	<i>Sensores embarcados en el motor.....</i>	48
2.11.3.	<i>Equipos de adquisición de datos.....</i>	49
2.11.3.1.	<i>Medida de variables medias.....</i>	49
2.11.3.2.	<i>Analizador de los gases.....</i>	50
2.11.3.3.	<i>Opacímetro.....</i>	51
2.11.3.4.	<i>Control de la gestión del motor.....</i>	52
2.11.3.5.	<i>Medidor del gasto másico de combustible.....</i>	53
2.11.3.6.	<i>Codificador angular.....</i>	54
2.11.3.7.	<i>Medida de las variables instantáneas.....</i>	55
3.	HERRAMIENTA DE ANÁLISIS DE LA COMBUSTIÓN.....	55
3.1.	<i>CALMEC.....</i>	55
3.1.1.	<i>Introducción.....</i>	55
3.1.2.	<i>Funcionamiento teórico.....</i>	55
3.1.3.	<i>Caracterización del motor.....</i>	60
3.1.4.	<i>Resultados.....</i>	61
CAPITULO 4 : CALCULOS Y RESULTADOS.....		62
1.	INTRODUCCIÓN.....	62
2.	METODOLOGÍA.....	62
3.	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	63
3.1.	<i>Introducción.....</i>	63
3.2.	<i>Comparativo toberas de 9 orificios STD vs MOD.....</i>	63
3.2.1.	<i>Comportamiento frente a cantidades pequeñas de inyección.....</i>	63
3.2.2.	<i>Corrección del mapa ET I.....</i>	65
3.2.3.	<i>Corrección del mapa ET II.....</i>	79
3.3.	<i>Comparativo toberas MOD 8 vs 9 orificios.....</i>	85
3.3.1.	<i>Introducción.....</i>	85
3.3.2.	<i>Barrido EGR 1250x2.....</i>	85
3.3.3.	<i>Barrido global 1250x2.....</i>	86
3.3.4.	<i>Barrido EGR 2000x5.....</i>	87
3.3.5.	<i>Barrido global 2000x5.....</i>	88
3.3.6.	<i>Barrido EGR 2000x8.....</i>	89
3.3.7.	<i>Barrido global 2000x8.....</i>	90
3.3.8.	<i>Barrido EGR 1500x14.....</i>	91
3.3.9.	<i>Barrido global 1500x14.....</i>	92
3.4.	<i>Sensibilidad frente a los parámetros de inyección.....</i>	93

3.4.1.	Sensibilidad frente a un barrido QR.....	93
3.4.2.	Sensibilidad frente a un barrido DT1	94
3.4.3.	Sensibilidad frente a un barrido SOI	95
3.4.4.	Sensibilidad frente a un barrido EGR	96
3.4.5.	Sensibilidad frente a un barrido RP	97
CAPITULO 5 : CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS		98
1.	INTRODUCCIÓN	98
2.	CONCLUSIONES	98
3.	DESARROLLOS FUTUROS.....	99
BIBLIOGRAFÍA		100
ANEXOS.....		102
3.1.	<i>Barridos EGR.....</i>	<i>103</i>
3.1.1.	1250 rpm y 2 pme.....	104
3.1.2.	2000 rpm y 5 pme.....	105
3.1.3.	2000 rpm y 8 pme.....	106
3.1.4.	1500 rpm y 14 pme.....	107
3.2.	<i>Barridos SOI.....</i>	<i>108</i>
3.2.1.	1250 rpm y 2 pme.....	109
3.2.2.	2000 rpm y 5 pme.....	110
3.2.3.	2000 rpm y 8 pme.....	111
3.2.4.	1500 rpm y 14 pme.....	112
3.3.	<i>Barridos DT.....</i>	<i>113</i>
3.3.1.	1250 rpm y 2 pme.....	114
3.3.2.	2000 rpm y 5 pme.....	115
3.3.3.	2000 rpm y 8 pme.....	116
3.3.4.	1500 rpm y 14 pme.....	117
3.4.	<i>Barridos RP.....</i>	<i>118</i>
3.4.1.	1250 rpm y 2 pme.....	119
3.4.2.	2000 rpm y 5 pme.....	120
3.4.3.	2000 rpm y 8 pme.....	121
3.4.4.	1500 rpm y 14 pme.....	122
3.5.	<i>Barridos QR.....</i>	<i>123</i>
3.5.1.	1250 rpm y 2 pme.....	124
3.5.2.	2000 rpm y 5 pme.....	125
3.5.3.	2000 rpm y 8 pme.....	126
3.5.4.	1500 rpm y 14 pme.....	127
DOCUMENTO II: PRESUPUESTO.....		128
1.	DESGLOSE DEL PRESUPUESTO	130
1.1.	<i>Introducción</i>	<i>130</i>
1.2.	<i>Coste de la mano de obra.....</i>	<i>131</i>
1.3.	<i>Coste de los materiales fungibles.....</i>	<i>132</i>
1.4.	<i>Coste de amortización.....</i>	<i>133</i>
1.5.	<i>Presupuesto total.....</i>	<i>134</i>
1.6.	<i>Metodología calculo presupuesto.....</i>	<i>135</i>
1.6.1.	Coste del ingeniero industrial	135
1.6.2.	Coste del técnico de laboratorio.....	135
1.6.3.	Coste del técnico de laboratorio.....	136

DOCUMENTO III: PLIEGO DE CONDICIONES.....	137
CAPITULO 1: PLIEGO DE CONDICIONES.....	139
4. INTRODUCCIÓN	139
5. CONDICIONES PARA LA ELABORACIÓN DEL TRABAJO	139
5.1. <i>Equipos de trabajo:</i>	140
5.2. <i>Condiciones del puesto de trabajo:</i>	140
5.2.1. Medida de emergencia	141
5.2.2. Condiciones de protección contra incendios.....	141
5.2.3. Instalación eléctrica	141
5.2.4. Condiciones termohigrométricas	142
5.2.5. Iluminación	142
5.2.6. Ergonomía	143
5.2.7. Ruido.....	144

CAPITULO 1 : PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

1. Introducción

Los motores diésel de hoy en día están sometidos a leyes cada vez más estrictas sobre las emisiones de contaminantes a la atmosfera y rendimiento. Este tipo de motores ha conocido una expansión rápida en su aplicación en el sector automovilístico a partir del año 1990 por su mejor rendimiento y durabilidad en el tiempo frente a los motores MEP.

Con el crecimiento del uso de estos motores y los problemas de contaminación atmosférica y calentamiento global a los que se enfrenta nuestro planeta, los gobiernos del mundo han instaurado a partir del año 1990 leyes que regulan y limitan las emisiones de distintos tipos de motores de combustión.

En 1992 entró en vigor por primera vez la aplicación de la normativa europea sobre emisiones que regula las emisiones de los motores diésel y gasolina, y que obligó a los fabricantes de motores de combustión a encontrar soluciones para cumplir con dichos requisitos.

Debido a la naturaleza de su combustible y de su funcionamiento (altas presiones y temperaturas), los motores diésel emiten grandes niveles de contaminantes que en gran parte son partículas de hollín y NOx. Para solucionar este problema, la industria automovilística ha recurrido a distintos métodos pasivos como los catalizadores para bajar el niveles de hidrocarburos HC inquemados, los sistemas EGR para bajar la tasa de gases NOx emitidos, los filtros de partículas FAP para atrapar y eliminar las partículas de hollín y por último los catalizadores de reducción selectiva SCR que erradican los NOx con gran eficacia. Sin embargo, con la evolución de las normativas cada vez más estrictas, es necesario tratar el origen de la generación de estos contaminantes actuando en el sistema de inyección.

Una de las claves más importantes para cumplir estos requisitos es la optimización del proceso de combustión [1] mejorando la atomización y la mezcla del combustible dentro de la cámara de combustión. Para ello, los fabricantes de los sistemas de inyección diésel investigan y desarrollan continuamente nuevas tecnologías [2] para lograr dichos objetivos. En este trabajo, se han estudiado los efectos de unas geometrías novedosas de toberas en inyectores *common rail* sobre la combustión diésel.

Estas nuevas toberas se caracterizan por una primera etapa igual que una tobera normal. El cambio reside en la etapa de descarga donde el combustible a alta presión que atraviesa la tobera se encuentra con un escalón de mayor diámetro antes de salir de la tobera. Este diseño permite, según el fabricante, mejorar el proceso de inyección, mejorando la combustión y las emisiones de los gases contaminantes.

2. Justificación del proyecto

Uno de los elementos más importantes en el proceso de atomización es la tobera de descarga de combustible. Según estudios anteriores [16], la geometría de estas últimas juega un papel importante en la evolución del chorro dentro de la cámara de combustión [3][7]. Es un parámetro fundamental para realizar una atomización eficiente implicando una mejora en la mezcla combustible-aire que se traduce en quemar con mejor facilidad esta última, bajando sobre todo los hidrocarburos inquemados y las partículas de hollín que suelen aparecer en combustiones incompletas. Lograr dichas mejoras beneficiaría también el rendimiento de la combustión y del motor de manera general.

La siguiente tabla muestra la evolución de los límites las emisiones de los gases de escape para los motores diésel a lo largo de los últimos 25 años

Límite de emisiones para turismos con motores diésel (g km^{-1})						
Tipo	Año	CO	HC + NO _x	HC	NO _x	Partículas
Euro I	1992	2,72	0,97	-	-	0,140
Euro II	1996	1,00	0,70	-	-	0,080
Euro III	2000	0,64	0,56	-	0,50	0,050
Euro IV	2005	0,50	0,30	-	0,25	0,025
Euro V	2009	0,50	0,23	-	0,18	0,005
Euro VI	2014	0,50	0,17	-	0,08	0,005

Figura 1.1: Evolución de los límite de emisiones para los motores diésel

La necesidad de motores más limpios y más eficientes implica buscar soluciones novedosas para lograr dichos objetivos. Para ello, el estudio de geometrías novedosas de toberas es una de ellas por su impacto directo sobre el chorro diésel y la forma de su combustión. En concreto, se espera que estas nuevas geometrías aumenten la eficacia del proceso de mezcla aire-combustible, ya que el mismo saldría con una componente de velocidad radial mayor que en una geometría estándar. De confirmarse, esto podría

conducir a unas menores emisiones de hollín, en especial en puntos de baja carga donde se trabaja a altas cantidades de recirculación de gases de escape (EGR).

3. Antecedentes

Este trabajo se ha desarrollado a lo largo del curso 2016-2017 en la línea de inyección-combustión del Centro de Motores térmicos (CMT) que pertenece al Departamento de Máquinas y Motores Térmicos (DMMT). Sus orígenes remontan al año 1979, en el que se funda la Cátedra de Motores Térmicos.

Es un centro de investigación de gran prestigio mundial, en el que se llevan multitudes de trabajos de investigación puntera en relación con los motores de combustión interna alternativos y con una vocación de mejorar de sus prestaciones. La labor de investigación viene reflejada en los numerosos convenios de colaboración con empresas del sector como General Motors, PSA, Renault, Opel, Volvo, Denso, Bosch, Iveco, MAN, Repsol, BMW, Nissan, EMT de Valencia y Renfe.



Figura 1.1: Edificio del Centro de Motores Térmicos - CMT

Su estructura de investigación se divide en las siguientes líneas de trabajo:

- Renovación de carga
- Inyección- Combustión
- Ruido

- Mantenimiento
- Transferencia de calor
- CFD

Este trabajo es la continuidad del trabajo llevado a principios del curso 2016-2017 por el Dr. Joaquín De La Morena sobre la caracterización de los inyectores ensayados en este trabajo.

4. Objetivos del estudio

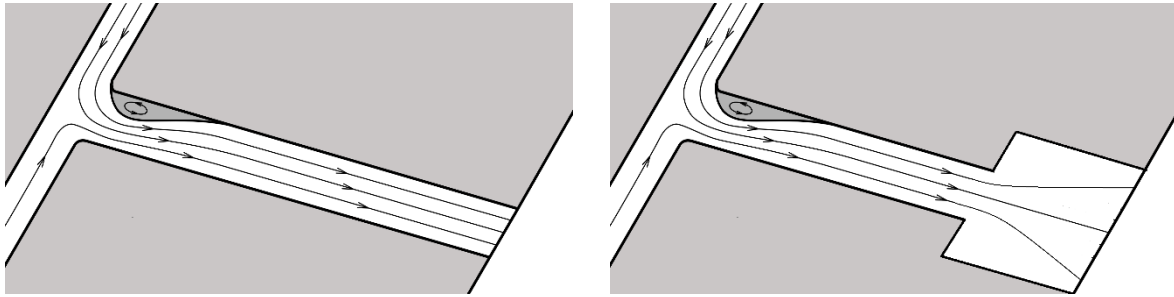
En este trabajo, se han estudiado tecnologías novedosas de toberas en los sistemas de inyección diésel. En concreto, tres tipos de inyectores con toberas diferentes del fabricante DENSO. El primero un inyector llamado STD-9 que se refiere a tobera estándar con 9 orificios, el segundo llamado MOD-8 y se refiere a un inyector de 8 orificios con una geometría de tobera novedosa, por último, el MOD-9 que es igual que el anterior pero con 9 orificios.

El objetivo principal de este trabajo es el análisis detallado de la influencia de la geometría de estas toberas sobre:

- Consumo de combustible
- Emisiones gases contaminantes
- Ley de liberación de calor

Se han ensayado estos inyectores en un motor MEC del fabricante Opel Grupo GM. Es un motor sobrealimentado diésel *common rail* de 1595 cc de desplazamiento y 16 válvulas llamado MDE (*Medium Diesel Engine*). La finalidad de este trabajo es la determinación de las principales ventajas y desventajas de los inyectores MOD de 8 y 9 orificios frente a los inyectores estándares. Para ello, se han llevado a cabo una serie de ensayos y comparativos que nos permiten determinar dichas diferencias.

La siguiente figura muestra una sección de los dos tipos de toberas estudiadas:



Orificio de los inyectores STD

Orificio de los inyectores MOD

Figura 1.2: Orificios de las toberas estudiadas

Los inyectores MOD se diferencian de los inyectores STD por el orificio de descarga en la etapa final de la tobera, teniendo como objetivo optimizar el proceso de mezcla aire-combustible, tal como se ha indicado anteriormente.

5. Metodología

Para poder determinar las diferencias entre cada uno de los tres inyectores estudiados, y con el fin de ensayarlos en las mismas condiciones de funcionamiento se ha decidido crear una tabla de distintos puntos de funcionamiento del motor a distintas cargas, con barridos de EGR (*Exhaust Gas Recirculation* o tasa de recirculación de gases de escape), RP (*Rail Pressure* o presión del rail), BP (*Boost Pressure* o presión de admisión), DT (*Dwell Time* o separación eléctrica entre inyecciones), QR (masa en inyecciones pilotos) y SOI (*Start Of Injection* o ángulo de cigüeñal donde se produce la inyección principal). El objetivo es comparar y analizar el comportamiento de cada uno de estos inyectores frente a los barridos señalados anteriormente.

Se ha procedido de la siguiente forma:

- Puesta en marcha del motor y calentamiento a temperatura de funcionamiento.
- Puesta del motor al régimen deseado.
- Ajuste del par motor actuando sobre el pedal y el freno.
- Modificación de los parámetros de inyección según los barridos deseados (EGR, BP, QR, RP, SOI).
- Lanzamiento de las medidas de:

- Par motor
- Temperaturas
- Presiones
- Gases de escape
- Gastos máxicos de combustible y de aire

Al finalizar las medidas del punto del barrido estudiado se procede a cambiar el parámetro por otro valor distinto y guardar los datos obtenidos para su posterior análisis.

Una vez finalizados todos los barridos para un determinado inyector se procede al cambio de este último por otro hasta ensayarlos todos. Cada uno de estos tres inyectores se ensaya exactamente de la misma manera en los mismos puntos de funcionamiento y con los mismos barridos. Además, antes de cada tanda de ensayos se realiza una regeneración del filtro de partículas, con el fin de asegurar una contrapresión del motor estable durante los ensayos.

CAPITULO 2 : FUNDAMENTOS TEORICOS

1. Introducción

Para llevar a cabo el proceso de inyección diésel, los motores requieren un sistema de inyección capaz de suministrar combustible a alta presión en la cámara de combustión. Para ello, a lo largo de los años el sistema de inyección ha ido avanzando y subiendo cada vez más las presiones de inyección a niveles que superan actualmente los 2000 bar. Además, gracias a la introducción de la gestión electrónica de la inyección en combinación con inyectores piezoeléctricos se han llegado a alcanzar niveles de control de la inyección inigualables.

Adicionalmente a los sistemas de inyección hubo también un avance en los sistemas de tratamientos de los gases de escape pasivos que prácticamente son capaces de eliminar gran parte de los gases y partículas contaminantes

En este capítulo se detallan los fundamentos teóricos usados para la elaboración de este TFG.

2. Fundamentos de funcionamiento de los motores diésel

El motor diésel fue el fruto del trabajo del ingeniero Rudolf Diesel que lo diseñó entre los años 1893 y 1897, es un motor de combustión interna alternativo cuyo mezcla es autoencendida en el momento de la inyección gracias a las elevadas temperaturas generadas por la elevada relación de compresión (entre 14 y 25:1) que permite alcanzar temperaturas del orden de 700 a 900 °C.

Existen dos tipos de motores diésel que comparten el mismo funcionamiento principal pero con diferentes números de tiempos. Existen los motores dos (2) tiempos usados generalmente en motores de grandes dimensiones marinos y estacionarios y los de cuatro (4) tiempos que son usados en automóviles y otras aplicaciones y que son los que se van a estudiar en este proyecto.

La siguiente figura muestra los cuatro tiempos de los motores diésel:

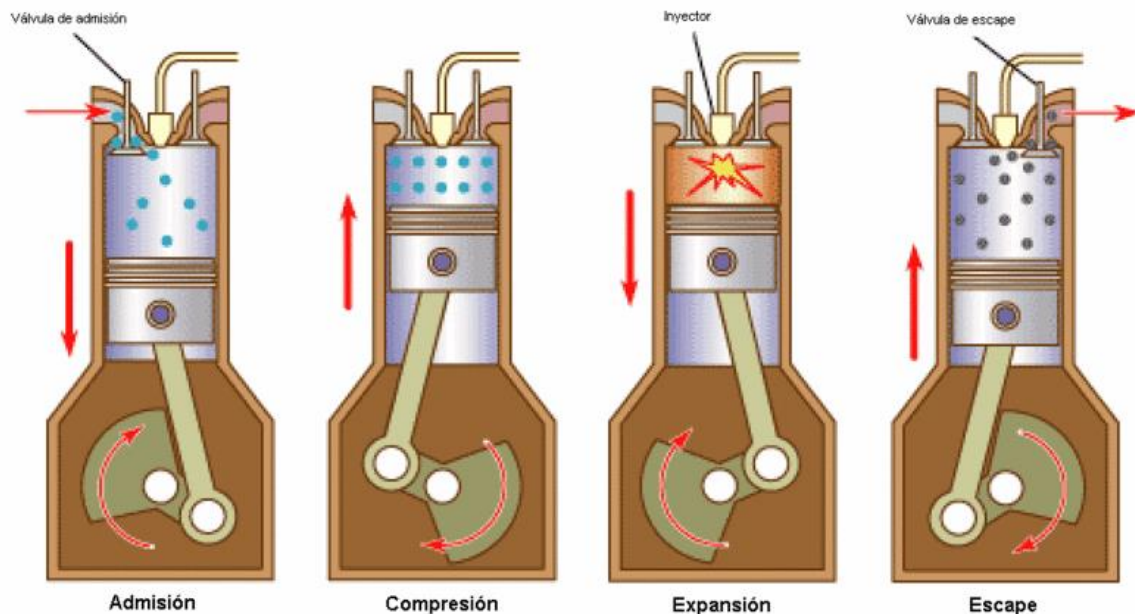


Figura 2.1: Funcionamiento básico de un motor diésel 4 tiempos

- Primer tiempo: Admisión

Durante este tiempo, mientras baja el pistón del PMS al PMI se abre la válvula de admisión para permitir el llenado del cilindro con aire a presión atmosférica o comprimido

- Segundo tiempo: Compresión

En este tiempo, se cierran las dos válvulas y se desplaza el pistón del PMI al PMS para comprimir el aire admitido y como consecuencia se eleva la temperatura a alrededor de 600 °C

- Tercer tiempo: Combustión y expansión

Una vez que el pistón este en el PMS, se introduce gasoil a alta presión dentro del cilindro y se mezcla con el aire comprimido a altas temperaturas que provoca el autoencendido espontaneo de la mezcla que provoca el desplazamiento del pistón.

- Cuarto tiempo: Escape

Una vez expandidos los gases y cuando el pistón alcanza el PMI se abre la válvula de escape y se desplaza el pistón del PMI al PMS para tirar los gases de escape.

3. Combustión en los motores diésel

3.2. *Proceso de combustión*

La combustión diésel se caracteriza por una inflamación espontánea de la mezcla carburante-oxidante cuando alcanzan una temperatura y presión requeridas. El ciclo diésel en motores clásicos de encendido por compresión de cuatro tiempos con inyección directa es el siguiente:

La primera fase del ciclo es la de admisión en la que se introduce el aire en la cámara de combustión.

Durante la segunda fase, la mezcla aire + gas residual es comprimida. Su temperatura y presión aumentan a medida que sube el pistón hasta alcanzar valores elevados. Al final de la fase de compresión, el combustible se inyecta a alta presión en la mezcla, a través de los inyectores. El chorro de combustible se pulveriza en forma de gotillas que se evaporan a medida que penetran en la cámara de combustión. El vapor de combustible generado se mezcla con el aire que lo rodea mientras el pistón sigue su carrera de compresión hacia PMS.

Después de un tiempo muy corto (del orden de milisegundos en las condiciones habituales de funcionamiento del motor), el combustible se autoenciende: La combustión arranca sin ningún aporte exterior de energía para su encendido. La fracción de combustible suficientemente mezcladas con aire y que su concentración se encuentra dentro del margen del límite de inflamabilidad (dosificación local entre 0,5 y 1,2) se quema rápidamente. El primer pico que observamos en el gráfico representa esta etapa de la combustión, llamada combustión en la pre-mezcla. El resto de la mezcla que no se ha mezclado bien o aun sin evaporarse se quema lentamente a medida de que se forma. Esta segunda etapa de combustión está controlada por la difusión del aire a nivel de las gotillas, es decir, está limitada por la velocidad con la que el combustible se mezcla con el aire. Esta fase se le llama combustión por llama de difusión [4].

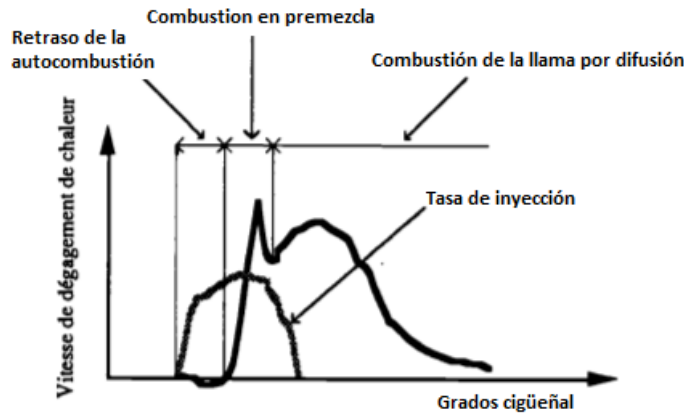


Figura 2.2: Gráfico de liberación de calor típico de un motor Diésel

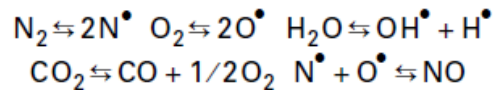
La energía liberada por la combustión provoca un aumento rápido de la temperatura de los gases. La presión en la cámara aumenta. Los gases empujan el pistón que entrega entonces un trabajo útil al cigüeñal. Es la fase de expansión.

La última fase del ciclo diésel es el escape: los gases quemados son expulsados de la cámara de combustión

3.3. Formación de los contaminantes

3.3.1. Reacciones de disociación térmica

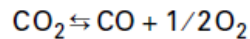
En las condiciones usuales de funcionamiento de los motores diésel, las temperaturas máximas de la llama superan generalmente los 2000 K. Estas temperaturas extremas provocan multitudes de reacciones parciales de disociación molecular [5] de las cuales podemos citar:



3.3.2. Formación del monóxido de carbono

El monóxido de carbono formado durante la combustión del diésel además de ser un contaminante peligroso que reacciona con las hemoglobinas de la sangre y bloquea la transferencia del oxígeno al organismo, también es nefasto para las reacciones químicas de la combustión tanto a nivel de la liberación de energía como en la utilización del oxígeno.

La reacción parcial entre el mono- y el dióxido de carbono es:



La energía liberada por la oxidación del carbono en CO es menor que la energía liberada para una oxidación completa [5]. La disociación térmica del CO₂ en CO tiene como consecuencias:

- Un efecto de autolimitación de las temperaturas de la llama que tiene a bajar el nivel de los óxidos de nitrógeno
- Un uso parcial del oxígeno disponible que tiene a favorecer la formación de los óxidos de nitrógeno
- Un retraso en la liberación de la energía química del combustible que baja el rendimiento del motor.

Las cantidades importantes de CO formadas en las fases de altas presiones y temperaturas se oxidan en CO₂ en la fase de expansión gracias al aire sobrante, esto se traduce en general por el nivel bajo de CO en los gases de escape de los motores diésel [5]. De lo contrario, en caso de no tener un exceso de aire en la fase de expansión, y si ocurren bloqueos de los procesos térmicos de combustión si que pueden ser importantes además de acompañarse de otros hidrocarburos.

3.3.3. Formación de los óxidos de nitrógeno

Los óxidos de nitrógeno se pueden considerar como contaminantes mediante dos aspectos:

- Oxidante potente que irrita y destruye las mucosas con un efecto letal a bajas concentraciones.
- Agente químico que contribuye a la formación de las lluvias acidas y la formación de smog en la atmosfera.

Dos tipos de óxidos de nitrógeno son presentes de manera significativa como producto de la combustión en los motores diésel



El monóxido de nitrógeno representa generalmente del 80 al 90% de las emisiones totales de los óxidos de nitrógeno [5].

Los óxidos de nitrógeno se forman en las fases de altas temperaturas del proceso de combustión diésel. El siguiente grafico muestra cómo se distribuye la concentración de los NO_x en la cámara de combustión de un motor diésel. Se puede observar cómo sube la concentración a medida que sube la temperatura en la cámara de combustión.

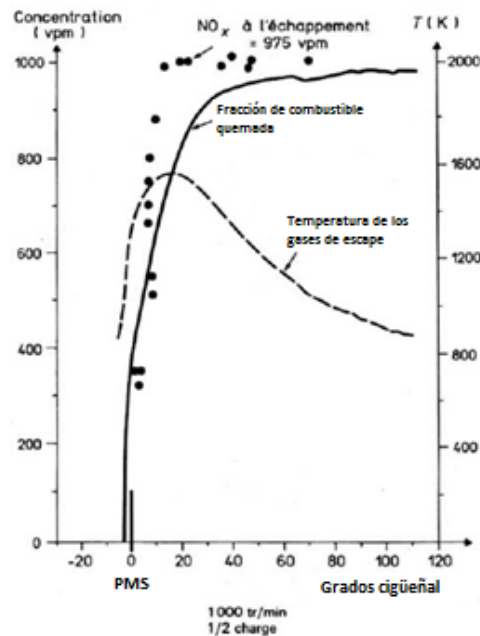


Figura 2.3: Evolución de la concentración de los óxidos de nitrógeno en un ciclo del motor diésel

Con el fin de bajar el nivel de los NO_x uno de los objetivos principales es la bajada de las temperaturas de combustión y la bajada de la cantidad de oxígeno. A continuación se detallan procedimientos para bajar NO_x:

- Retraso a la inyección, de manera que se pueda quemar con retraso el combustible y como consecuencia bajar el nivel de lo NO_x
- Fraccionamiento de la cámara de combustión: El uso de una precámara para arrancar la combustión en un pequeño volumen que contiene un nivel bajo de oxígeno y en el que se alcanza la temperatura máxima. La falta de oxígeno permite, a pesar de una temperatura máxima elevada un nivel de NO_x mucho más bajo que en el caso de los motores a inyección directa.
- Enfriamiento del aire de admisión: en el caso de los motores diésel sobrealimentados, un intercambiado de calor permite bajar la temperatura del aire

de admisión y como consecuencia bajar la temperatura en la cámara de combustión. Esto se traduce con una bajada de óxidos de nitrógeno producidos.

- Recirculación de los gases de escape: Este proceso llamado EGR (*Exhaust Gas Recirculation*) consiste en mezclar con el aire admitido, parte de los gases de escape del motor. Esta dilución del aire comburente con gases inertes interviene de dos maneras para reducir el nivel de óxidos de nitrógeno:
 - Reducción de la concentración del oxígeno directamente ligada con la tasa de EGR
 - Bajada de las temperaturas de combustión

3.3.4. Formación de hollín

Los motores diésel se pueden considerar como contaminante por el hecho de producir emisiones visibles de hollín. Al contrario de los gases, las partículas de hollín son perceptibles por cualquier persona y sin aparatos de medida.

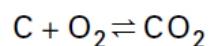
El modo de combustión por difusión usado por los motores diésel produce naturalmente partículas de hollín.

La figura [2.3] permite detallar el proceso de formación de hollín

Alrededor del inyector, y en el momento de la inyección, un volumen de aire (1) se mezcla con el horro de combustible. Cuando ocurre el encendido, el combustible consume todo el oxígeno presente en este volumen (1) y que se transforma en gas quemado y caliente (2).

Este gas (2) avanza al corazón del chorro y caliente el combustible en ausencia de oxígeno. Esto se traduce por la formación de hollín en (3) por pirolisis.

El volumen de aire (A) que se mezcla con el chorro pero no se encuentra con combustible ya que se ha quemado anteriormente. El aporte de oxígeno y con temperaturas suficientemente elevadas, quema las partículas de hollín generadas en (3). Este mecanismo se llama post-oxidación



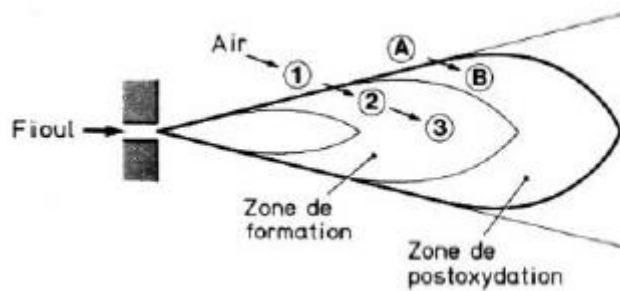


Figura 2.4: Formación y destrucción de hollín en una llama por difusión

3.3.5. Formación de hidrocarburos

Los hidrocarburos son gases provenientes de combustible no quemado o de consumo de aceite del motor. Existen muchas fuentes de hidrocarburos inquemados:

- Fugas provenientes del inyector
- Bloqueo de la combustión cerca de las paredes
- Consumo de aceite del motor.

4. Inyección en los motores diésel

4.1. Introducción

Con el fin de introducir el combustible en la cámara de combustión, se requiere un sistema que pueda inyectar dicho combustible de forma que se mezcle lo mejor posible con aire para favorecer el autoencendido de la mezcla. Este sistema ha ido avanzado mucho con el paso del tiempo subiendo cada vez más las presiones de inyección que mejoran el proceso de combustión aumentando el rendimiento y bajando el nivel de contaminación.

4.2. Inyección indirecta

La inyección indirecta utiliza una pequeña cámara de pre-combustión llamada precámara. En esta última, el combustible se pulveriza mediante un inyector y se mezcla rápidamente con el aire caliente para su auto combustión ayudado con los calentadores.

El sistema de inyección indirecta sufre un gran problema de pérdidas de transferencia de calor generada por la misma [6]. Este hándicap causa un aumento en el

consumo específico en los motores de inyección indirecta y como consecuencia el rendimiento comparándolo con los motores de inyección directa. No obstante, al tener que inyectar en la misma y gracias a las elevadas velocidades del flujo de aire [6] hace que el proceso de inyección sea más fácil y no requiere presiones elevadas de inyección para poder mezclar el combustible con el aire. Son más silenciosos en su funcionamiento comparado con los motores de inyección directa y además producen menos contaminantes CO, NO_x y HC.

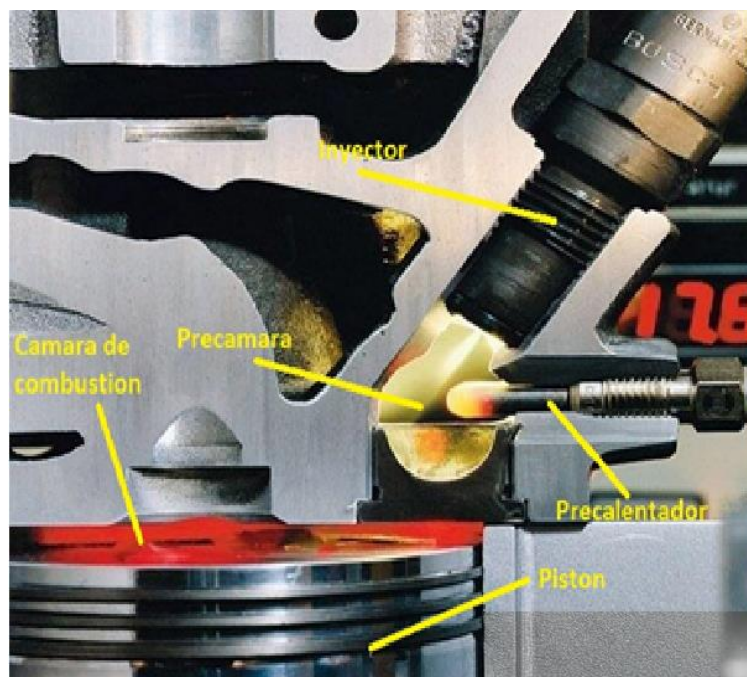


Figura 2.5: Inyección indirecta

4.3. Inyección directa

4.3.1. Introducción

Es el sistema más usado actualmente en los motores diésel de última generación. Consiste en inyectar diésel directamente en la cámara de combustión a altas presiones. A diferencia del sistema de inyección indirecta, en este caso, la velocidad del aire de admisión es relativamente baja [8] y como consecuencia, es necesaria una presión elevada de inyección para optimizar la mezcla (Actualmente entre 2000 y 3000 bar).

El sistema ha ido mejorando con el paso siempre con el objetivo de subir la presión de inyección y bajar los niveles de contaminación atmosférica y sonora.

4.3.2. Bomba rotativa

Es un sistema de inyección diésel modulable que tiene multitudes de aplicaciones posibles. Tanto para motores mono cilíndricos como para motores multicilíndricos, este sistema proporciona combustible a alta presión para motores con mono o multicilíndricos mediante el uso de un solo bloque cilindro/pistón y un rotor que distribuye la presión a los diferentes cilindros del motor según el orden deseado. Tiene además un control integrado de la dosificación, avance y retraso para de la inyección gestionada o bien de manera mecánica para los motores antiguos o mediante electrónica en los más modernos.

La bomba se acciona gracias al giro del motor en el que se monta mediante su correa o cadena de distribución.

Este sistema de inyección se compone de los siguientes elementos:

- Bomba rotativa
- Conductos de combustible a alta presión
- Inyectores

La siguiente figura muestra el funcionamiento de este sistema de inyección con bomba rotativa

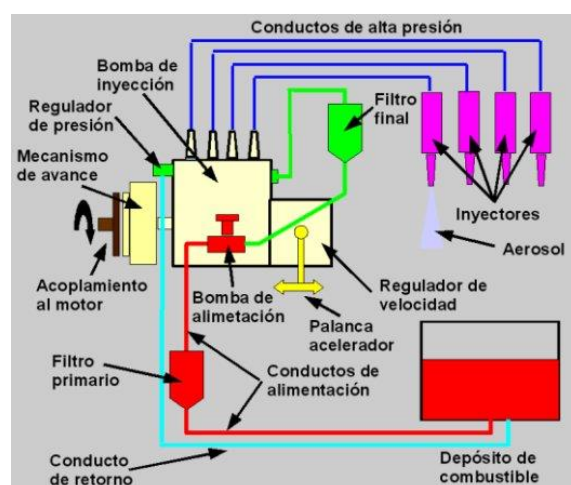


Figura 2.6: Inyección diésel con bomba rotativa

4.3.3. Inyector bomba

Es un sistema compacto que integra una bomba de alta presión incluida directamente en el inyector. Se caracteriza por tener presiones de inyección muy elevadas que alcanzan los 2050 bar. Fue diseñado por Bosch y comercializado en el año 1998.



Figura 2.7: Inyector bomba bosch

La bomba se acciona mediante el árbol de levas del motor tal y como se detalla a continuación

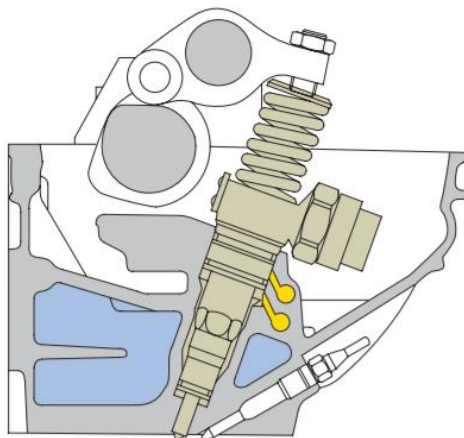


Figura 2.8: Inyector-bomba

4.3.4. Common rail

Es el sistema más usado actualmente en los motores diésel de automoción y también es el que equipa el motor estudiado en este trabajo. Es uno de los sistemas de inyección más perfeccionados que existen actualmente. Permite cumplir plenamente todas las exigencias que se requieren hoy en día que sea a nivel de consumo, potencia, contaminación, ruido y vibraciones.

Se distingue de las demás tecnologías por su precisión con una gran flexibilidad a la hora de realizar la inyección y su gran precisión. Es capaz de variar con mucha facilidad la presión de inyección independientemente del régimen de giro del motor ya que dispone de una galería de alta presión llamada "rail" que juega el papel de un depósito que almacena combustible a alta presión. La presión se monitoriza mediante el sensor de presión del rail y se regula con el regulador de presión del rail. Las presiones de inyección superan los 2000 bar.

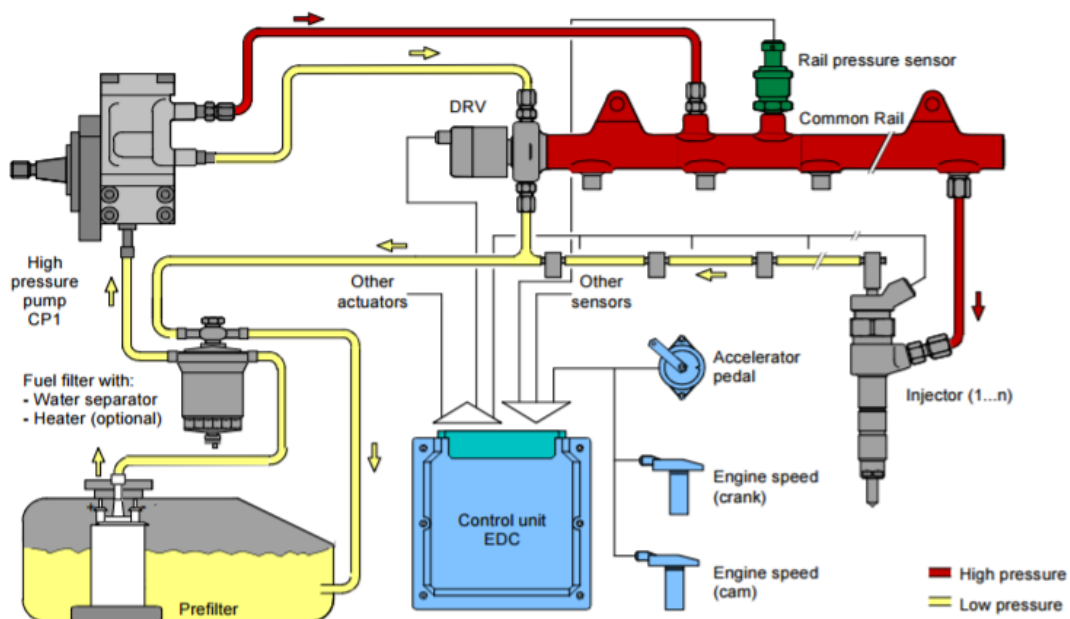


Figura 2.9: Sistema de inyección Common Rail

4.4. Componentes del sistema common rail

4.4.1. Centralita de gestión de la inyección ECU

El sistema de inyección common rail requiere una gestión avanzada para lograr un funcionamiento óptimo y para cumplir con las normativas actuales más exigentes frente a las emisiones contaminantes. Gracias a la gestión por electrónica se logra un control total sobre el procedimiento de inyección con una gran precisión funcionando mediante la ayuda de varios sensores y actuadores que logran los mejores resultados.

La centralita de gestión del motor incluye una memoria eeprom y un procesador que conjuntamente forman un control automático que actúa sobre el sistema de inyección common rail. En la memoria eeprom se almacenan parámetros de funcionamiento del motor según la carga del acelerador que incluyen parámetros como la cantidad de diésel inyectada (QI), la duración de la inyección (ID), la presión del rail (RP), la presión de aire (BP), el avance a la inyección (SOI), tasa de reciclaje de los gases de escape (EGR), limitador de par...

Se monitorizan los gases de escape mediante sondas de lambda para ajusta el dosado.

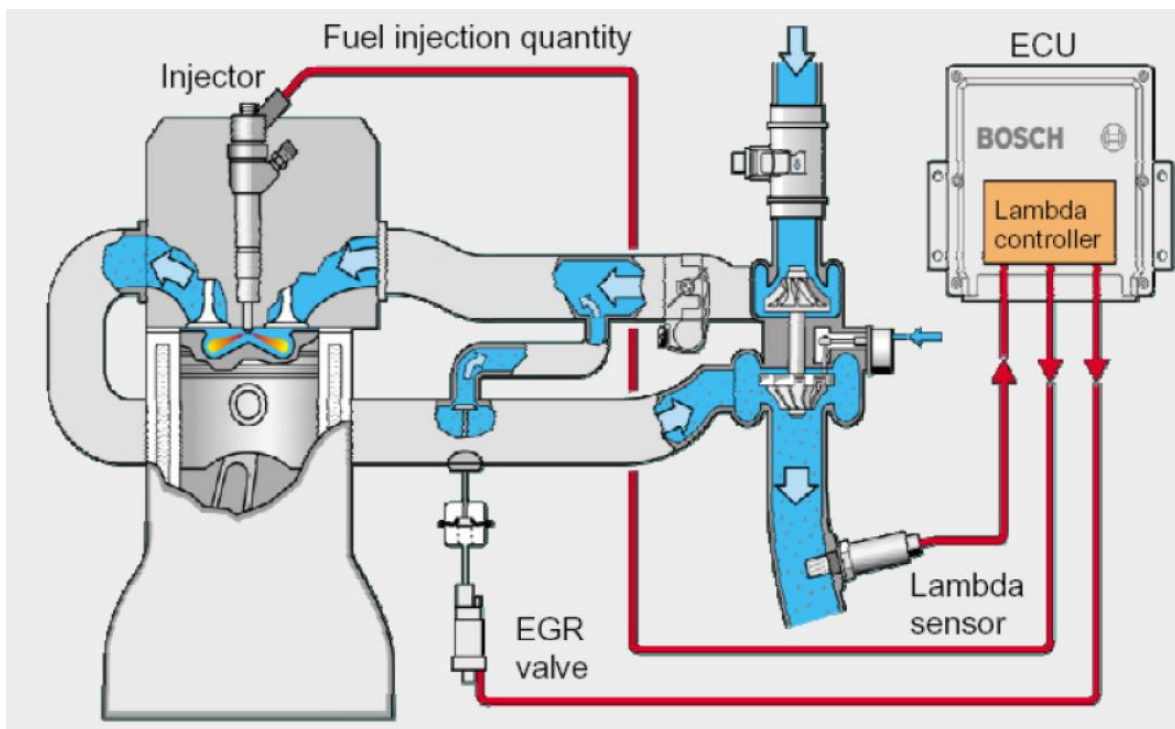


Figura 2.10: Control del dosado en bucle cerrado

El sistema también actúa sobre los modos de inyección lanzando la post inyección cuando detecta una alta diferencia de presión entre la entrada y la salida del filtro de partículas.

4.4.2. Bomba de alta presión

La bomba de alta presión suministra gasoil a alta presión en el rail común de los inyectores. Puede alcanzar presiones de entre 1400 bares hasta 3000 bares para los sistemas de última generación. Se acciona mediante la acción del giro del motor por cadena o correa y se gestiona por la ECU.

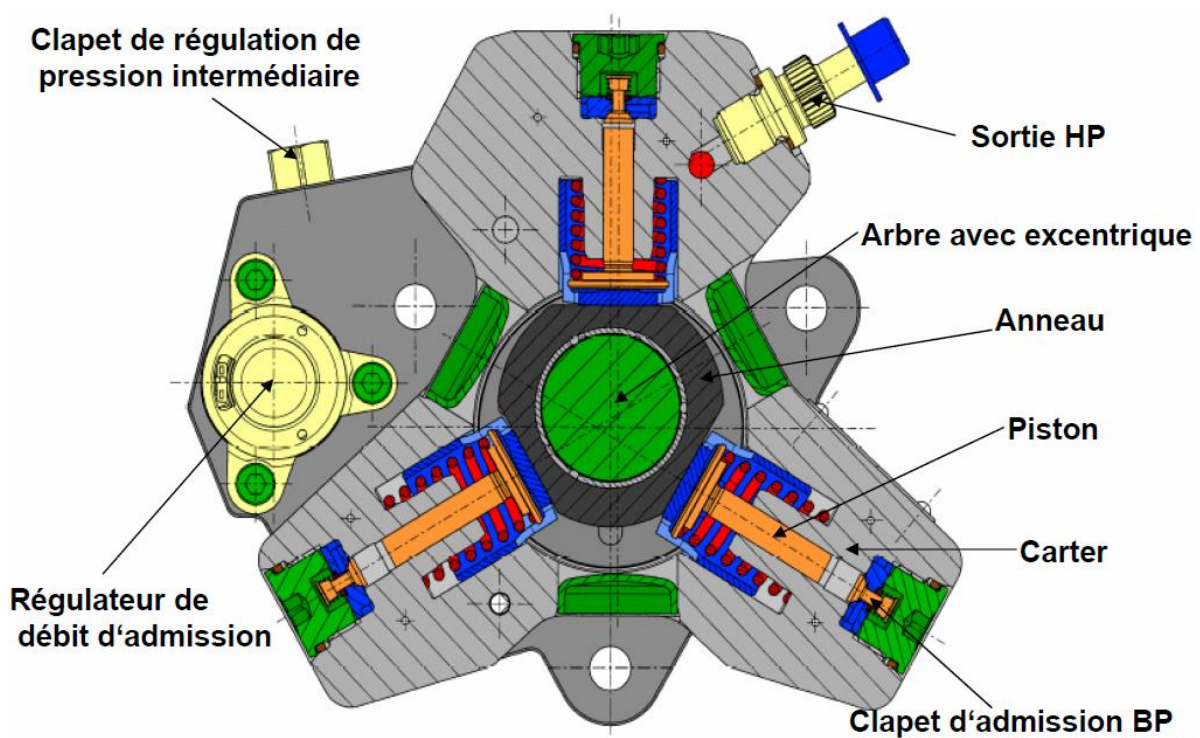


Figura 2.11: Bomba de alta presión common rail

4.4.3. Rail de alta presión

El rail de alta presión juega el papel de un depósito que almacena diésel a altas presiones (hasta 3000 bar) proveniente de la bomba de alta presión. Su función principal es distribuir el combustible a los inyectores. Generalmente lleva



Figura 2.12: Raíl del sistema Common rail

4.4.1. Sensor de presión

Generalmente montado en el raíl descrito anteriormente y su función es informar la centralita mediante señal eléctrica de la presión real del combustible dentro del raíl. La centralita interpreta el valor mediante una tabla calibrada que convierte la señal eléctrica recibida en presión.

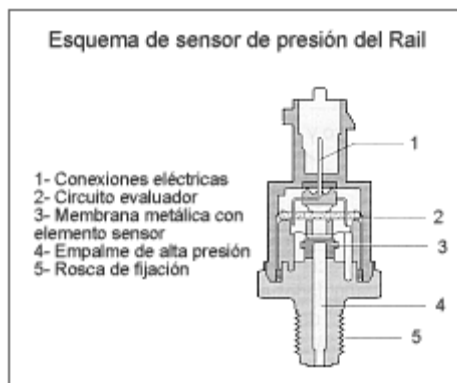


Figura 2.13: Sensor de presión del raíl

4.4.2. Regulador de presión del raíl

Generalmente montado en el raíl o directamente en la bomba, su función es regular la presión del combustible y descargar el sobrante al sistema de retorno.

Es directamente controlado mediante la ECU que envía pulsos eléctricos al solenoide que a su vez mueve una aguja que abre o cierra gradualmente la descarga hacia el retorno según los valores objetivos.

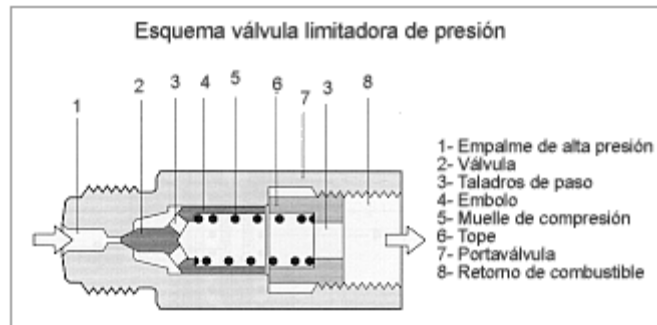


Figura 2.14: Regulador de presión del rail

4.4.3. Inyectores

Es la última etapa a la que se enfrenta el combustible a alta presión. Su misión es pulverizar el combustible y atomizarlo directamente en la cámara de combustión para su posterior combustión.

Los inyectores diésel common rail han ido evolucionando con el paso del tiempo. Actualmente conviven inyectores solenoide avanzados, que permiten hasta 10 inyecciones por cada ciclo de inyección, con otros piezoeléctricos, cuya respuesta dinámica es aún más avanzada y. Las máximas presiones de funcionamiento típicas son del orden de 2000 bar, si bien ya hay sistemas en producción que permiten alcanzar hasta 3000 bar.

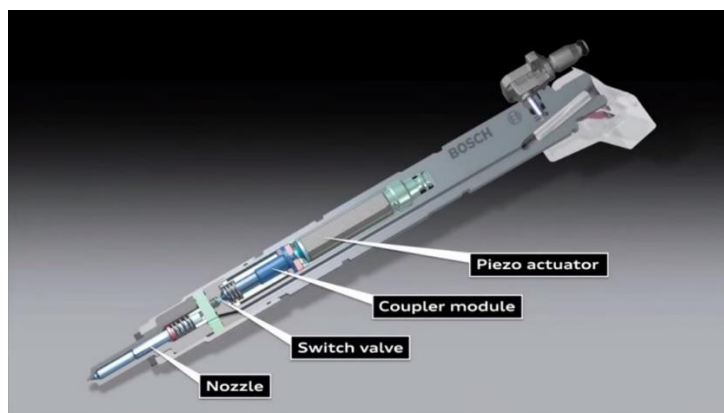


Figura 2.15: Inyector piezoeléctrico common rail

4.4.4. Sensores de posicionamiento del motor

Para poder llevar a cabo el proceso de inyección es necesario conocer el posicionamiento del cigüeñal y del árbol de levas, para ello, se montan dos sensores hall en ambas partes. La señal se manda a la ECU que puede determinar el momento de la inyección conociendo el posicionamiento en cada instante del cigüeñal.

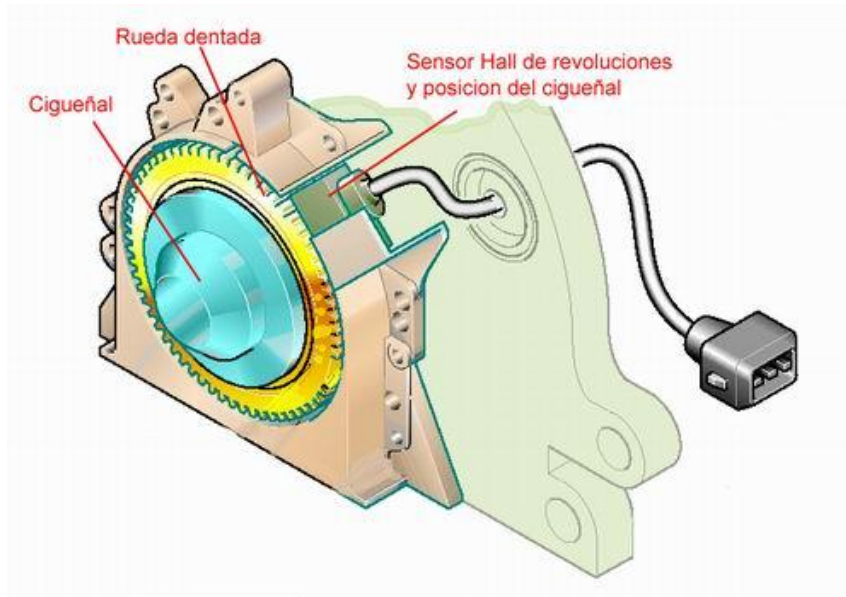


Figura 2.16: Sensor hall de revoluciones y posicionamiento del cigüeñal

5. Toberas en los motores diésel

5.1. Introducción

Las toberas en los inyectores juegan un papel importante en el proceso de inyección en los motores diésel [9]. Es el último medio al que se encuentra el combustible líquido antes de pasar al estado gaseoso. Para ello, su forma y geometría además de la presión de inyección son los que determinan la buena atomización del chorro diésel y como consecuencia un mejor rendimiento global de la combustión.

En este punto se detallara el proceso de la atomización del combustible junto con detalles geométricos de las toberas.

5.2. Geometrías de toberas

La figura [2.16] muestra los dos tipos de toberas más usadas en las inyecciones diésel common rail: Microsaco y VCO.

En el caso de la tobera VCO, la posición de la aguja juega un papel decisivo sobre las características del flujo a la entrada del orificio de descarga durante los comportamientos transitorios mientras que en el caso de las toberas microsaco, el volumen del saco sirve para reducir su influencia.

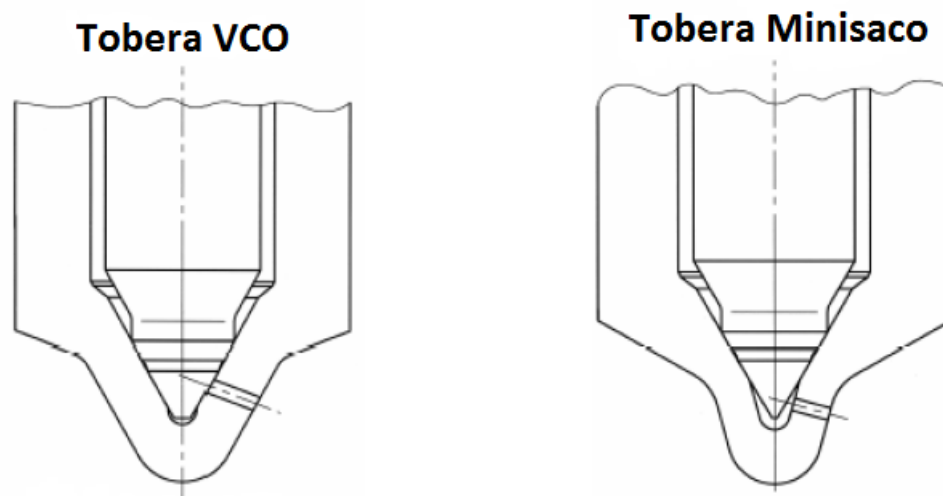


Figura 2.17: Tobera VCO vs Microsaco

Se detallan en la siguiente figura los parámetros geométricos más importantes de las toberas.

Donde:

D_e : Orificio de entrada del orificio

D_o : Orificio de salida del orificio

L : Longitud del orificio

r_e : Radio de acuerdo a la entrada del orificio

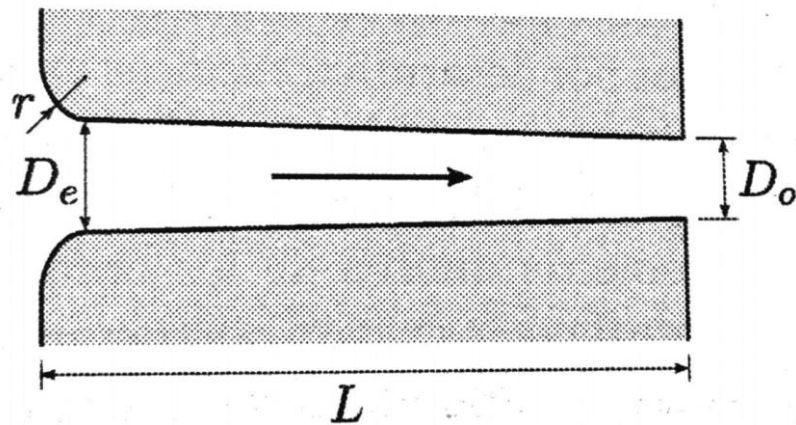


Figura 2.18: Parámetros geométricos de un orificio de inyección

Para cuantificar la convergencia del orificio se utiliza el parámetro *k-factor* definido como:

$$k - factor = \frac{D_e - D_o}{10[\mu m]}$$

5.3. El proceso de atomización

En los motores diésel, para que ocurra una combustión el combustible tiene que pasar a la fase de vapor una vez que sale del orificio de la tobera. Para ello, el combustible líquido tiene que pasar de líquido a un chorro de gotas lo más pequeñas posibles para favorecer su evaporación. Este proceso se llama atomización.

Tras abandonar el orificio de descarga de la tobera, el combustible se encuentra bajo la acción de fuerzas de cohesión que tratan de mantenerlo en equilibrio y fuerzas de disruptivas que al contrario de las primeras, hacen que sea inestable y producen perturbaciones en su estructura. Si estas últimas llegan a superar las fuerzas de cohesión, se generan unas oscilaciones que provocan la ruptura del flujo. Posteriormente, si estas gotas formadas son lo suficientemente grandes, el equilibrio entre las fuerzas disruptivas y de cohesión seguirá desequilibrado y provocará una segunda ruptura de estas gotas. Este proceso se repite hasta alcanzar un tamaño suficientemente pequeño que produce un equilibrio. Esta atomización se llama atomización secundaria [10].

El siguiente gráfico muestra los distintos regímenes de atomización del combustible:

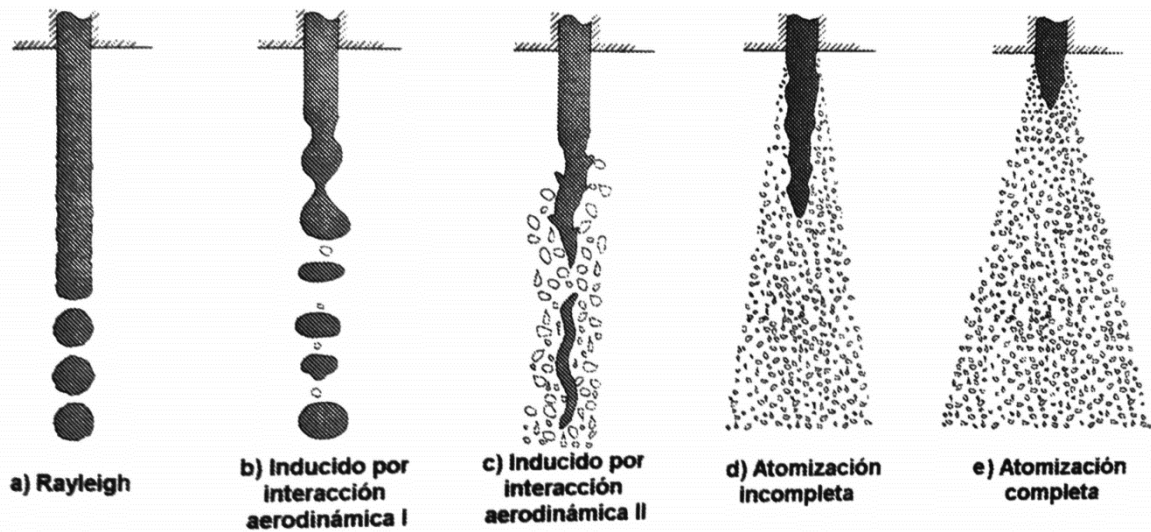


Figura 2.19: Regímenes de atomización

- Régimen de Rayleigh: Es un régimen característico de inyecciones de baja velocidad. Las perturbaciones crecen por el efecto de las tensiones superficiales hasta romper el chorro y formar gotas uniformes de mayor diámetro que el de la salida.
- Primer régimen inducido por interacción aerodinámica: En este régimen, las tensiones superficiales se van incrementando a medida que el flujo se enfrenta al gas de la cámara de descarga. Las oscilaciones generadas se amplían y facilitan la ruptura del chorro. Al igual que el régimen Rayleigh, la atomización se produce lejos del orificio de descarga. las gotas formadas tienen un diámetro parecido al del orificio de descarga.
- Segundo régimen inducido por interacción aerodinámica: Las oscilaciones de baja onda se amplifican y se generan una atomización más cercana al orificio de descarga. La atomización se mejora comparada con los regímenes anteriores con unas gotas de menor diámetro
- Régimen de atomización: En este régimen, las gotas se rompen literalmente a la salida del orificio formando gotas de diámetro mucho más pequeño que el del orificio de descarga.

5.4. Características del chorro diésel

En el punto anterior se ha detallado el proceso de atomización junto con sus diferentes regímenes en las zonas próximas al orificio de descarga. En este punto se va a detallar la evolución del chorro dentro de la cámara de combustión y su mezcla con el gas al que se encuentra en sus alrededores.

El chorro diésel muestra dos zonas bien diferenciadas: la primera zona es estacionaria con una forma de cono y ocupa una longitud de aproximadamente 70% de la longitud total del chorro. La segunda zona que viene justo después de la primera y tiene una forma de nube semielíptica debido a la interacción con el gas existente en la cámara de descarga. Esta estructura se caracteriza por dos parámetros principales que son el ángulo de apertura (Θ) y la penetración del frente del chorro (S) [10]

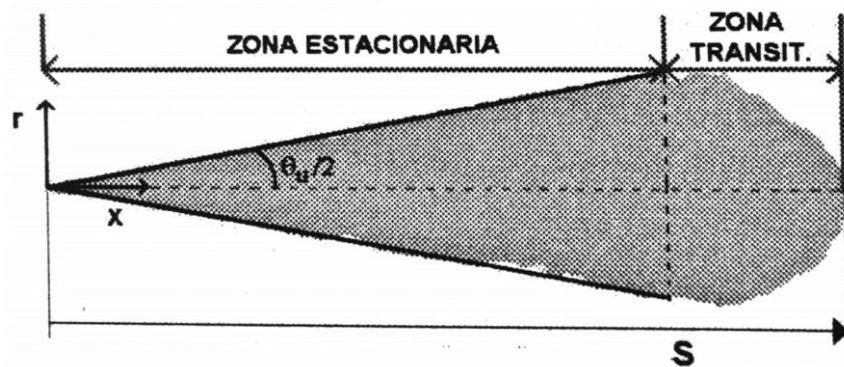


Figura 2.20: Estructura del chorro diésel

Angulo de apertura del chorro:

El ángulo de apertura del chorro es el formado por las dos rectas que delimitan el cono del chorro de la zona estacionaria. Es un parámetro de gran importancia en el proceso de atomización del combustible. Muchos autores han estudiado la existencia de una relación entre las distintas variables encontradas en el proceso de inyección y las características del chorro resultante. Se puede citar el trabajo de Hiroyasu y Arai [11] que llegaron a la siguiente correlación para el cálculo del ángulo de apertura del chorro tras una serie de ensayos experimentales:

$$\theta = 83.5 \left(\frac{L}{D_0}\right)^{-0.022} \left(\frac{D_0}{D_s}\right)^{0.15} \left(\frac{\rho_a}{\rho_f}\right)^{0.26}$$

Donde:

θ = *Angulo de apertura del chorro*

L = *Longitud del orificio*

D_0 = *Diametro de salida del orificio*

D_s = *Diametro del saco del inyector*

ρ_a = *Densidad del gas de descarga*

ρ_f = *Densidad del combustible*

Penetración:

La penetración del chorro (S) es de vital importancia en el proceso de inyección así como el de combustión. Varios estudios se han llevado a cabo para cuantificar este parámetro. Uno de ellos es el trabajo de Payri y al. [12] que a partir de una serie de ensayos visuales han encontrado una correlación para el comportamiento de la penetración en sus primeras etapas:

$$S = 0.018 \rho_a^{-0.25} \Delta p^{0.51} t^{1.04}$$

Donde:

S = *Penetración del chorro*

t = *Tiempo desde el inicio de la inyección*

Δp = *Presión diferencial en el inyector*

6. Sistemas de tratamiento de los gases de escape

6.1. Introducción

En este punto se detallan los sistemas pasivos de tratamiento de los gases de escape más comunes en los motores diésel así como una explicación de su funcionamiento teórico.

6.2. EGR

Tal y como su nombre lo indica en inglés "*Exhaust Gas Recirculation*" es un sistema de recirculación de los gases de escape. Su principal objetivo es reducir las emisiones de los NOx que se deben a las altas temperaturas de combustión de los motores de hoy en día.

Se puede hacer de dos maneras, EGR de alta presión y EGR de baja presión. La EGR de alta presión recoge los gases de escape a alta presión que se encuentran entre el colector de escape y la entrada de la turbina del turbocompresor. Se enfrían mediante un intercambiador agua/gases de escape y se introducen en el colector de admisión para su segunda reciclaje.

La EGR de baja presión recoge los gases de escape después de la salida de la turbina del turbocompresor o bien después de la salida del filtro de partículas. Se enfrían y se inyectan en la entrada del compresor.

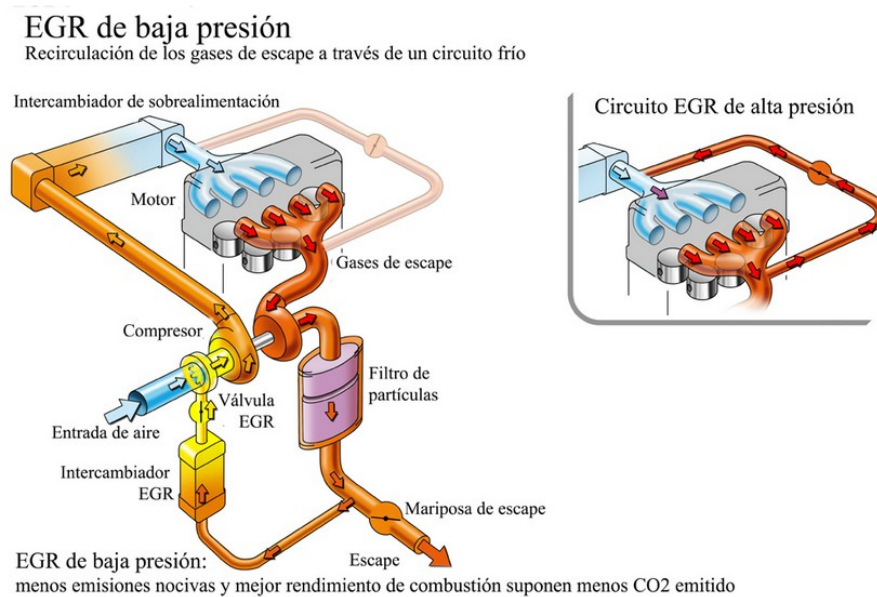
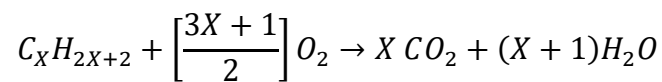
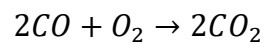


Figura 2.21: EGR de baja y alta presión

6.3. Catalizador de oxidación DOC

El catalizador en los motores diésel convierte el monóxido de carbono (CO) y los hidrocarburos no quemados (HTC) presentes en el escape en dióxido de carbono (CO₂) y en agua (H₂O). Generalmente contienen unas mallas metálica en forma de nido de abeja que contiene paladio, platino y oxido de aluminio que actúan sobre los gases de escape según las siguientes formula:



Estas reacciones tienen un rendimiento del orden del 90%, eliminando los olores del diésel. Estos catalizadores no tratan los NO_x ya que cualquier reductor presente reaccionara primero con el O₂ presente en altas concentraciones en los gases de escape.

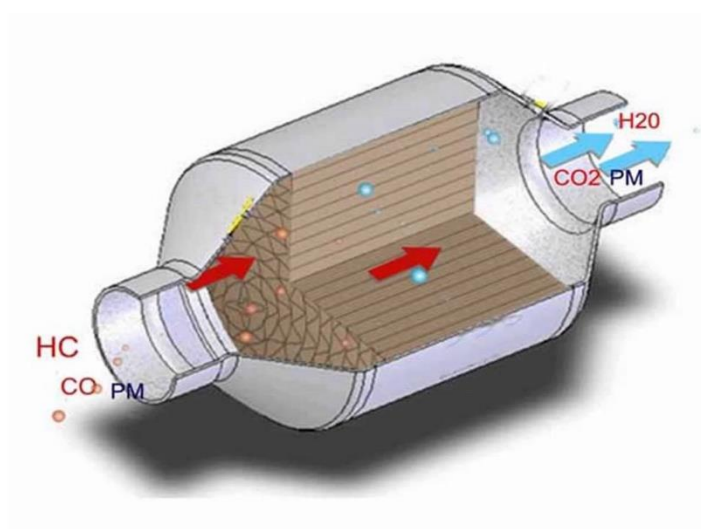


Figura 2.22: Catalizador de oxidación DOC

6.4. Filtro de partículas FAP

Con el fin de eliminar las partículas de hollín del escape resultado de la combustión del diésel, los filtros de partículas juegan un papel importante para solucionar este problema.

Consiste en una trampa de partículas formada por canales de la forma de un nido de abejas que atrapa las partículas. Están generalmente fabricados con materiales cerámicos como cordierita, titanato de aluminio, mullita o carburo de silicio.

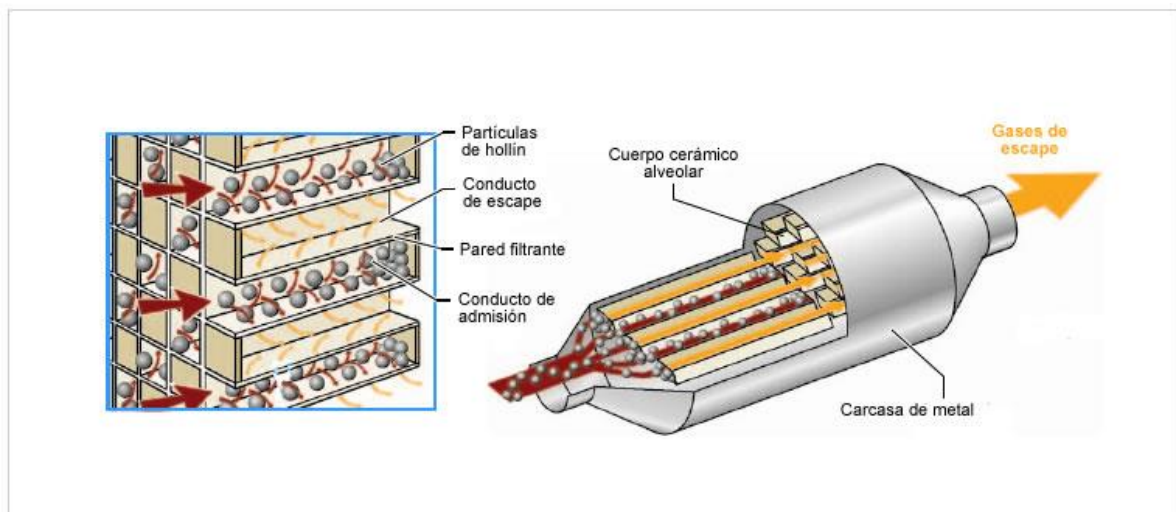


Figura 2.23: Filtro de partículas FAP

Tras el llenado del filtro de partículas, la centralita de gestión del motor lo puede detectar monitorizando el diferencial de presiones entre la salida y la entrada de este último y en caso de sobrepasar un límite de presión empieza a hacer la regeneración. Esta acción consiste en hacer post inyecciones de combustible en la fase de escape del motor para su posterior combustión en catalizador. Esta combustión hace subir la temperatura en el filtro de partículas que provoca a una cierta temperatura (a partir de 500°C) la combustión del hollín atrapado. Este proceso dura el tiempo necesario hasta que el diferencial de presiones vuelve a los valores nominales.

6.5. Reducción catalítica selectiva SCR

Se trata de un sistema de tratamiento de los gases NOx presentes en el escape de los motores diésel. Su funcionamiento reside en transformar los óxidos de nitrógeno NOx

con la ayuda de un catalizador Nitrógeno N_2 y agua H_2O . Generalmente se usan agentes reductores como el amoníaco anhidro, amoníaco acuoso o urea. Se inyecta el reductor directamente en el SCR cuando este último se carga de partículas NO_x .

La efectividad de la reacción es tal que elimina el 90% de los NO_x presentes en el escape. La siguiente formula muestra el proceso químico que se lleva a cabo para la eliminación del NO_x :

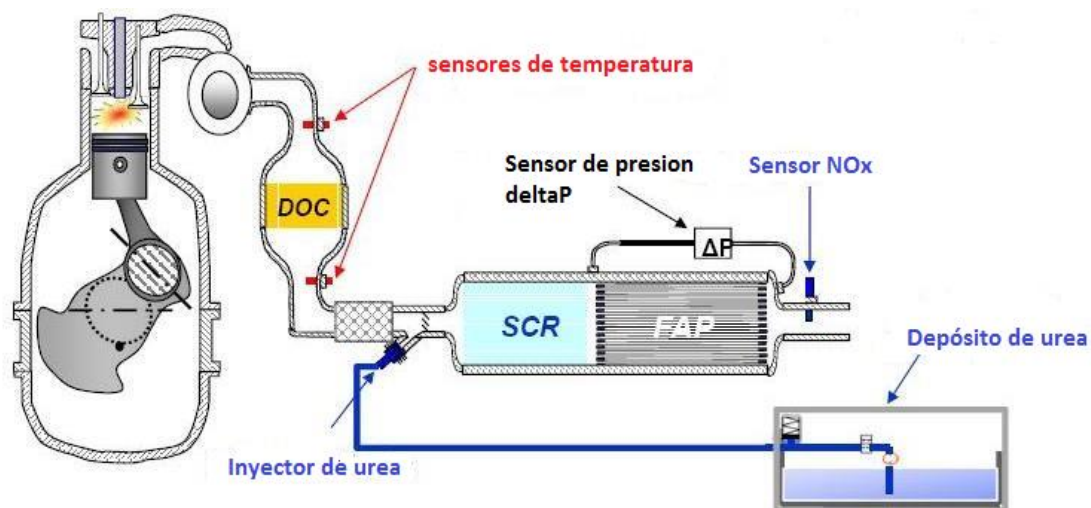
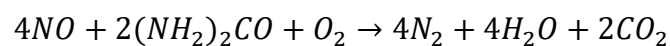


Figura 2.24: Escape de un motor diésel con DOC, SCR y FAP

6.6. Recirculación de los vapores de aceite

En los motores de combustión interna alternativos, durante la fase de combustión un volumen importante de gases de combustión y otras partículas no son retenidas por los segmentos de los pistones y pasan al cárter. Estos gases se mezclan con el vapor de aceite del motor formando una nube de gases contaminantes.

Para su tratamiento se puede recurrir a dos opciones: La primer consiste en un filtrado por acción centrifuga: se extrae el aceite y el hollín de los vapores y se canalizan de nuevo al cárter mientras que los otros gases extraídos se incorporan a la entrada del compresor

para su posterior combustión. La ventaja de esta solución es que no requiere mantenimiento.

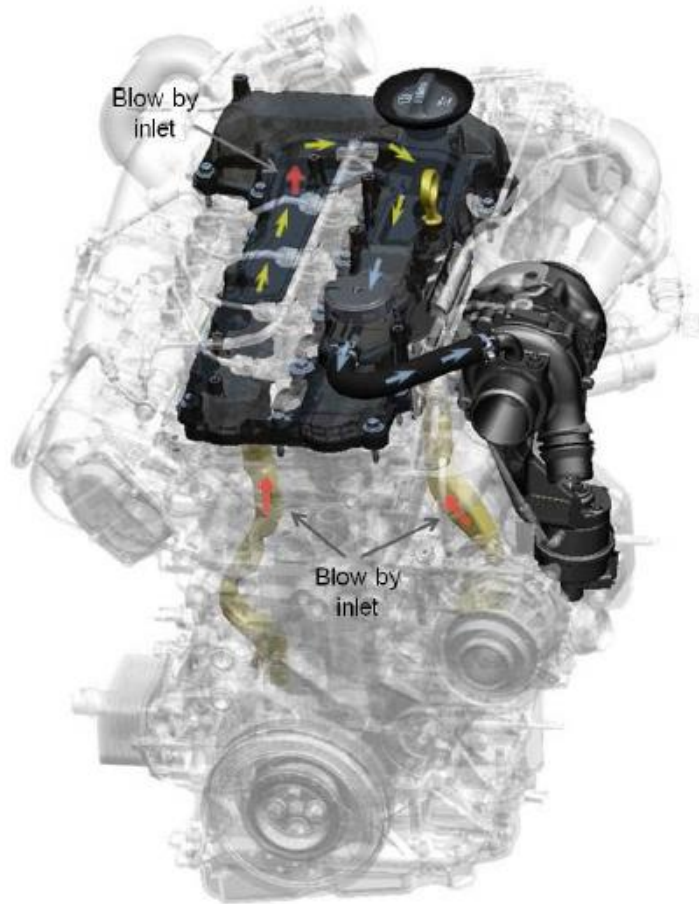


Figura 2.25: Sistema de recirculación de los vapores de aceite del motor B16DTH

La segunda tecnología consiste en el uso de filtros de carter que retienen todas las partículas de hollín y al igual que la anterior tecnología se canalizan los gases reciclados a la entrada del compresor para su posterior combustión. Esta solución requiere un cambio periódico del filtro para su correcto funcionamiento.

CAPITULO 3 : TECNICAS EXPERIMENTALES

1. Introducción

En este capítulo se detallara la instalación experimental de la sala de ensayos así como los equipos de monitorización y de medida. Se detallara también el proceso usado para la evaluación del proceso térmico y las herramientas experimentales usadas.

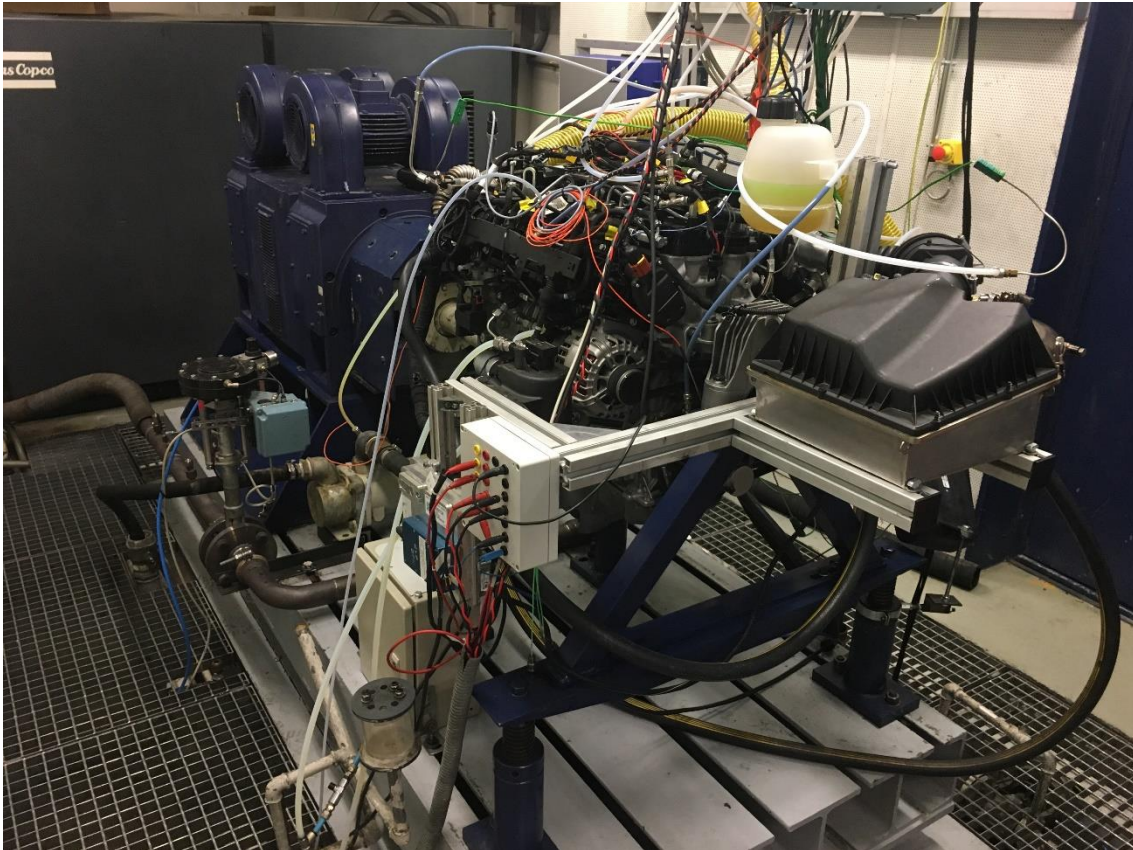


Figura 3.1: Sala de ensayo del motor MDE B16DTH

2. Sala de ensayo

2.1. Esquema general del montaje de la sala

En este punto se describe el motor multicilíndrico usado para este trabajo y los elementos fundamentales que constituyen la instalación experimental. La figura 3.1 muestra un esquema general de la sala de ensayo

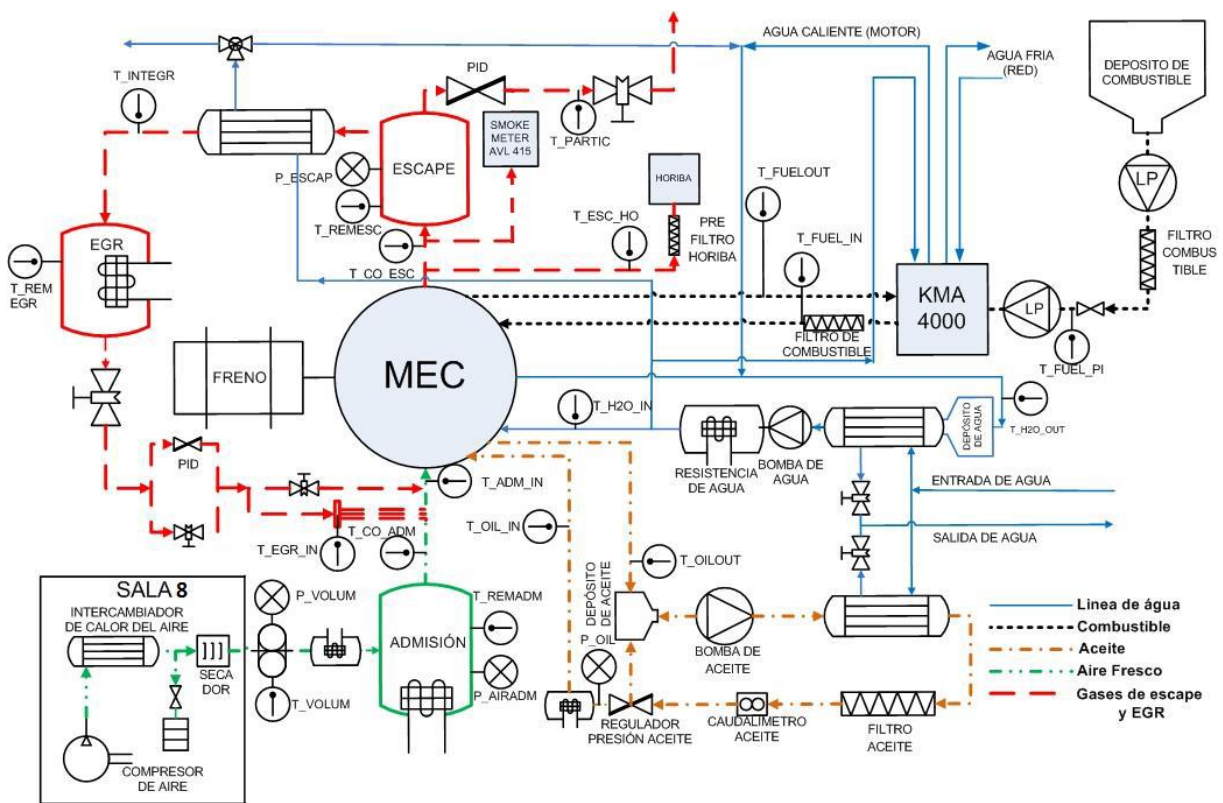


Figura 3.2: Esquema de la sala de ensayo

2.2. Descripción del motor

Para este trabajo de investigación se ha usado un motor sobrealimentado multicilindrico diésel common rail del fabricante GM. Es un motor de cuatro cilindros en serie de 1598 cc de desplazamiento y 16 válvulas.

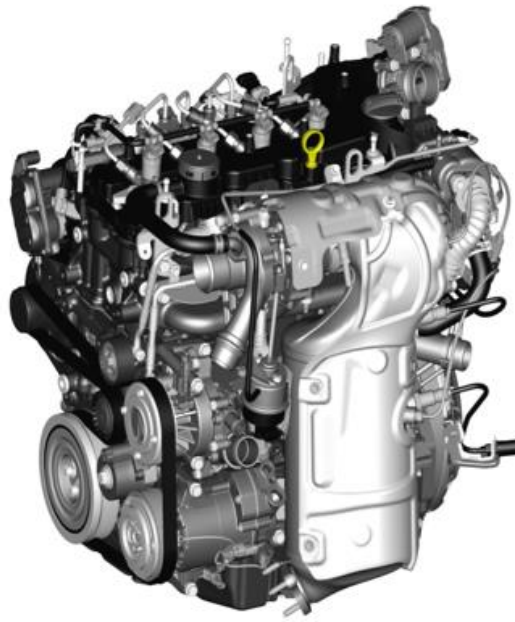


Figura 3.3: Motor GM MDE B16DTH

La siguiente tabla resume las características del motor

Cilindrada	1598 cc
Diámetro del pistón	79,7 mm
Carrera	80,1 mm
Numero de cilindros	4
Relación de compresión	16:1
Válvulas por cilindro	4
Distribución	DOHC
Sobre alimentado	Si
Inyección	Common rail 2000 bar
Emisiones	Euro 6

Material del bloque motor	Aluminio
Material de la culata	Aluminio
Potencia máxima	100 kW entre 3500 y 4000 rpm
Par máximo	320 Nm a 2000 rpm
Código del motor	B16DTH

2.3. Sistema de admisión

El objetivo de este sistema es el suministro de aire al motor. En este caso, el motor esta sobre alimentado con un turbocompresor. El aire comprimido se enfría gracias a un intercambiador de calor aire/agua.

2.4. Sistema de escape

El sistema de escape del motor está formado por un DOC (*Diesel Oxidation Catalyst*) y de un SCR (*Catalizador de Reducción Selectiva*) con un filtro de partículas integrado.

Las medidas de los gases de escape se han realizado justo a la salida de la turbina con el fin de analizar las emisiones antes del post-tratamiento y poder ver los productos brutos de la combustión.

El único sistema de tratamiento de los gases de escape que sí que se mantiene es el sistema de recirculación de los gases de escape (EGR) de alta y de baja presión.

2.5. Sistema de recirculación de los gases de escape

El motor lleva montados dos sistemas de recirculación de los gases de escape. El primero es el EGR de alta presión que extrae parte de los gases de escape en el colector de escape y que los enfría mediante un intercambiador gas/agua para su posterior canalización en el colector de admisión. El segundo es el EGR de baja presión que recoge parte de los gases de escape a la salida del filtro de partículas que se enfrían también con un intercambiador gas/agua y que se admiten en la entrada del compresor.

El EGR tanto de baja como de alta se controlan de manera automática mediante la ECU.

Con el fin de conocer el porcentaje de EGR realizado, se requiere hacer una medida del CO₂ presente en el aire de admisión y también en los gases de escape. La siguiente ecuación nos calcula la tasa de EGR:

$$\%EGR = \frac{[CO_2]_{adm} - [CO_2]_{ATM}}{[CO_2]_{ESC} - [CO_2]_{ATM}} \times 100$$

Donde:

$\%EGR$ = Tasa de EGR

$[CO_2]_{adm}$ = Cantidad de CO₂ en la admisión en ppm

$[CO_2]_{ESC}$ = Cantidad de CO₂ en la el escape en ppm

$[CO_2]_{ATM}$ = Cantidad de CO₂ en la admisión en el aire ambiente en ppm

2.6. Sistema de inyección de combustible

El sistema de inyección diésel se forma de dos partes principales una de baja presión y otra de alta presión. El primero es el sistema de baja presión, es el encargado de transportar el combustible a baja presión desde el depósito hasta la bomba de alta presión pasando por un medidor de gasto másico. El segundo sistema es el de alta presión que es de tipo *common rail* de quinta generación con una presión de inyección máxima de 2000 bar.

2.7. Inyectores de combustible

Se han utilizado 3 inyectores DENSO diferentes para el estudio. El primero es un inyector estándar con una tobera de 9 orificios llamado STD-9. El segundo es un inyector con una tobera de 8 orificios con una forma novedosa llamado MOD-8 y por último el tercero al igual que el segundo pero con 9 orificios llamado MOD-9.

2.8. Toberas de inyectores de combustible

Tal y como se ha mencionado en el punto anterior, se han ensayado inyectores con toberas normales y otros con formas novedosas.

Se detallan a continuación la geometría de ambas toberas:

Características	Unidad	Tobera STD-9	Tobera MOD-8	Tobera MOD-9
Fabricante	[-]	Denso	Denso	Denso
Numero de orificios	[Ud.]	9	8	9
Diámetro de orificios	[μm]	115	115	115
Caudal	[cc/30s]	380	340	380
Angulo del cono	[$^{\circ}$]	155	155	155
Presión máxima	[bar]	2200	2200	2200

2.9. Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración está garantizado por un control PID independiente gestionado por el programa PUMA que actúa sobre una electroválvula para alcanzar los valores deseados. En nuestro caso, se ha establecido una temperatura normal de funcionamiento de 80 grados.

El siguiente esquema muestra el funcionamiento del sistema de refrigeración

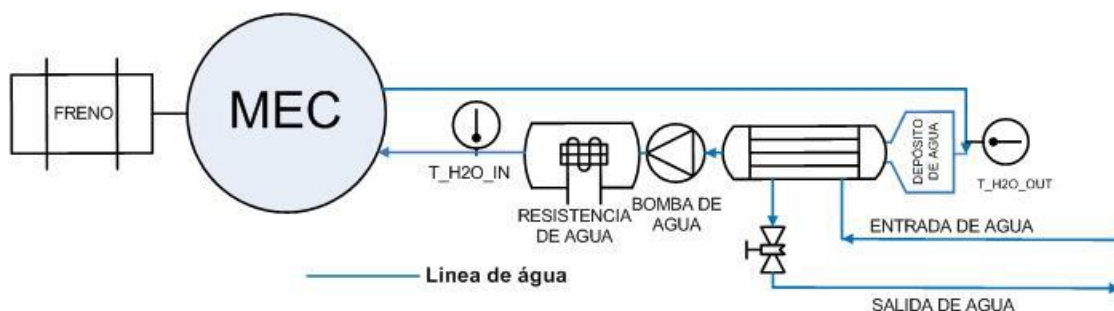


Figura 3.4: Sistema de refrigeración

2.10. Sistema de lubricación

El sistema de lubricación está garantizado por el motor que lleva incorporada una bomba de aceite. El aceite usado es un 5w30 adaptado para los motores Euro 6.

2.11. Equipos de medida

En este punto se detallaran todos los equipos usados para la realización de este estudio.

2.11.1. Freno dinamométrico

Es un freno electromagnético que va acoplado al eje del cigüeñal a través de un árbol de transmisión. Su misión principal es medir el par y la potencia instantánea entregada por el motor. Además gracias a la función de freno puede ajustar el par entregado por el motor a los valores deseados. Funciona en combinación con su programa AVL Puma que controla dichos valores según lo desee el usuario.

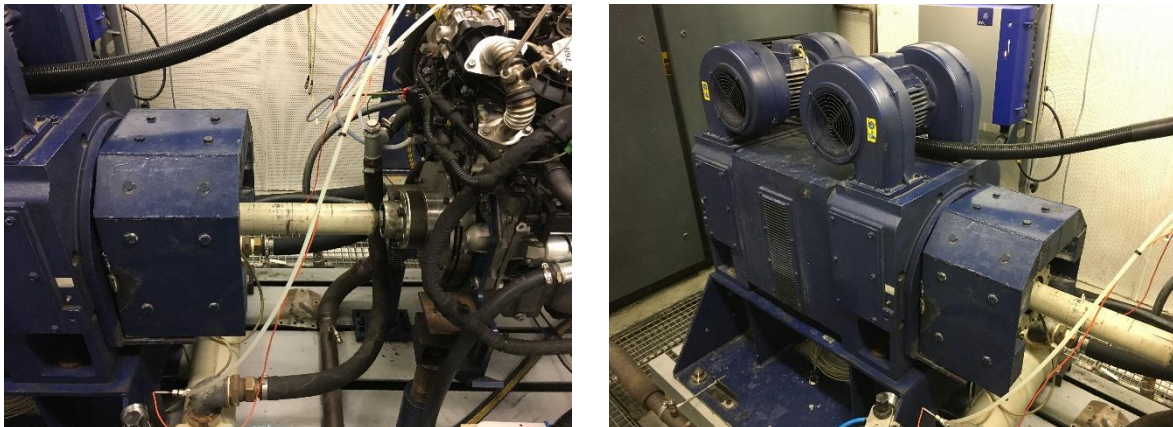


Figura 3.5: Freno dinamométrico

2.11.2. Sensores embarcados en el motor

Se han montado multitudes de sensores para una óptima evaluación y monitorización del funcionamiento del motor y también para cubrir las variables necesarias para el programa CALMEC usado para hacer un diagnóstico de la combustión. Estos sensores se suman a los ya montados de serie y que son usados por la ECU para gestionar motor.

Se detallan a continuación los sensores que se clasifican por familias:

- Sensores de temperatura
 - Temperatura de gases
 - Ambiente
 - Entrada compresor
 - Salida compresor
 - Entrada intercooler
 - Salida intercooler
 - Colector de admisión
 - Colector de escape – Entrada turbina
 - Salida turbina – entrada catalizador
 - Salida catalizador – entrada filtro de partículas
 - Salida filtro de partículas
 - Temperatura de los líquidos
 - Temperatura entrada del agua al motor
 - Temperatura salida del agua del motor
 - Temperatura de aceite a la entrada en enfriador
 - Temperatura de aceite a la salida del enfriador
- Sensores de presiones
 - Presión en la cámara de combustión
 - Presión atmosférica
 - Presión a la entrada del compresor
 - Presión a la salida del compresor
 - Presión en el colector de admisión
 - Presión en el colector de escape – entrada turbina
 - Presión salida turbina – entrada catalizador/filtro de partículas
 - Presión salida del filtro de partículas
- Sensores de velocidad
 - Régimen de giro del turbocompresor

2.11.3. Equipos de adquisición de datos

2.11.3.1. Medida de variables medias

El sistema de medida de variables medias es el encargado de medir los diversos valores de los sensores de presiones, temperaturas, gases y caudales. El programa usado

fue el PUMA AVL que es una plataforma utilizada para controlar todos los equipos de la sala de ensayos excepto la gestión de la inyección del motor.

Tienes varias entradas que transforman las entradas analógicas a señal digital. Se puede determinar el tiempo de grabación de los datos según se requiere. Para este estudio en concreto, se graban datos durante 40 segundos para cada ensayo.

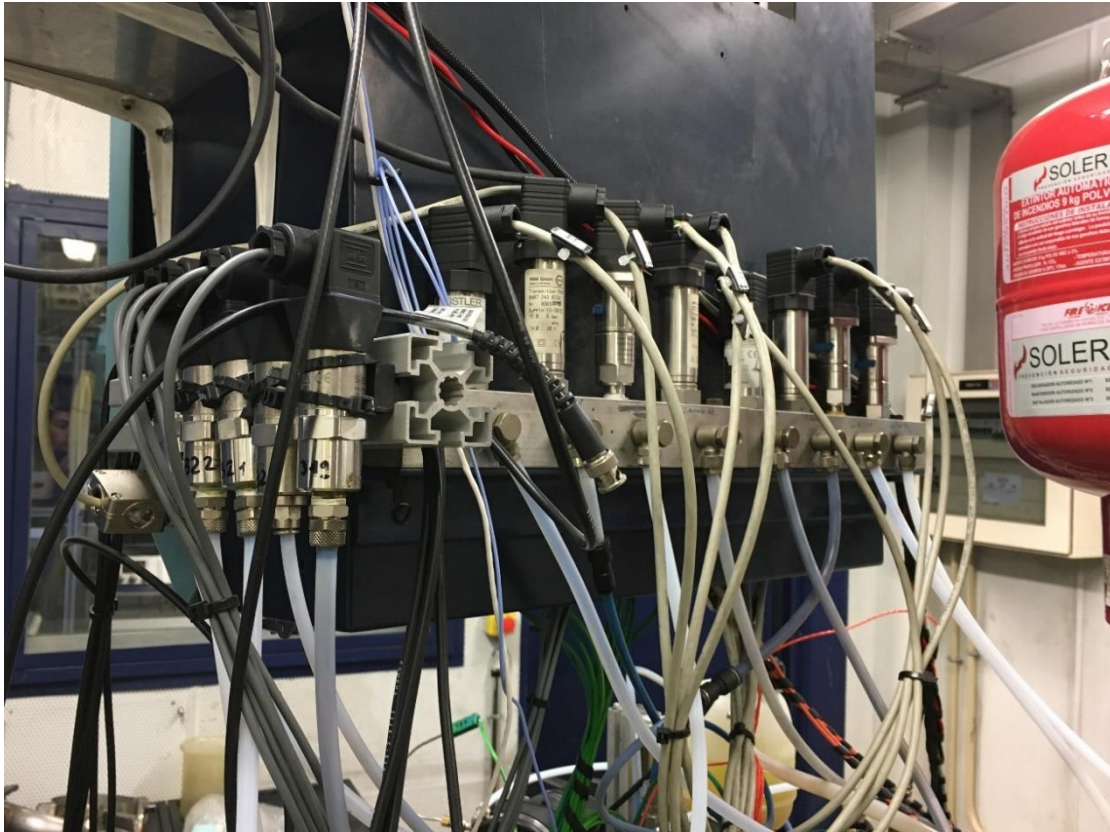


Figura 3.6: Sensores conectados con la interface del AVL PUMA

2.11.3.2. Analizador de los gases

El HORIBA es el equipo utilizado para analizar los gases de escape. Mide los NO_x, THC, NO₂, CO, CO₂ y O₂. Para evitar la condensación de los hidrocarburos, la muestra extraída del escape se mantiene a una temperatura superior a 200 °C hasta la entrada al analizador. Es un equipo muy sensible que requiere una calibración diaria.

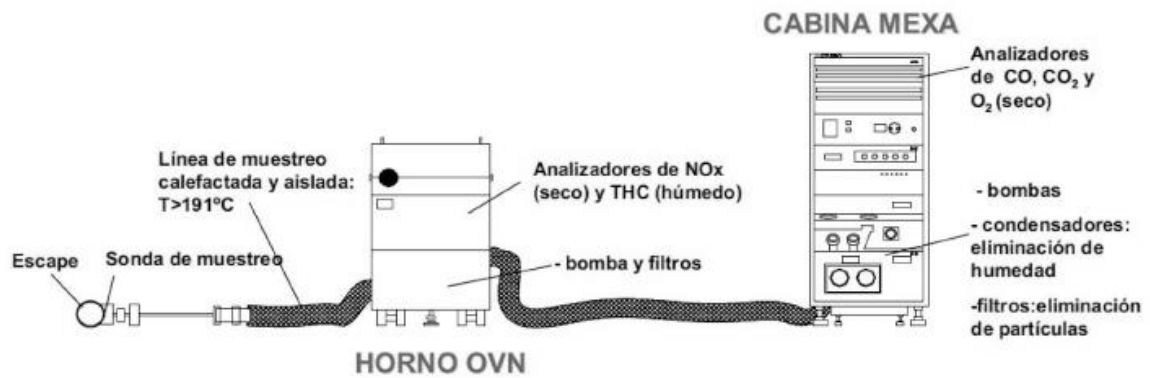


Figura 3.7: Esquema del analizador de los gases HORIBA MEXA 7100

2.11.3.3. Opacímetro

El opacímetro es un equipo AVL encargado de medir el nivel de hollín en el escape para cada ensayo. Se recoge una muestra del escape que dentro del analizador pasa a través de un filtro de papel blanco. Un sensor fotoeléctrico mide el nivel oscurecimiento del papel causado por las partículas de hollín atrapadas. El resultado que nos da es FSN (*Filter Smoke Number*) que tiene una escala de 0 a 10 FSN.



Figura: Opacímetro AVL 415SE

2.11.3.4. Control de la gestión del motor

El programa usado para editar y modificar las cartografías de gestión del motor fue el INCA. Es un programa que permite trabajar en tiempo real sobre los parámetros de la gestión del motor.

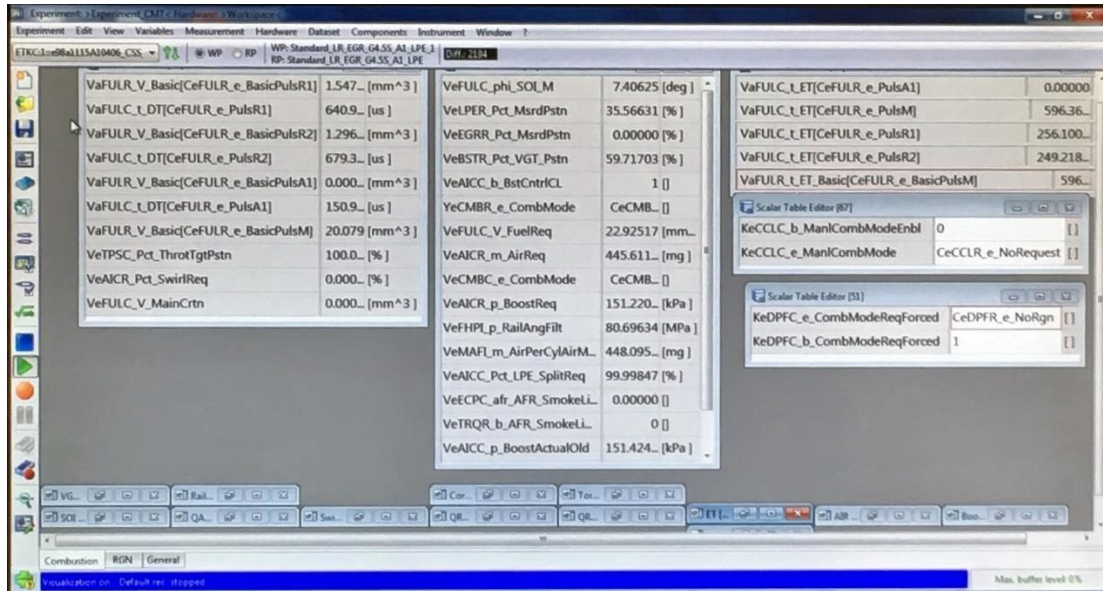


Figura 3.8: Interface del programa INCA con los mapas de control cargados

Con el Inca se cargan los mapas necesarios para llevar a cabo los barridos de las variables estudiadas. Los mapas usados son los siguientes:

- SOI: Avance de la inyección
- BP: Presión de admisión
- RP: Presión del rail
- DT1: Tiempo entre la inyección principal y la primera inyección piloto
- DT2: Tiempo entre la inyección principal y la segunda inyección piloto
- QR1: Masa de combustible de la primera inyección piloto
- QR2: Masa de combustible de la segunda inyección piloto
- Modos de inyección: Se selecciona en este caso dos inyecciones piloto, una principal y una post
- Swirl: Mapa de control de las mariposas del colector de admisión de cada cilindro
- ET: Es el mapa del tiempo de energización del inyector para inyectar una determinada cantidad de combustible

- Cantidad de aire: Mapa de control del aire admitido

2.11.3.5. Medidor del gasto másico de combustible

El equipo usado para la medida del gasto másico de combustible consumido por el motor es el AVL 733S. Es un equipo muy fiable ya que funciona como una báscula normal. La siguiente figura detalla su funcionamiento.

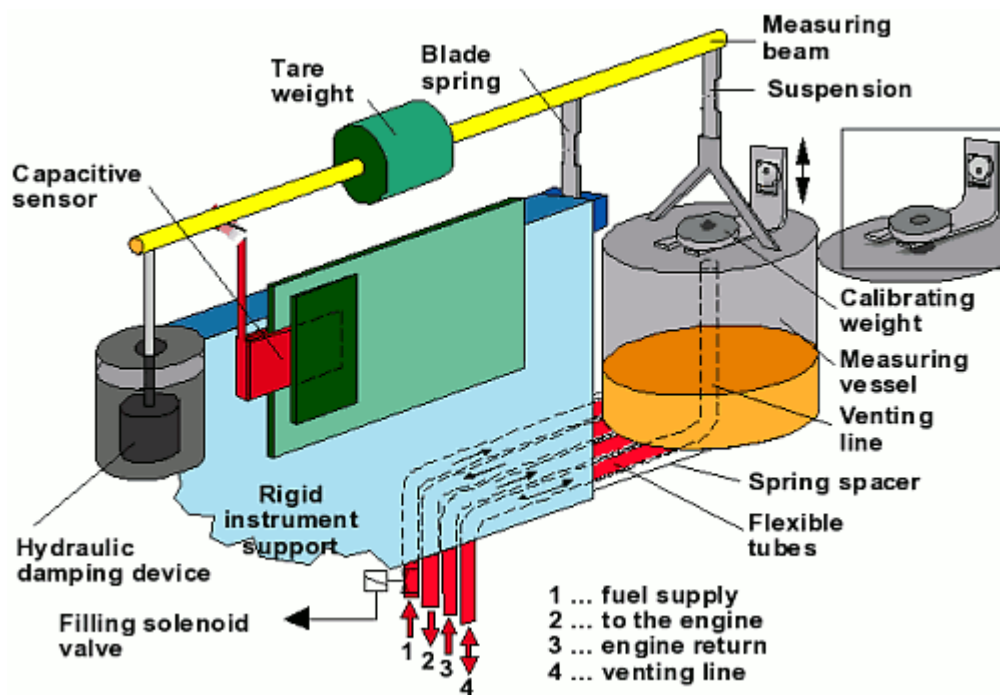


Figura 3.9: Medidor del gasto másico de combustible AVL 733S

2.11.3.6. Codificador angular

Se ha montado en la parte opuesta a la transmisión en el eje del cigüeñal. Su misión es enviar pulsos que fraccionan el giro del cigüeñal que sirven para determinar la cantidad de pulsos necesarios para una determinada prueba. En este caso se ha trabajado con una resolución de $0.2^\circ/\text{pulso}$, es decir, 5 pulsos por cada grado de giro del cigüeñal.



Figura 3.10: Codificador angular

2.11.3.7. Medida de las variables instantáneas

Se ha empleado el YOKUGAWA para medir las variables instantáneas como la presión en la cámara de combustión y los pulsos de la señal que llega a los inyectores para inyectar.

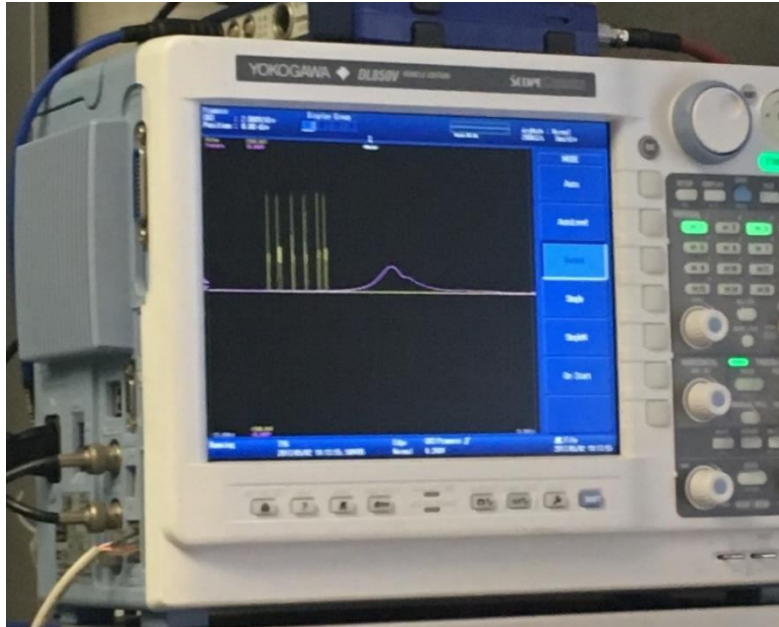


Figura 3.11: Yokogawa mostrando los pulsos de la inyección en amarillo y la presión de la cámara en púrpura

3. Herramienta de análisis de la combustión

3.1. CALMEC

3.1.1. Introducción

Para el análisis y el diagnóstico de la combustión se ha empleado el programa CALMEC que es una herramienta potente diseñada por el CMT. Su misión es la obtención de la ley de liberación de calor, la presión media indicada, ruido de la combustión y demás datos para motores de combustión interna alternativos de 2 y 4 tiempos con inyección directa.

3.1.2. Funcionamiento teórico

El programa se basa en la medida de la presión interna en la cámara de combustión para calcular la ley de liberación. Es un modelo cerodimensional que se basa en la aplicación

del primer principio de la termodinámica al volumen de control que es el de la cámara de combustión durante el ciclo cerrado (entre el cierre de la válvula de admisión y la apertura de la válvula de escape).

Las hipótesis fundamentales del modelo son:

- Se asume una presión uniforme en el cilindro
- El fluido de trabajo se considera como una mezcla de aire, combustible y productos quemados estequiométricamente.
- La evolución de los gases se comporta siguiendo el modelo de los gases perfectos
- El cálculo de la energía interna se hace mediante la correlación en función de la temperatura media y la composición de escape.
- El cálculo del calor transmitido a las paredes se hace mediante un modelo basado en el coeficiente de película que propone Woschni [13], pero con mejoras basadas en el cálculo CFD [14]

La ecuación fundamental del modelo es la primera ley de la termodinámica en la cámara de combustión en cada momento (asumiendo un sistema abierto debido a la inyección del combustible y el efecto blow-by), con una mezcla de gas de aire fresco, combustible evaporado y gases quemados:

$$d(m \cdot u) = -p \cdot dV + h_f \cdot dm_f - h_m \cdot dm_{bb} - dQ_w$$

Donde:

m = masa en el cilindro

u = energía interna

p = presión en el cilindro

V = es el volumen incluyendo las deformaciones mecánicas

h_f = es la entalpía del combustible en condiciones de inyección

m_f = es la masa de combustible

h_m = es la entalpía de la mezcla de gases en el c

m_{bb} = es la masa de blow – by (masa que se pierde a travez de los segmentos)

dQ_w = es el calor transmitido a las paredes

Se puede calcular dQ_w con:

$$dQ_w = h \sum_i \cdot A_{w,i} \cdot (T - T_{w,i}) \cdot dt$$

Donde:

h = es el coeficiente de película y hace referencia a las tres paredes de la cámara (culata, cilindro y piston)

$A_{w,i}$ = Area de la pared i

$T_{w,i}$ = Temperatura de la pared i

T = Temperatura del gas

El coeficiente de película entre la pared y el gas viene expresado mediante el modelo de Woschin [13], aunque se le añaden mejoras propuestas por Martín [14]

$$h = cte \cdot D^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot (C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V \cdot T_{CA}}{P_{CA} \cdot V_{CA}} \cdot (p - p_0))^{0,8}$$

Donde:

D =diámetro del cilindro

C_1 = depende del proceso (abierto o cerrado) y del movimiento del gas en la cámara (se ajusta mediante ensayos de arrastre del motor)

C_m = velocidad lineal del pistón

C_2 = tiene el valor propuesto por Woschni

Las temperaturas de las paredes $T_{w,i}$ se obtienen mediante un modelo de conductancia térmica alimentado por las condiciones en la cámara de combustión y que tiene como condiciones de contorno las del agua y el aceite del motor

Operando las ecuaciones anteriores se obtiene la ley de liberación de calor:

$$dFQL = -m_c du_c - pdV - dQ_w + (h_{fl(Tiny)} - u_f) dm_{fg} - R_c T dm_{bb}$$

Donde:

- $dFQL$: Energía térmica liberada por la combustión
- $m_c du_c$: Variación de la energía interna experimentada por el gas del volumen de control
- dQ_w : Transmision de calor entre el gas del volumen de control y las superficies del piston, cilindro, culata, válvulas

- $p dV$: Trabajo realizado por el gas del volumen de control. Se consideran también las deformaciones mecánicas que corresponden a las presiones ejercidas por el gas sobre la superficie del pistón y también de las deformaciones causadas por las fuerzas de inercia de las partes en movimiento.
- $(h_{f1(Tiny)} - u_f) dm_{fg}$: Energías asociadas al proceso de combustión
- $R_c T dm_{bb}$: Energía que pierde el volumen de control a través de los segmentos debido al efecto *blow-by*

El siguiente esquema de la figura [3.6] muestra los modelos utilizados para calcular cada término de la ecuación. El análisis de los mismos se puede consultar en [14]

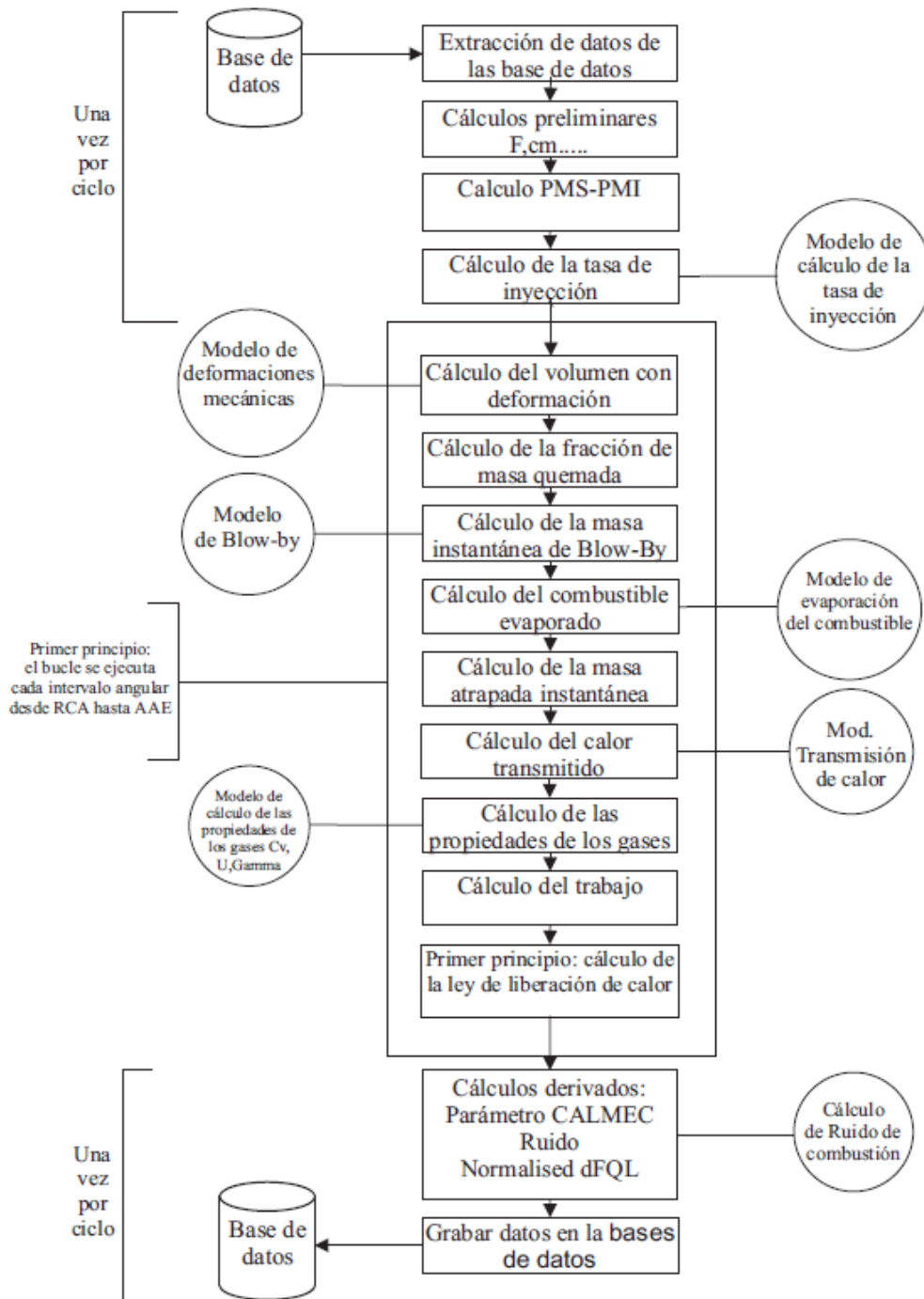


Figura 3.12: Esquema de los modelos que intervienen en el cálculo de CALMEC

Antes de proceder al diagnóstico de la combustión, se requiere hacer una caracterización del motor para ajustar las incertidumbres térmicas y geométricas.

Se hacen medidas de variables medias e instantáneas que se detallan a continuación

- Variables instantáneas:
 - Presión en cámara
 - Resolución entre 0.2 y 0.5 grados de giro del cigüeñal (mediante el codificador angular)
 - Medida de 25 hasta 250 ciclos
 - Señal de inyección
- Variables medias
 - Como mínimo se requieren las siguientes variables
 - Revoluciones y par motor
 - Gasto másico del aire de admisión, EGR y combustible
 - Temperatura del líquido refrigerante
 - Otras variables requeridas
 - Presión del rail
 - Emisiones

3.1.3. Caracterización del motor

Con el fin de obtener un buen diagnóstico de la combustión con el CALMEC es necesario hacer una buena caracterización del motor ya que mediante esta última se sacan datos para obtener valores de variables que caracterizan el motor y que se usan posteriormente para la obtención de la ley de liberación de calor. Para ello, se hacen entre 20 y 50 ensayos en arrastre cada 250 rpm con medidas en cada punto a dos posiciones de la turbina, totalmente abierta y totalmente cerrada.

Se calcula la relación de compresión efectiva, calculando las deformaciones que ocurren en el bloque pistón-biela-cigüeñal en la fase de compresión y también, las debidas a las fuerza de inercia de este último.

Tal y como lo requiere el modelo CALMEC, la caracterización se hizo siguiendo el procedimiento requerido. Los resultados obtenidos son los siguientes:

- Caracterización del motor en arrastre
 - Tasa de compresión real del motor (RC0)
 - Coeficiente de deformación del motor (Kdef)
 - Coeficiente de transmisión de calor (Cw1), (Cw2)

- Desfase real de la señal de la presión instantánea frente al ángulo del cigüeñal
- Presión de referencia (Pref)
- Masa de corto-circuito (Mcc)
- Masa residual (Mres)
- Coeficiente Blow-By (Cbb)

La siguiente tabla resume los datos de la caracterización del motor usado en este trabajo:

Parámetro	Valor
Relación de compresión	15,7
C_{w1}	1,146
C_{w2}	0,674
K_{def}	1,561

3.1.4. Resultados

Una vez caracterizado el motor y realizadas las medidas medias e instantáneas requeridas se procede a cargar todos estos datos en el programa y como resultado nos genera la ley de liberación de calor.

CAPITULO 4 : CALCULOS Y RESULTADOS

1. Introducción

En este capítulo se detallan los resultados obtenidos para cada uno de los tres inyectores ensayados. Se analizan los comportamientos de cada uno de los inyectores estudiados frente a las variaciones en los parámetros estudiados y se hacen comparativas para luego sacar conclusiones.

Se han establecido cuatro puntos de funcionamiento base, que son

- 1250x2: 1250 rpm y 2 bar pme (presión media efectiva)
- 2000x5: 2000 rpm y 5 bar pme
- 2000x8: 2000 rpm y 8 bar pme
- 1500x14: 1500 rpm y 14 pme

En cada uno de estos puntos se parte con una configuración base incluida en la ECU y a partir de esta última se introducen cambios de los siguientes parámetros:

- SOI: Avance de la inyección
- BP: Presión de admisión
- RP: Presión del rail
- DT1: Tiempo entre la inyección principal y la primera inyección piloto
- DT2: Tiempo entre la inyección principal y la segunda inyección piloto
- QR1: Masa de combustible de la primera inyección piloto
- QR2: Masa de combustible de la segunda inyección piloto
- Modos de inyección: Se selecciona en este caso dos inyecciones piloto, una principal y una post
- Swirl: Mapa de control de las mariposas del colector de admisión de cada cilindro
- ET: Es el mapa del tiempo de energización del inyector para inyectar una determinada cantidad de combustible
- Cantidad de aire: Mapa de control del aire admitido

2. Metodología

Para cada una de las variables estudiadas se hacen barridos de dos puntos por arriba de los puntos originales (definidos en el apartado anterior) y otros dos por debajo. El

barrido se hace mediante el uso del programa INCA que nos da un control total y en tiempo real de los parámetros de la ECU.

3. Análisis de los resultados

3.1. Introducción

En este punto se detallan los resultados de los ensayos obtenidos siguiendo el procedimiento descrito en el punto anterior.

Se recogen los resultados y los análisis más importantes y significativos para hacer conclusiones. El resto de los resultados se pueden consultar al final de este documento en el apartado Anexos.

Como estrategia para el análisis de los datos, se comparan primero los inyectores de nueve (9) orificios MOD y STD con diferentes gestiones ET. Se selecciona el mejor de los dos para luego compararlo con el inyector MOD de 8 orificios.

3.2. Comparativo toberas de 9 orificios STD vs MOD

Con el fin de comparar el comportamiento de cada uno de los tres inyectores de manera equitativa, se controlan y se ajustan las masas inyectadas durante cada ciclo para cada inyector. Para ello, el mapa ET de la gestión del motor ajusta precisamente este parámetro.

3.2.1. Comportamiento frente a cantidades pequeñas de inyección

Los siguientes gráficos muestran las cantidades reales inyectadas por cada uno de los inyectores.

Como se puede observar, las cantidades inyectadas por el inyector MOD-9 son menores a las del inyector STD-9 para las mismas condiciones de inyección (presión de inyección y duración del pulso eléctrico). Durante los ensayos en motor, es necesario por tanto corregir el mapa de ET presente en la unidad de control, de modo que la cantidad inyectada en cada pulso sea similar para los distintos inyectores a comparar.

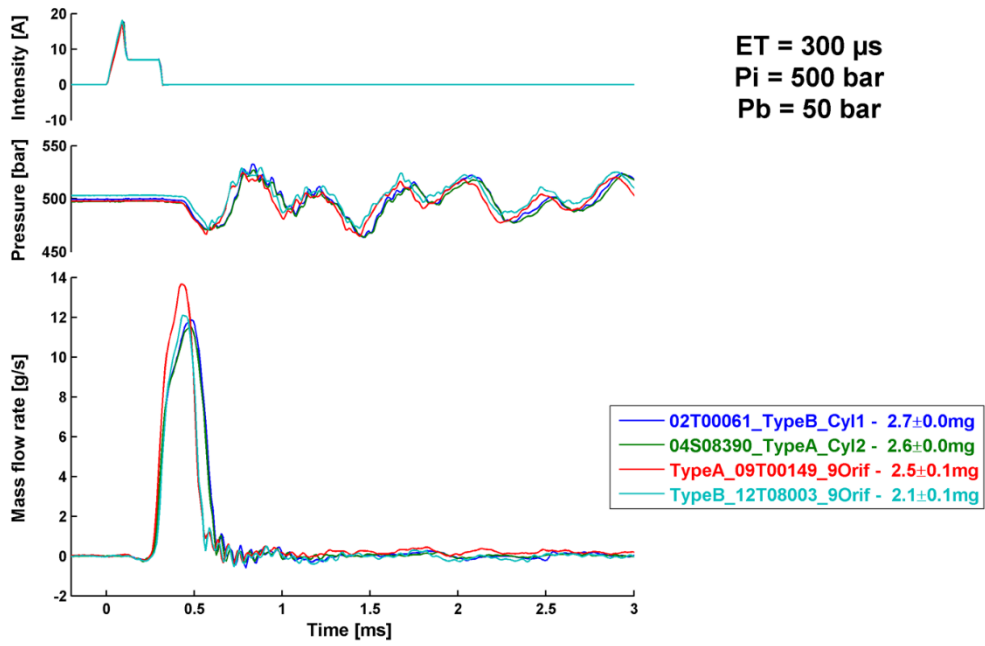


Figura 4.1: Masa de combustible inyectada frente a ET (I)

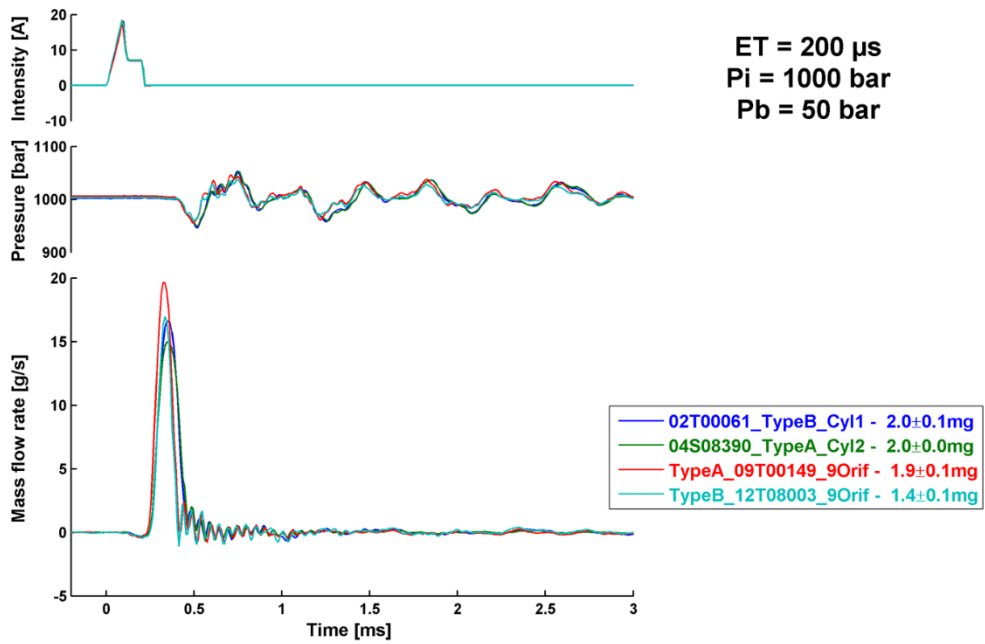


Figura 4.2: Masa de combustible inyectada frente a ET (II)

3.2.2. Corrección del mapa ET I

Se han empleado dos metodologías para la corrección del mapa ET con el fin de conseguir cantidades similares para ambos inyectores STD-9 y MOD-9. A continuación se detallan los procedimientos:

1. Basada en las medidas de la balanza de combustible:
 - Primero se fija la presión de inyección y el régimen de giro del motor.
 - Se ajusta el valor de la R2, R1, y A1 al valor que se desea ajustar.
 - Se ajusta el pedal del acelerador hasta conseguir una inyección principal con la misma masa requerida que en los otros pulsos. De este modo, garantizamos que el ET utilizado para todas las inyecciones sea el mismo.
 - Se ajusta el mapa de ET hasta que la cantidad medida con la balanza sea igual a 4 veces la masa que se desea ajustar.
 - El problema de este método es que depende de la precisión de la balanza para cantidades tan pequeñas, la cual no es todo lo alta que sería deseable.
2. Basada en la función de transferencia de los datos de la tasa de inyección para cada inyector obtenidos anteriormente [15]:
 - Obtener una correlación IQ vs ET para los inyectores MOD y STD
 - Aplicar un factor al ET del inyector estándar, de modo que la correlación de cantidad vs ET sea igual a la del inyector MOD. El resultado de esta metodología se puede ver sobre la figura 4.3.
 - Esta metodología se repite para cada uno de los puntos donde hay datos medidos de cantidad inyectada (20 en total), obteniendo un factor de escala para cada uno de ellos. La función de transferencia del mapa completo de ET se genera por interpolación lineal de estos factores de escala
 - El problema para este método es la disponibilidad de un número limitado de datos de tasa de inyección medida, por lo que el resultado depende en gran medida de la calidad de la interpolación.

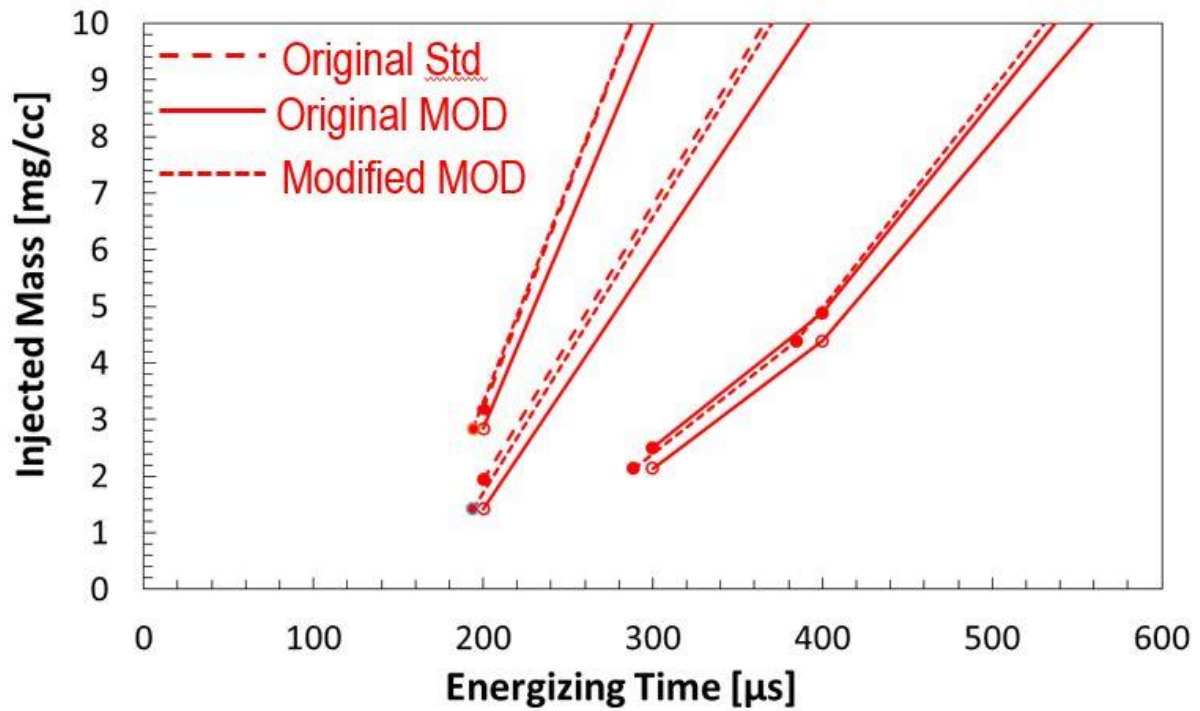


Figura 4.3: Detalle de la metodología 2

Tras aplicar ambas metodologías obtenemos los siguientes valores del mapa ET corregido para los puntos base

Point	9 orificios STD				9 orificios MOD metodología 1				9 orificios MOD metodología 2			
	R2	R1	M	A1	R2	R1	M	A1	R2	R1	M	A1
1250x2	246	260	289	246	258	271	310	258	262	274	320	262
2000x5	210	210	377	203	219	219	411	212	223	223	395	216
2000x8	193	199	495	193	227	233	500	227	206	211	526	206
1500x14	181	185	743	0	199	203	750	0	193	195	779	0

Figura 4.4: Mapa ET corregido

Como podemos ver, ambas metodologías muestran valores de ET similares para los puntos 1250x2 y 2000x5, mientras que para los dos otros puntos se observan valores diferentes.

En el siguiente punto se analiza la ley de liberación de calor para cada uno de los inyectores usando ambas metodologías de corrección del mapa ET.

3.2.2.1. Análisis de la ley de liberación de calor 1250x2

En el siguiente grafico se muestran las presiones en cámara y la ley de liberación de calor para cada inyector STD-9 y MOD-9:

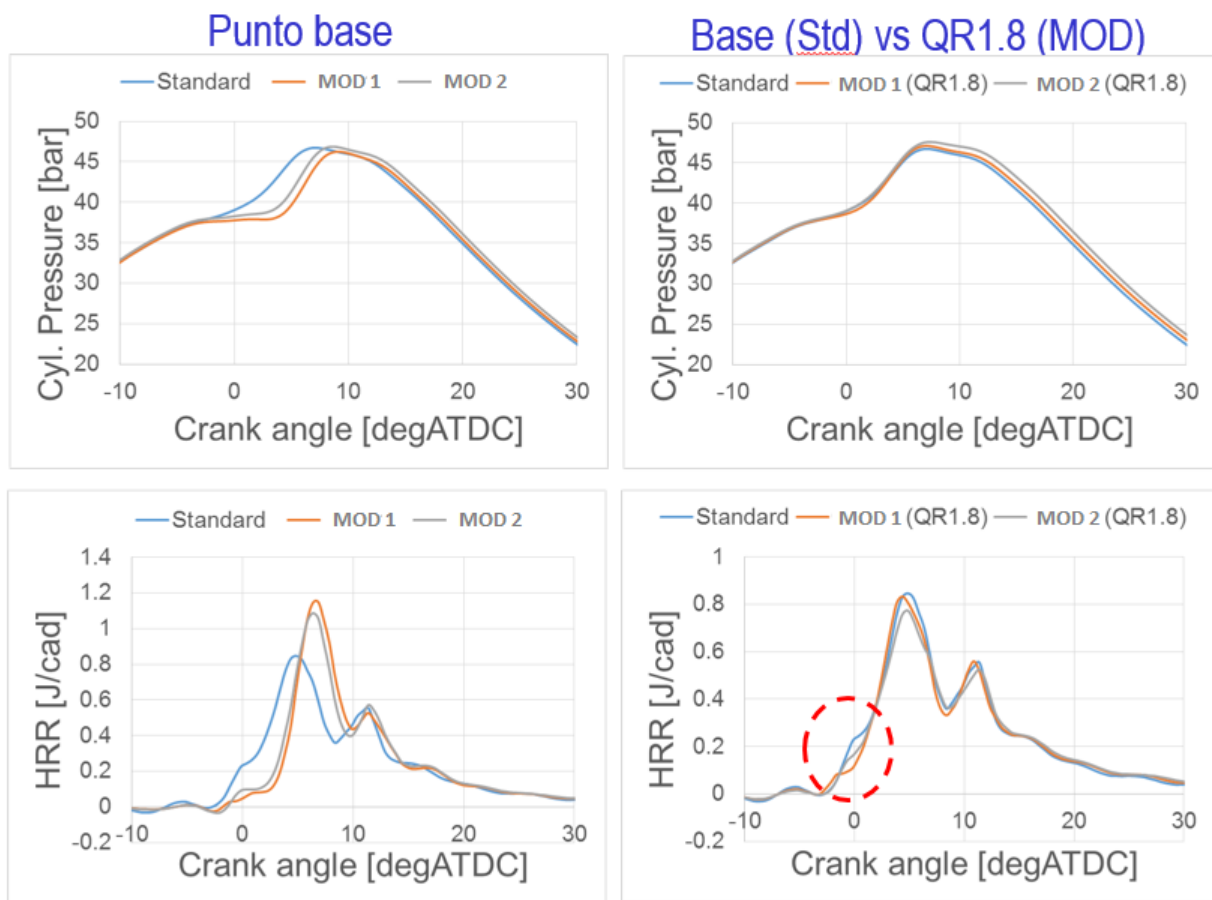


Figura 4.5: Mapa ET corregido: Influencia sobre la ley de liberación de calor para el punto 1250x2

Analizando los gráficos podemos concluir:

- En el inyector estándar se pueden apreciar 3 zonas en la ley de liberación de calor liberado. La primera de ellas, en torno a punto muerto superior (PMS), es de baja intensidad y se corresponde con la combustión parcial de las inyecciones piloto. La segunda, aproximadamente entre 2 y 8 grados después del PMS, se corresponde con la combustión de la masa restante de los pilotos y la mayor parte de la inyección principal. Finalmente, se produce un tercer pico en la ley de liberación de calor como consecuencia de la masa de combustible añadida por la post-combustión durante la cola de la combustión principal.
- Con ambas metodologías, el inyector MOD muestra una intensidad de combustión de la primera fase (pilotos) mucho menor. Esto se traduce en un aumento del pico de premezclada de la inyección principal, produciendo un baricentro de la combustión más retrasado.
- Si se busca corregir este efecto, se puede ver la necesidad de incrementar significativamente la inyección piloto (+0.6 mm³/st) para obtener valores comparables de la presión en la cámara y de la ley de liberación de calor.
- Aun así, se observa que los inyectores MOD tienen una menor combustión en la inyección piloto.

3.2.2.2. Barrido QR para 1250x2

Los gráficos de la figura (4.6) muestran un comparativo entre los inyectores STD-9 y MOD-9 usando ambas metodologías para la corrección del mapa ET frente a un barrido de QR a 1250x2:

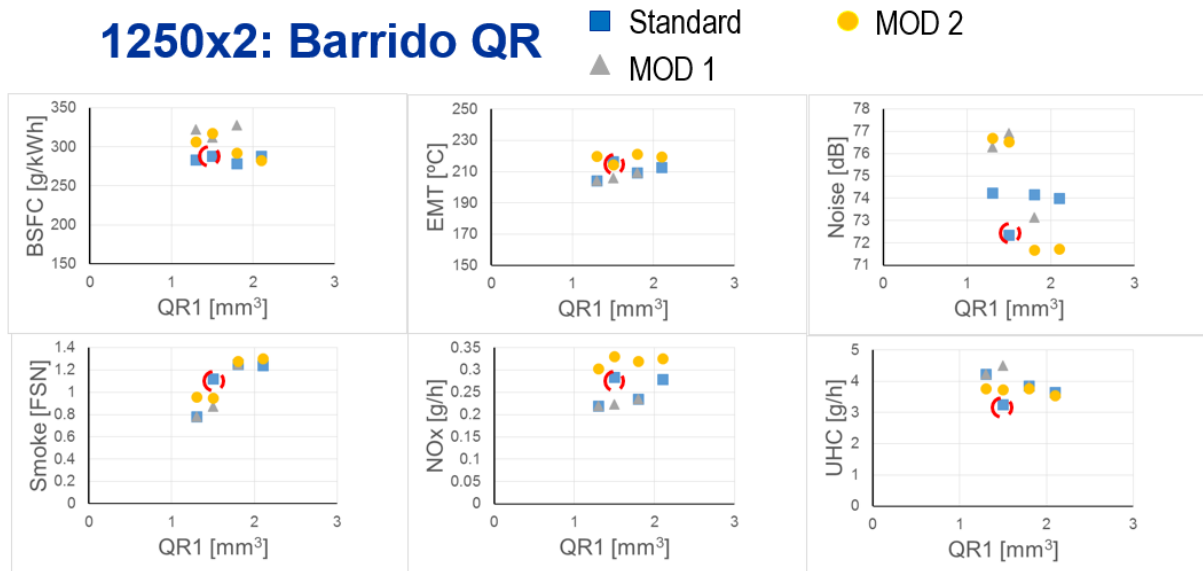


Figura 4.6: Barrido QR 1250 rpm y 2 bar pme

Observando los gráficos podemos concluir:

- Usando los inyectores MOD con un QR1.8 de la metodología 2 (MOD 2), es posible obtener un consumo y un ruido similares al inyector STD con una ligera mejora en los humos y los NOx. Esto nos indica que, a igualdad de ley de liberación de calor, el inyector modificado presenta ciertas ventajas en cuanto a la calidad de la mezcla aire-combustible producida.
- Los inyectores MOD son muy sensibles a variaciones de la inyección piloto, especialmente en lo referido al ruido de combustión, donde las variaciones son muy significativas.

3.2.2.3. Barridos globales 1250x2

Una forma de analizar el comportamiento macroscópico de los inyectores consiste en ver los valores obtenidos en todos los puntos medidos. Al haberse producido los

ensayos en igualdad de parámetros de calibración para cada inyector, es posible observar tendencias en cuanto a la contribución del inyector a la mejora del rendimiento (en términos de consumo específico) o emisiones. A esto lo denominaremos en adelante como “barridos globales”.

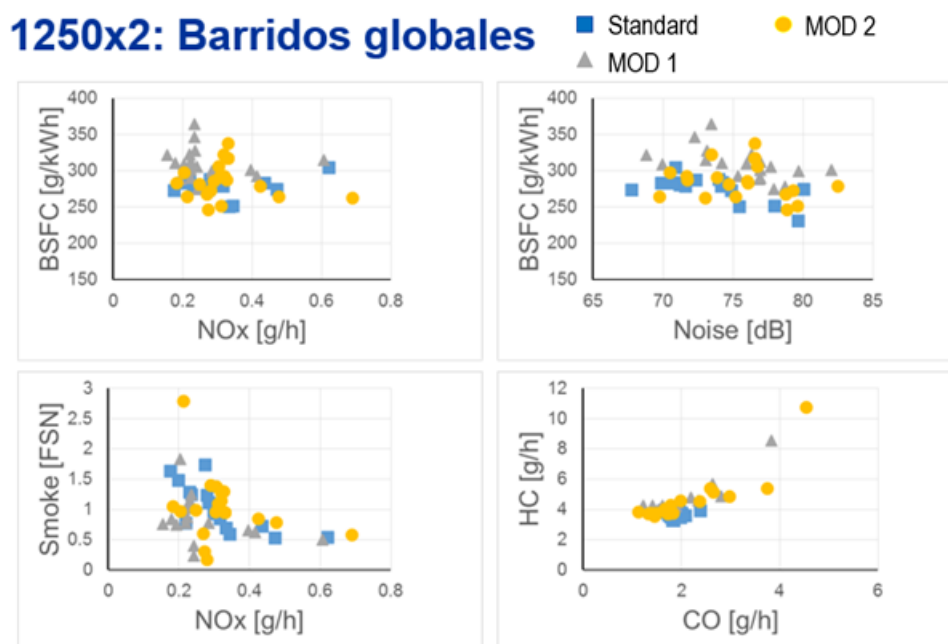


Figura 4.7: Barridos globales de los inyectores STD-9 y MOD-9 usando las dos metodologías de corrección del mapa ET a 1250x2

Viendo los rangos de variación de estos barridos globales, es posible ver que el inyector modificado presenta zonas de mejor comportamiento en emisiones de hollín y NOx comparado con el estándar, mientras que el consumo y el resto de emisiones se han deteriorado ligeramente. No obstante, conviene recordar que en este punto ambas metodologías conllevan una diferencia significativa en la ley de liberación de calor, que puede enmascarar parte de las tendencias observadas. Por este motivo, se ha decidido repetir los distintos barridos con una cantidad de inyecciones piloto aumentada, de modo que la ley de liberación de calor fuera consistente. El resultado se analizará en la sección 3.2.3.

3.2.2.4. Análisis de la ley de liberación de calor 2000x5

Los siguientes gráficos muestran el comportamiento de la presión en la cámara de combustión y la ley de la liberación de calor a 2000x5 para los inyectores STD-9 y MOD-9 usando las dos metodologías de corrección del mapa ET.

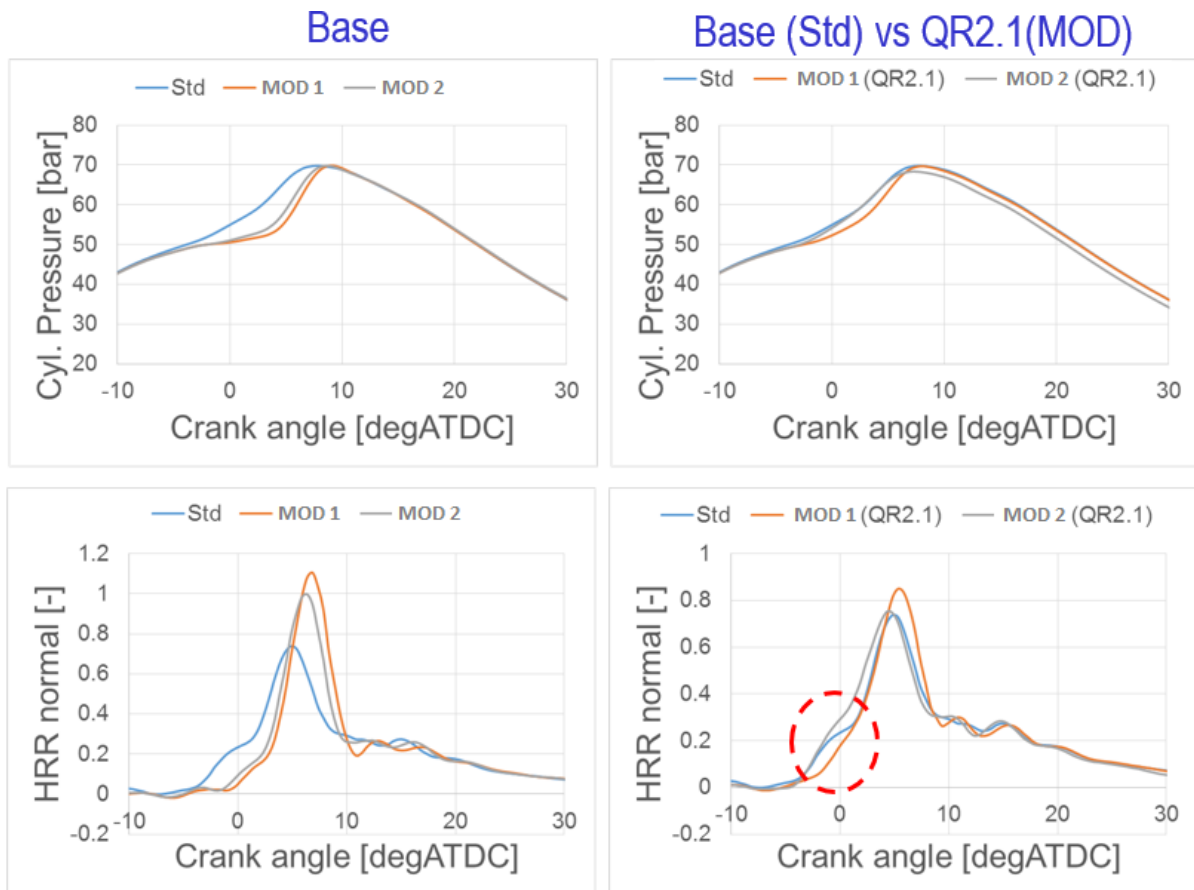


Figura 4.8: Corrección del mapa ET: Influencia sobre la ley de liberación de calor (2000x5)

Se puede concluir que:

- De nuevo, es posible ver que para bajas cargas la combustión de las inyecciones piloto es menos eficiente en el inyector modificado, produciéndose diferencias significativas en el pico de la ley de liberación de calor.

- Para lograr presiones comparable en la cámara entre los inyectores STD y MOD, es necesario un incremento importante en la cantidad inyectada en la inyección piloto (+1.2 mm³/st)

3.2.2.5. Barrido QR 2000x5

Los gráficos de la figura (4.9) muestran una comparativa entre los inyectores STD-9 y MOD-9 usando ambas metodologías para la corrección del mapa ET frente a un barrido de QR a 2000x5:

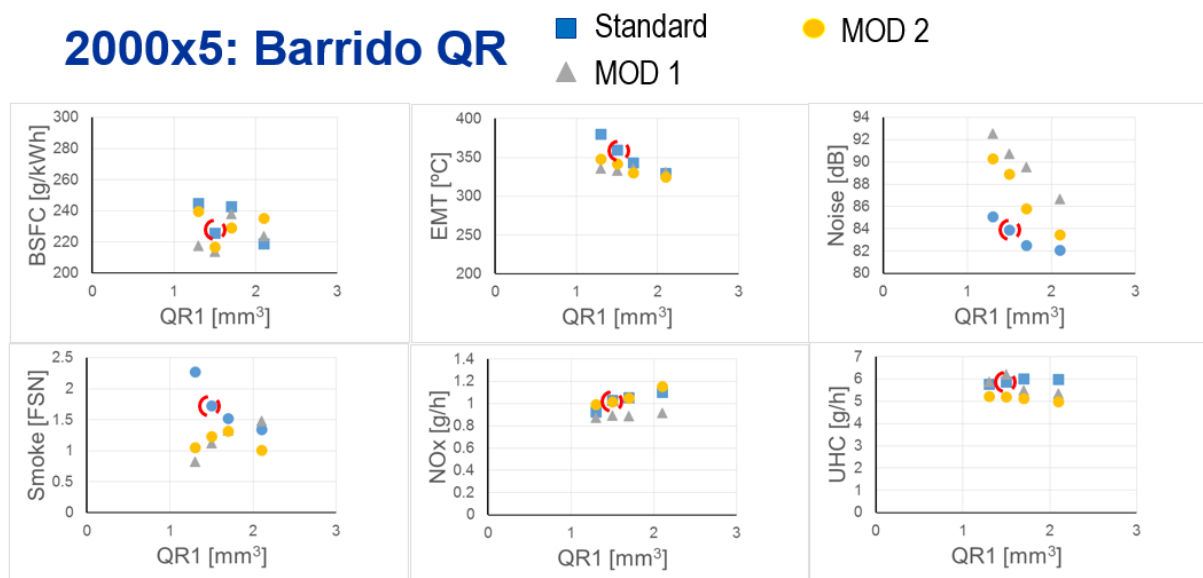


Figura 4.9: Barrido QR 2000x5 STD vs MOD 1 vs MOD 2

Podemos concluir que:

- Usando inyectores MOD con un QR2,1 definido con la metodología 2, es posible lograr niveles de NOx y ruido similares al STD en su calibración base (marcadas en círculo rojo), mejorando significativamente los humos. Este resultado es consistente con el ya visto en el punto anterior.
- Existe una pequeña deterioración de la temperatura de los gases de escape para los inyectores MOD, probablemente como consecuencia de una mayor eficiencia de la post-combustión.

3.2.2.6. Barridos globales 2000x5

Los gráficos de la siguiente figura muestran un resumen de los barridos globales que se pueden ver con más detalle en los anexos.

2000x5: Barridos globales

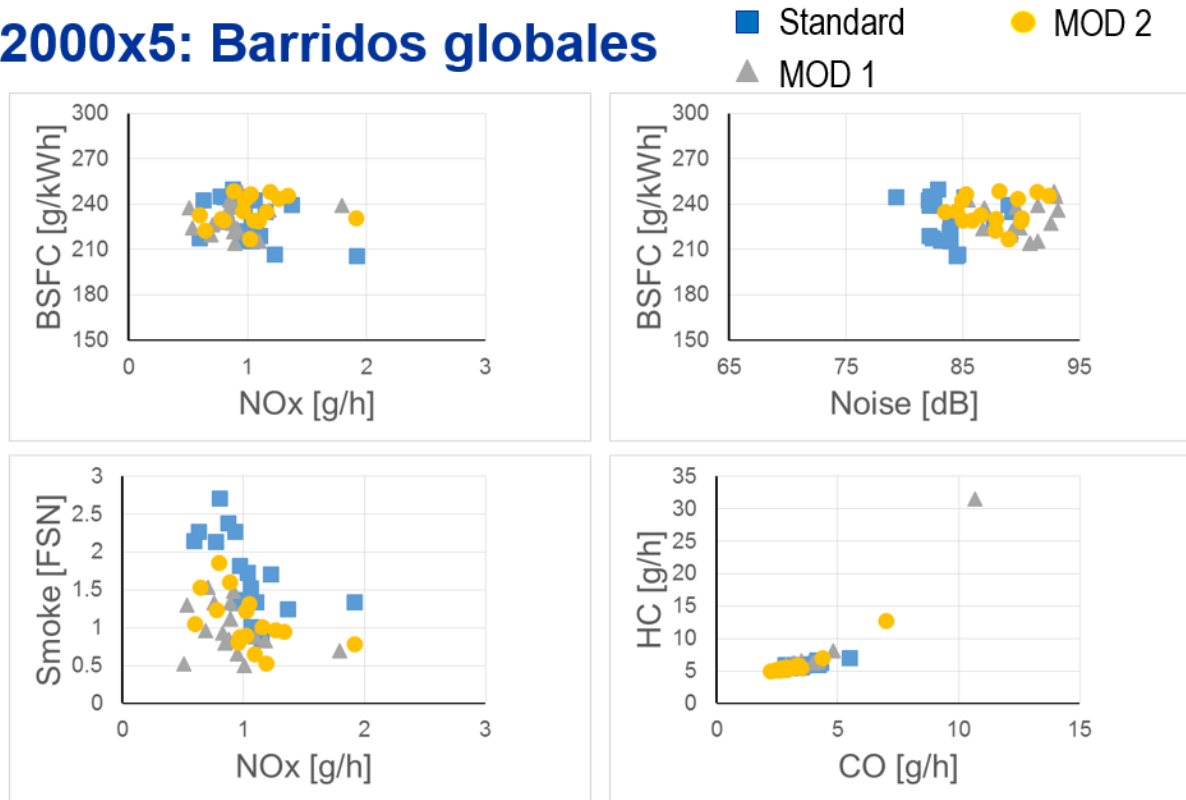


Figura 4.10: Barridos globales 2000x5 STD vs MOD 1 vs MOD 2

En este caso, se puede apreciar cómo los valores obtenidos de consumo específico y emisiones HC/CO son muy similares para ambos inyectores. En cambio, la nube de puntos producida por el inyector modificado está claramente en una zona favorable con respecto al balance de emisiones de humos y NOx, mientras se produce un ligero aumento del ruido de combustión. Este aumento de ruido se debe probablemente a la menor eficiencia de las inyecciones piloto, que producen una mayor combustión premezclada en la principal.

3.2.2.7. Análisis de la ley de liberación de calor para 2000x8 y 1500x14

En los siguientes gráficos se muestran las presiones en cámara junto con la ley de liberación de calor para cada inyector STD-9 y MOD-9 a 2000x8 y 1500x14

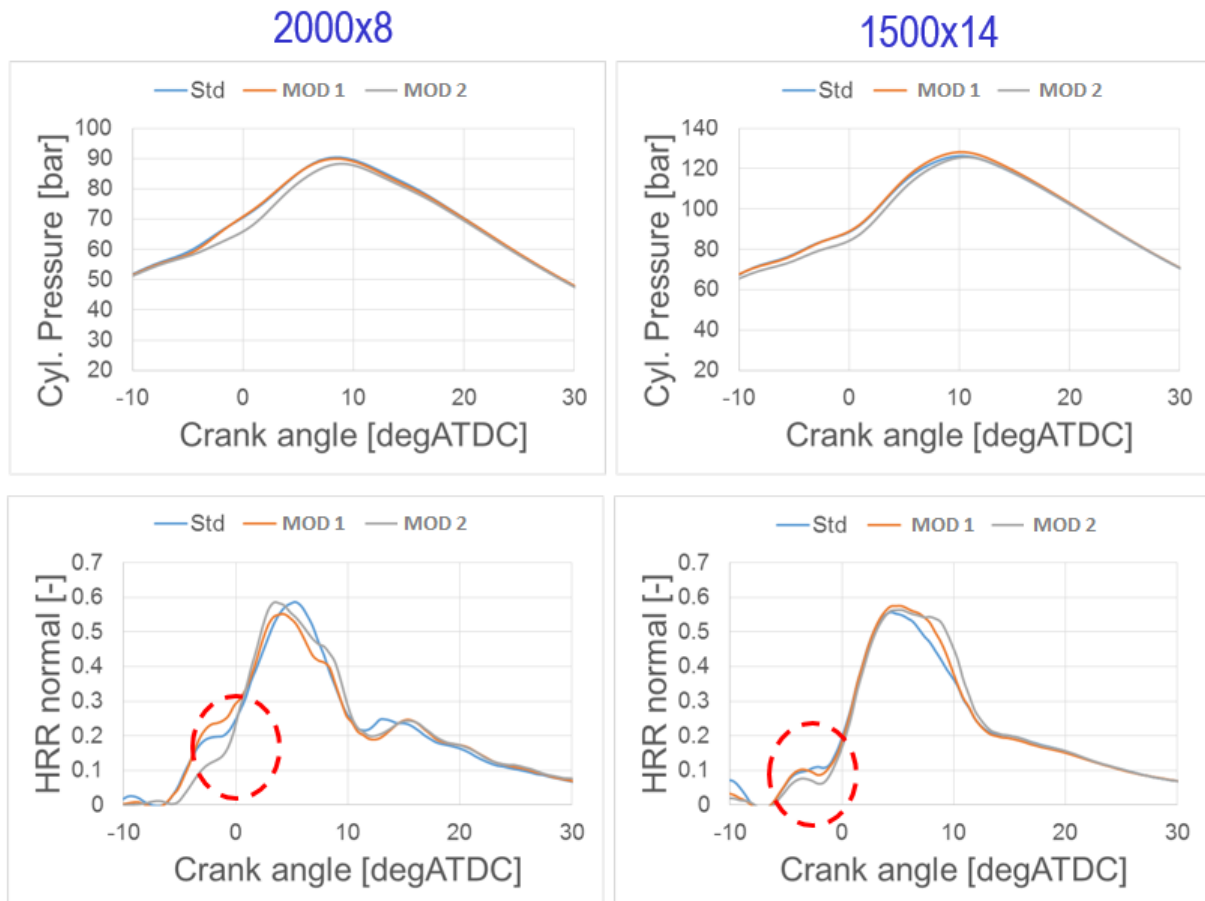


Figura 4.11: Influencia de la corrección del mapa ET sobre la ley de liberación de calor para 2000x8 y 1500x14

De los gráficos anteriores podemos deducir:

- Comparado con los casos anteriores a menor carga, podemos apreciar cómo existe una mayor combustión principal, fundamentalmente producida por difusión. Además, en caso del punto 1500x14 la calibración propuesta incluye únicamente

3 inyecciones (2 pilotos + principal), por lo que no se produce ninguna post-combustión.

- En este caso para ambos puntos (2000x8 y 1500x14) las dos metodologías pueden considerarse como válidas, al producir resultados de presión en cámara y ley de liberación de calor similares para ambos inyectores. En cualquier caso, parece que la metodología 1 muestra una mayor consistencia.
- Aun así, podemos observar diferencias en la forma de la liberación de calor para las inyecciones piloto y principal.

3.2.2.8. Barrido EGR 2000x8

Los gráficos de la siguiente figura muestran el efecto de un barrido de EGR sobre los gases de escape, consumo y ruido



Figura 4.12: Barrido EGT 2000x8 para los inyectores STD y MOD

De los gráficos anteriores podemos destacar:

- Para la metodología 1 (con una LLC similar al STD) observamos una mejora en los humos y los NOx pero con un aumento del ruido y una bajada de la temperatura del escape (-15°C)

- El ruido se puede compensar parcialmente con una diferente definición de la masa de las inyecciones piloto (metodología 2), llegando a valores de emisiones intermedios.
- En general, el inyector modificado presenta un menor consumo de combustible.

3.2.2.9. Barridos globales 2000x8

Los gráficos de la siguiente figura muestran un resumen de los barridos globales que se pueden ver con más detalle en los anexos

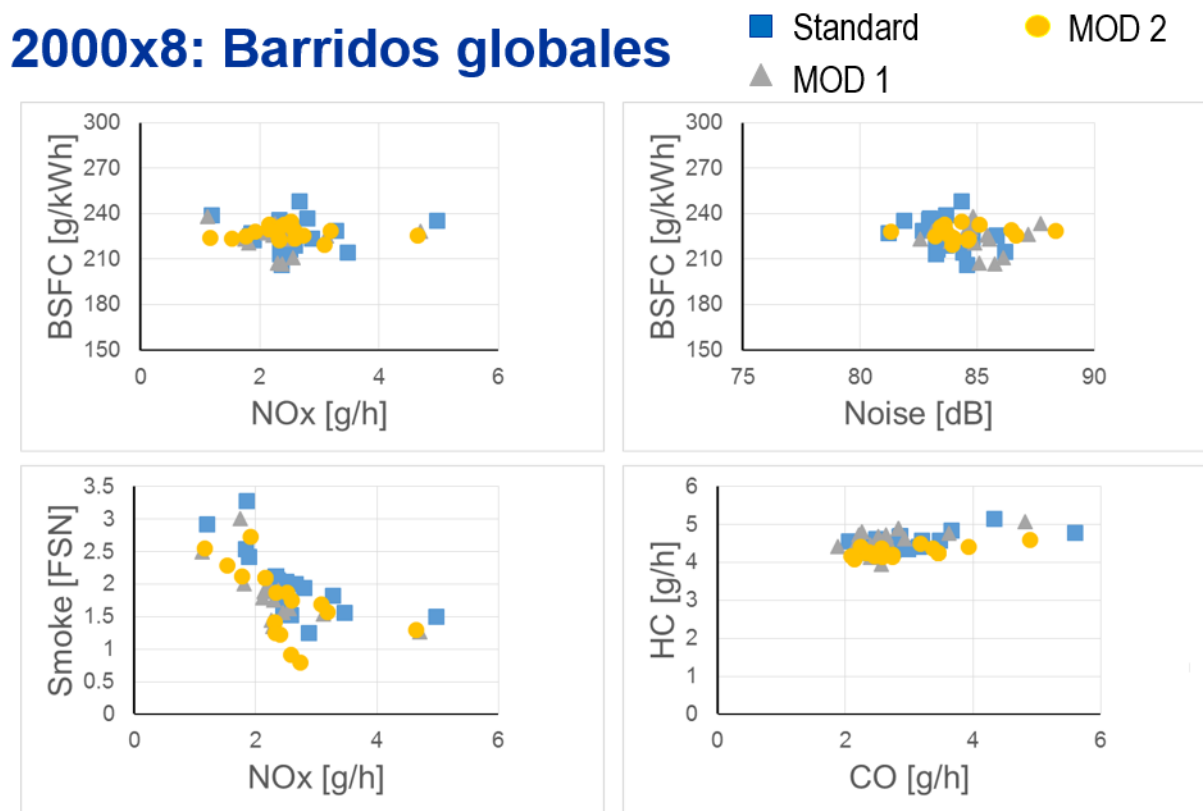


Figura 4.13: Barridos globales 2000x8 para inyectores STD y MOD

En estos barridos globales se confirman las conclusiones anteriormente observadas (menores emisiones hollín/NOx, mejor consumo y mayores niveles de ruido de combustión).

3.2.2.10. Barrido EGR 1500x14

Los gráficos de la siguiente figura muestran el efecto de un barrido de EGR sobre los gases de escape, consumo y ruido

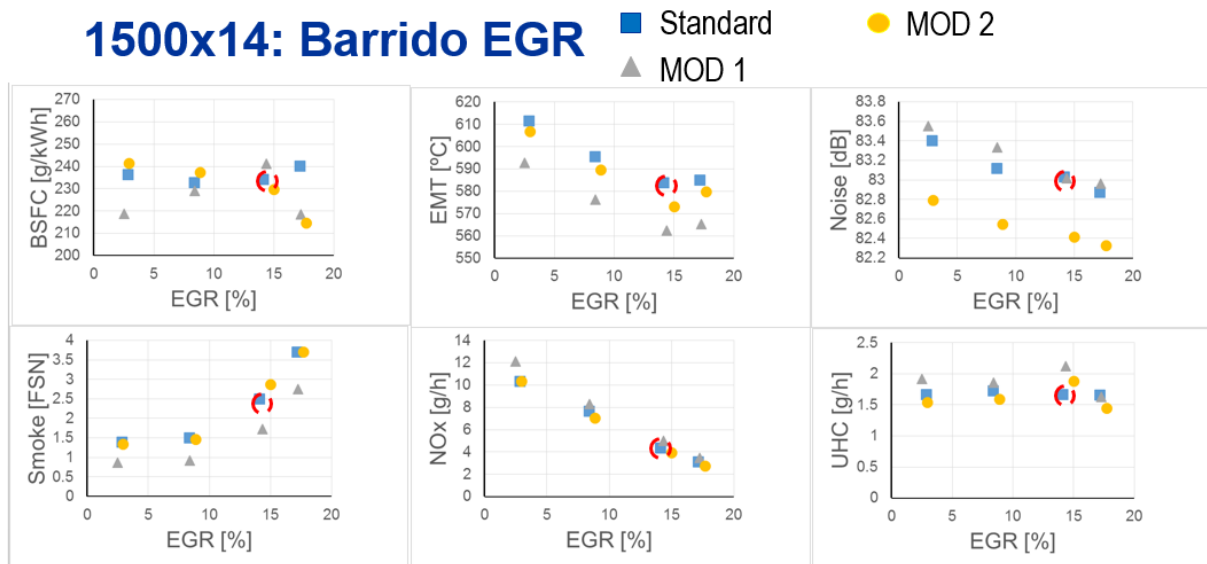


Figura 4.14: Barrido EGR 1500x14

- Para la metodología 1 (con una LLC similar al STD) observamos una mejora en los humos pero con una bajada de la temperatura de los gases de escape (-20°C). El resto de los parámetros se mantienen aproximadamente constantes.
- Con la metodología 2 la temperatura se recupera parcialmente, con una bajada en el ruido y emisiones similares al punto base STD.

3.2.2.11. Barridos globales 1500x14

Los gráficos de la siguiente figura muestran un resumen de los barridos globales que se pueden ver con más detalle en los anexos

1500x14: Barridos globales

■ Standard ● MOD 2
▲ MOD 1

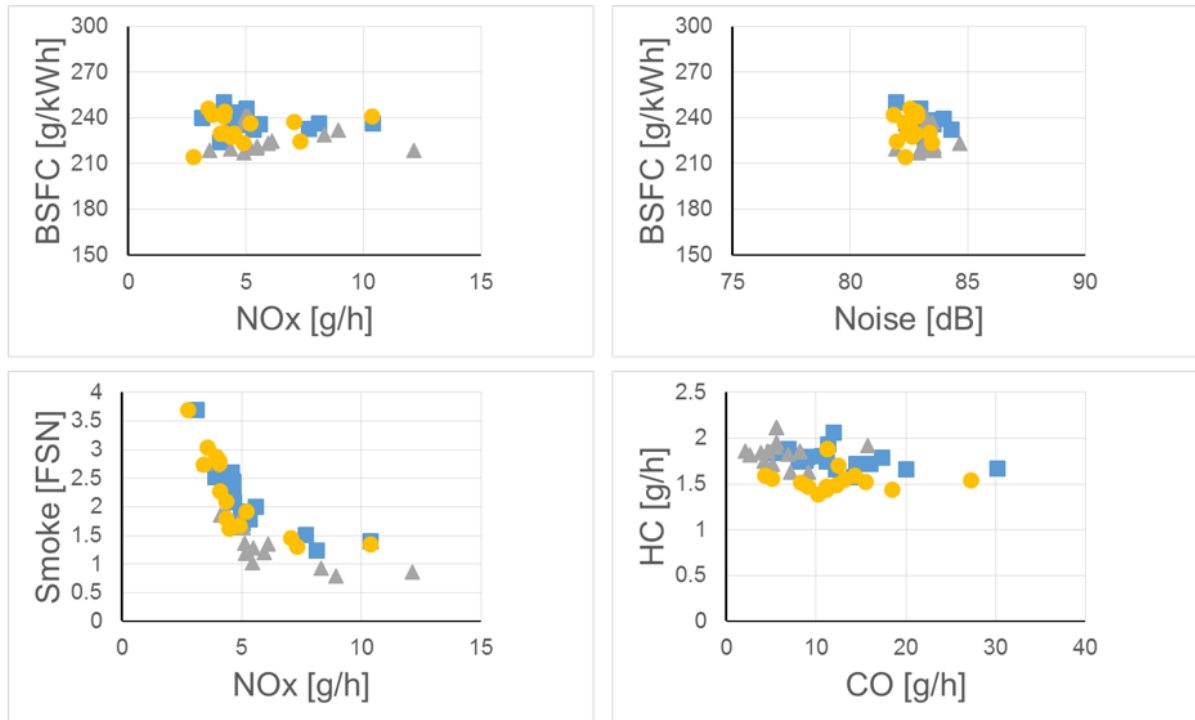


Figura 4.15: Barridos globales para el punto 1500x14

3.2.3. Corrección del mapa ET II

Tras analizar la ley de liberación de calor después del ajuste del mapa de ET según la metodología 1 y 2, se ha visto que la combustión de las inyecciones piloto mejoró pero seguía por debajo de los valores del inyector estándar STD-9 para los puntos 1250x2 y 2000x5. Por este motivo, lo que se ha decidido es rehacer los ensayos con una mayor duración de las inyecciones piloto y post-inyección, de modo que la ley de liberación de calor se ajuste mejor. La siguiente tabla muestra los valores ET finales de los puntos base considerados para este ulterior análisis.

Point	9 holes standard				9 holes CDS Methodology 1				9 holes CDS Final			
	R2	R1	M	A1	R2	R1	M	A1	R2	R1	M	A1
1250x2	246	260	289	246	258	271	310	258	279	287	292	260
2000x5	210	210	377	203	219	219	411	212	236	236	380	216

Figura 4.16: Valores finales del mapa ET para los puntos base

3.2.3.1. Análisis de la ley de liberación de calor 1250x2 y 2000x5

Los siguientes gráficos muestran la liberación de calor con el último ajuste del mapa ET aplicado a los inyectores MOD.

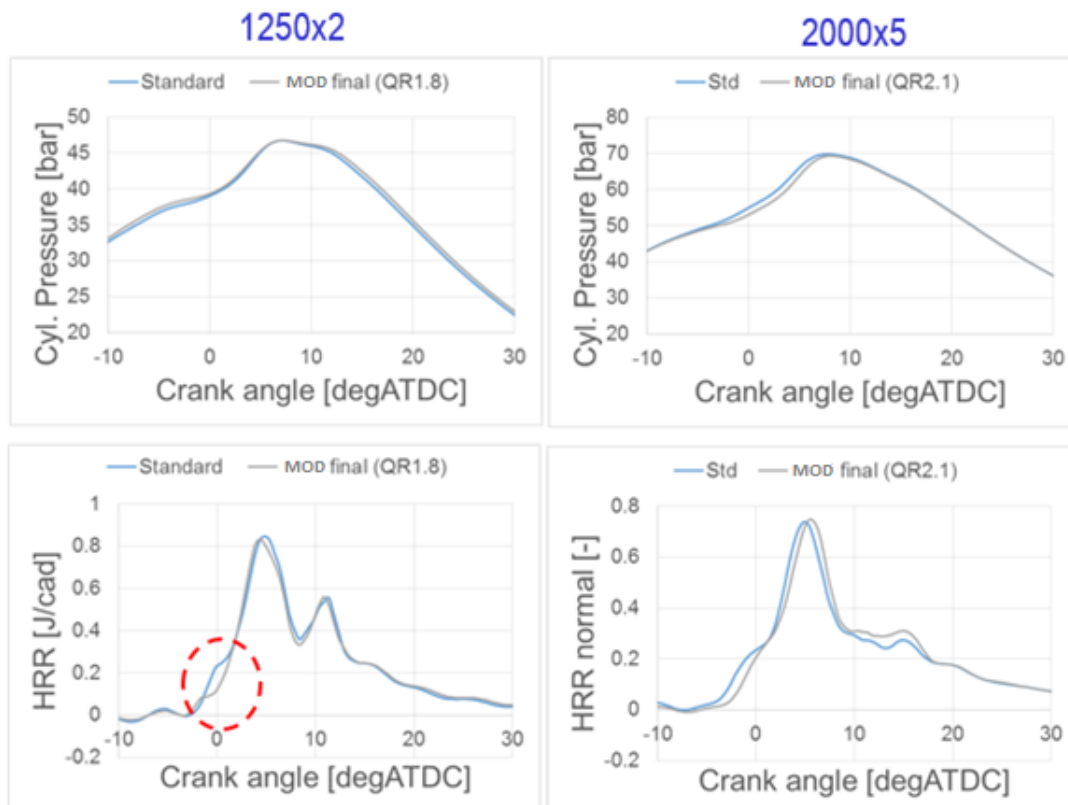


Figura 4.17: Comparativo final de la LLC y la presión en la CC para los puntos 1250x2 y 2000x5

Analizando los gráficos anteriores podemos ver que a pesar la corrección del ET, y del buen ajuste general de la liberación de calor, la parte correspondiente a la inyección piloto sigue siendo menor que la del inyector estándar en el caso de 1250x2. Podemos concluir que la diferencia no es debida a la diferencia en las masas inyectadas, que de hecho ahora debería ser superior para el inyector modificado, sino que es una característica propia a los inyectores MOD que quemán la inyección piloto de esta forma.

3.2.3.1. Barrido EGR 1250x2

Los gráficos de la siguiente figura muestran el efecto de un barrido de EGR sobre los gases de escape, consumo y ruido

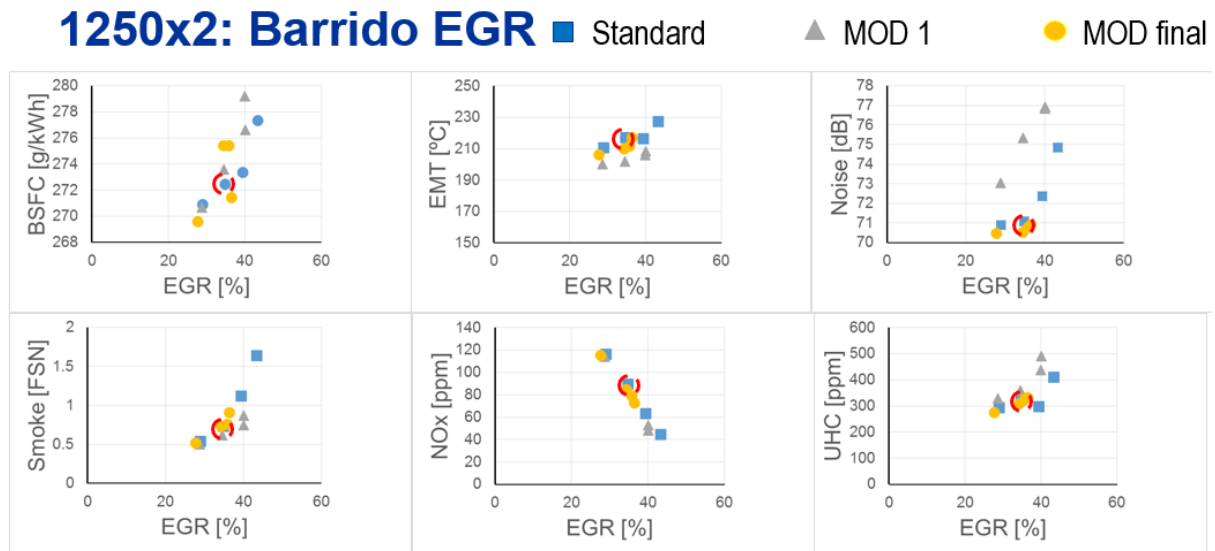


Figura 4.18: Barrido EGR 1250x2

Después del ajuste de la liberación de calor con la corrección del mapa ET final, ambos inyectores (MOD y STD) muestran una combustión y emisiones similares.

3.2.3.2. Barrido globales 1250x2

Los gráficos de la siguiente figura muestran un resumen de los barridos globales que se pueden ver con más detalle en los anexos.

1250x2: global

■ Standard

▲ MOD 1

● MOD final

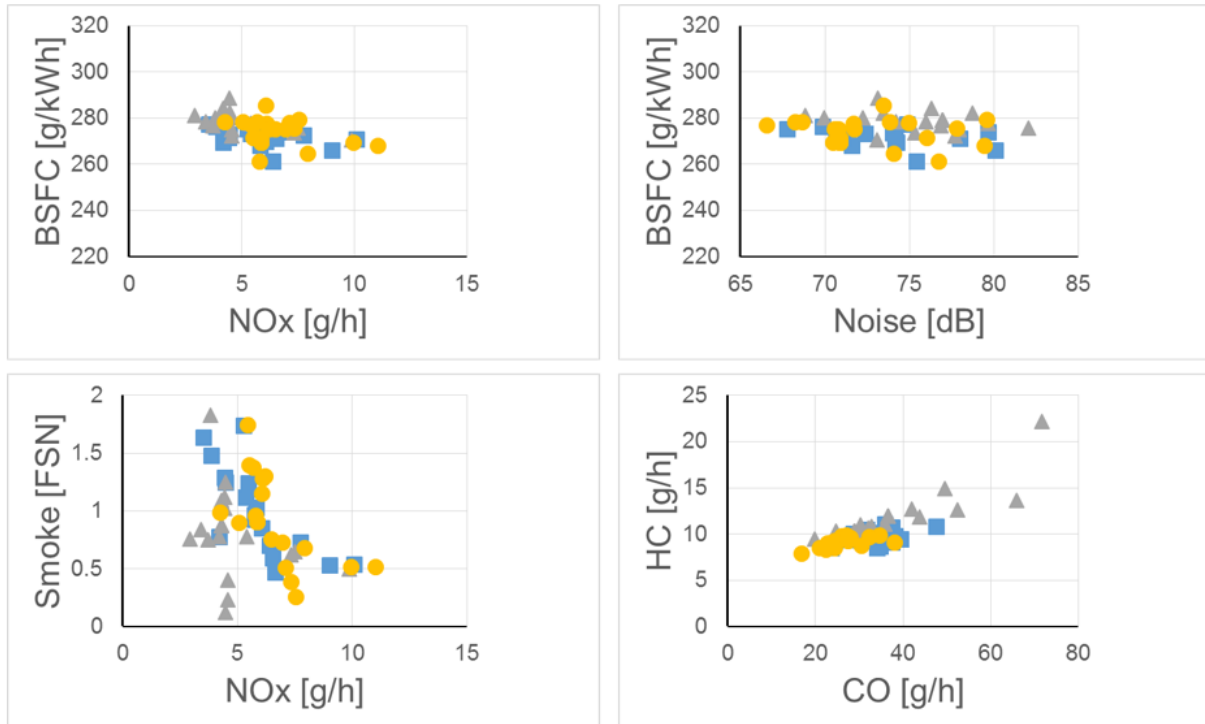


Figura 4.19: Barridos globales 1250x2

3.2.3.3. Barrido EGR 2000x5

Los gráficos de la siguiente figura muestran el efecto de un barrido de EGR sobre los gases de escape, consumo y ruido

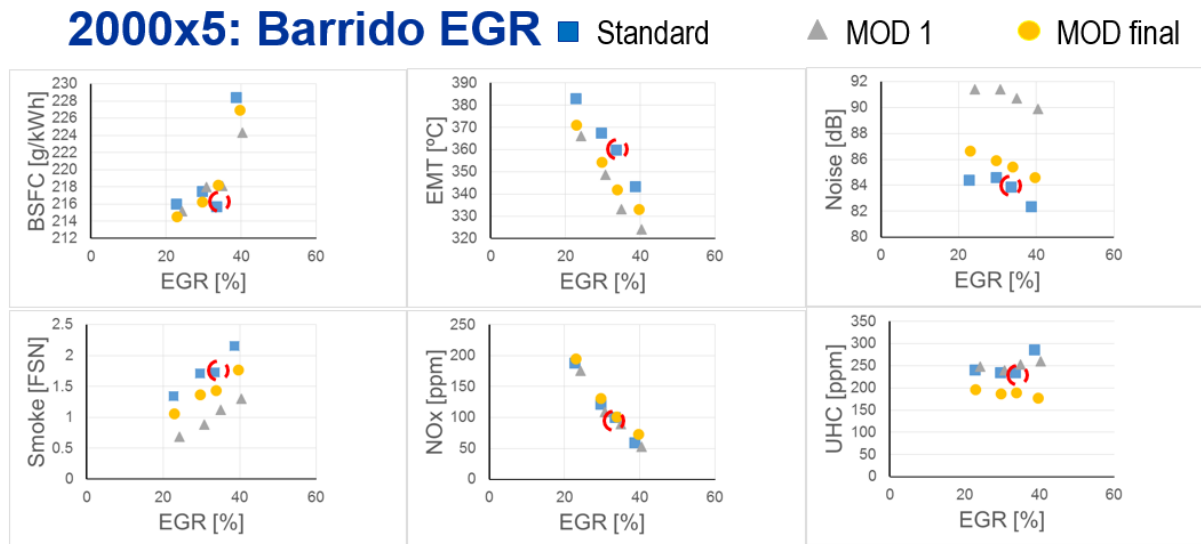


Figura 4.20: Barrido EGR 2000x5

Podemos concluir que:

- Con la corrección de la ley de liberación de calor, es posible lograr una bajada en las emisiones del hollín y de los UHC con una pequeña deterioración en el ruido y en la temperatura de los gases de escape.
- Inyectando la masa de combustible piloto original, hay una mejora en las emisiones de hollín pero con un incremento del ruido.

3.2.3.4. Barridos globales 2000x5

Los gráficos de la siguiente figura muestran un resumen de los barridos globales que se pueden ver con más detalle en los anexos.

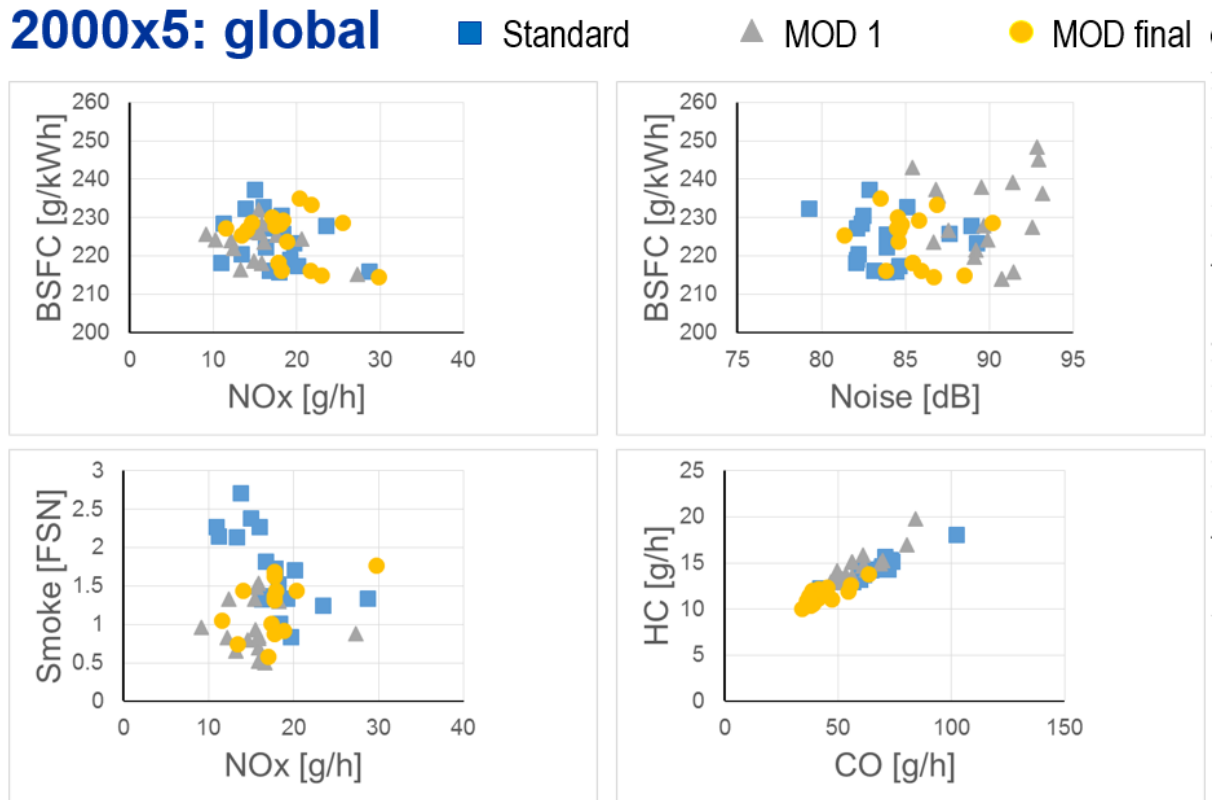


Figura 4.21: Barridos globales 2000x5

3.3. Comparativo toberas MOD 8 vs 9 orificios

3.3.1. Introducción

Tras la el comparativo del inyector STD-9 y MOD-9 con el mapa ET final se ha visto que ambos inyectores tienen una combustión y unas emisiones similares con una mejora en el hollín para los inyectores MOD. En este punto se comparan los inyectores MOD de 9 y 8 orificios usando la configuración final del mapa ET para ambos inyectores.

3.3.2. Barrido EGR 1250x2

Los gráficos de la siguiente figura muestran el efecto de un barrido de EGR sobre los gases de escape, consumo y ruido

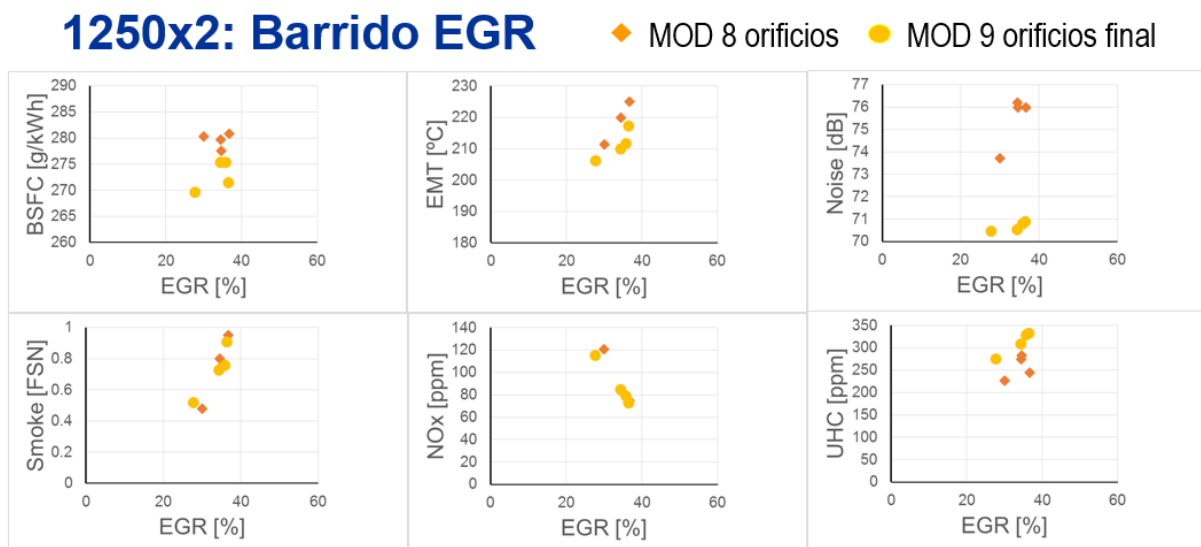


Figura 4.22: Barrido EGR 8 MOD vs 9 MOD

Los inyectores MOD de 8 orificios muestran unas emisiones similares de hollín y NOx comparados con los MOD-9. Además, muestran una ligera mejora en los UHC con un deterioro en el consumo y el ruido.

3.3.3. Barrido global 1250x2

Los gráficos de la siguiente figura muestran un resumen de los barridos globales que se pueden ver con más detalle en los anexos

1250x2: global

◆ MOD 8 orificios ● MOD 9 orificios final

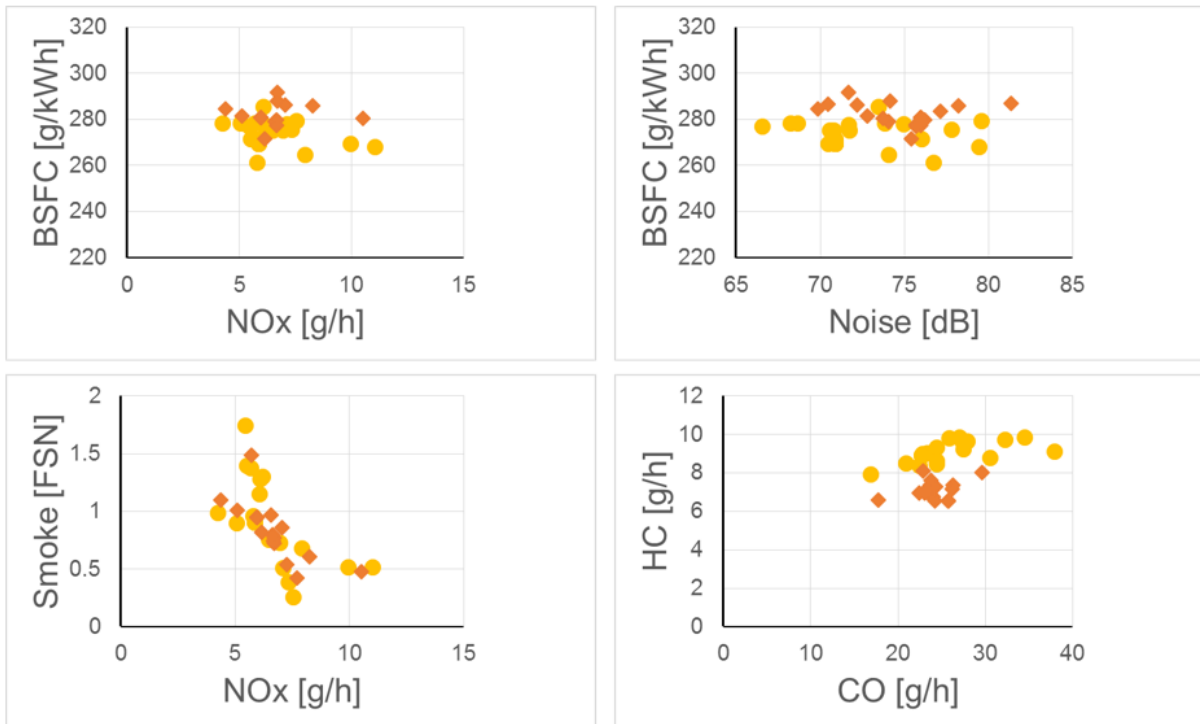


Figura 4.23: Barrido global 1250x2

3.3.4. Barrido EGR 2000x5

Los gráficos de la siguiente figura muestran el efecto de un barrido de EGR sobre los gases de escape, consumo y ruido

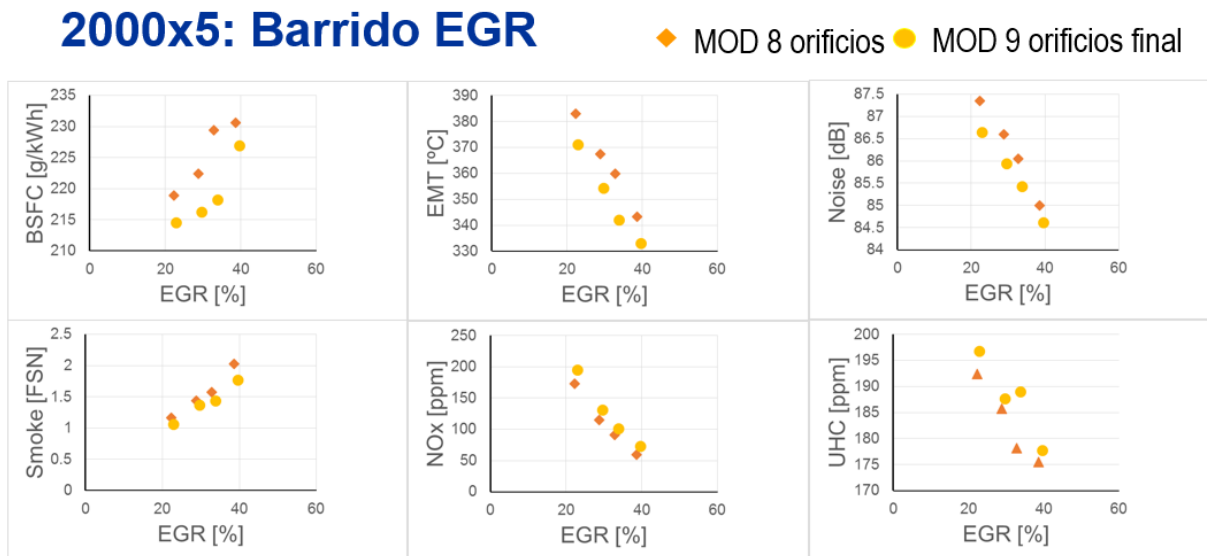


Figura 4.24: Barrido EGR 2000x5 MOD-8 vs MOD-9

Los inyectores MOD de 8 orificios muestran unas emisiones similares de hollín y NOx comparados con los MOD-9. Además, muestran una ligera mejora en los UHC con un deterioro en el consumo y el ruido.

3.3.5. Barrido global 2000x5

Los gráficos de la siguiente figura muestran un resumen de los barridos globales que se pueden ver con más detalle en los anexos

2000x5: global

◆ MOD 8 orificios ● MOD 9 orificios final

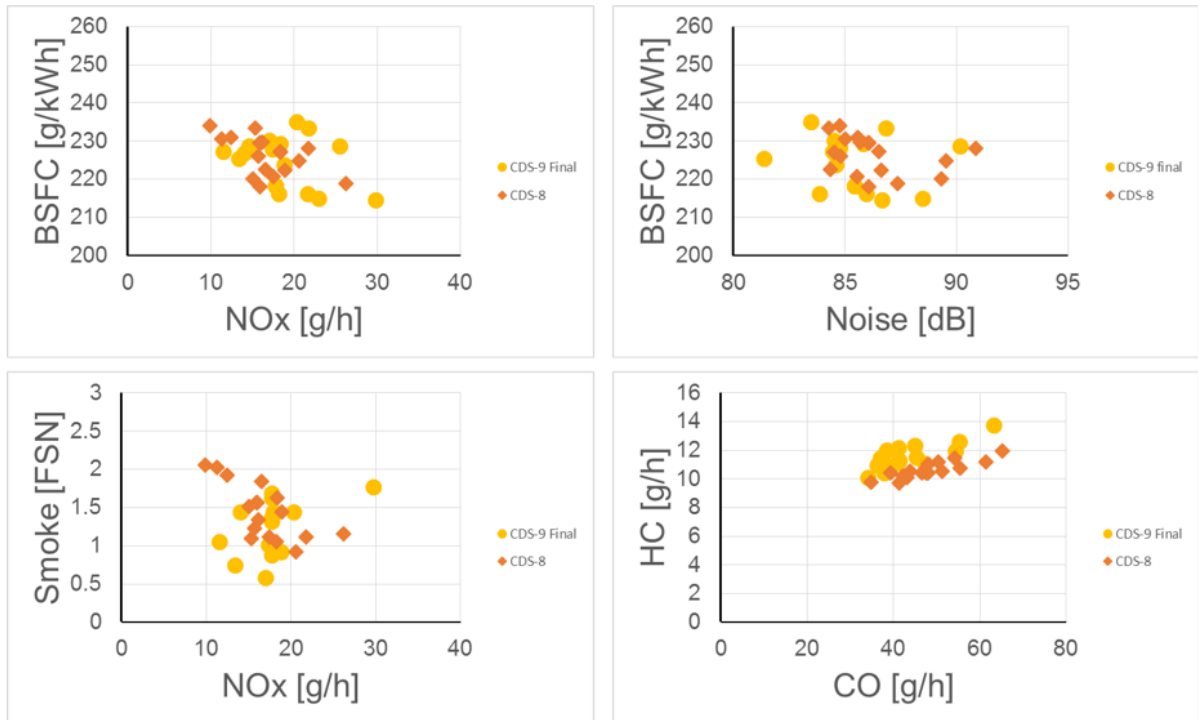


Figura 4.25: Barrido global 2000x5

3.3.6. Barrido EGR 2000x8

Los gráficos de la siguiente figura muestran el efecto de un barrido de EGR sobre los gases de escape, consumo y ruido

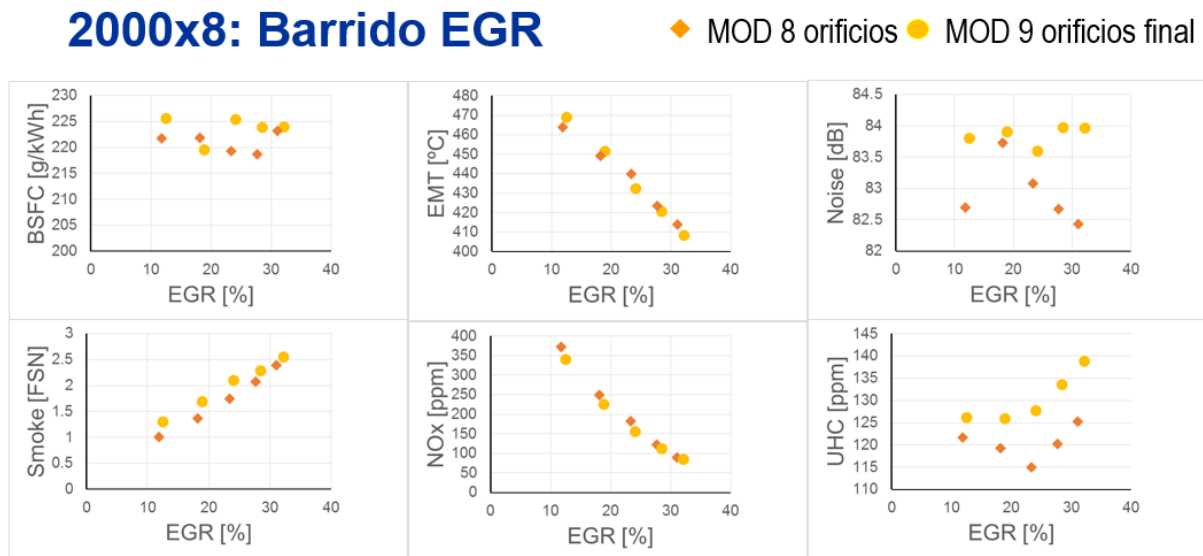


Figura 4.26: Barrido EGR 2000x8 MOD-8 vs MOD-9

Los inyectores MOD-8 muestran una combustión similar a los MOD-9 con una ligera mejora en los UHC y ruido.

3.3.7. Barrido global 2000x8

Los gráficos de la siguiente figura muestran un resumen de los barridos globales que se pueden ver con más detalle en los anexos

2000x8: global

◆ MOD 8 orificios ● MOD 9 orificios final

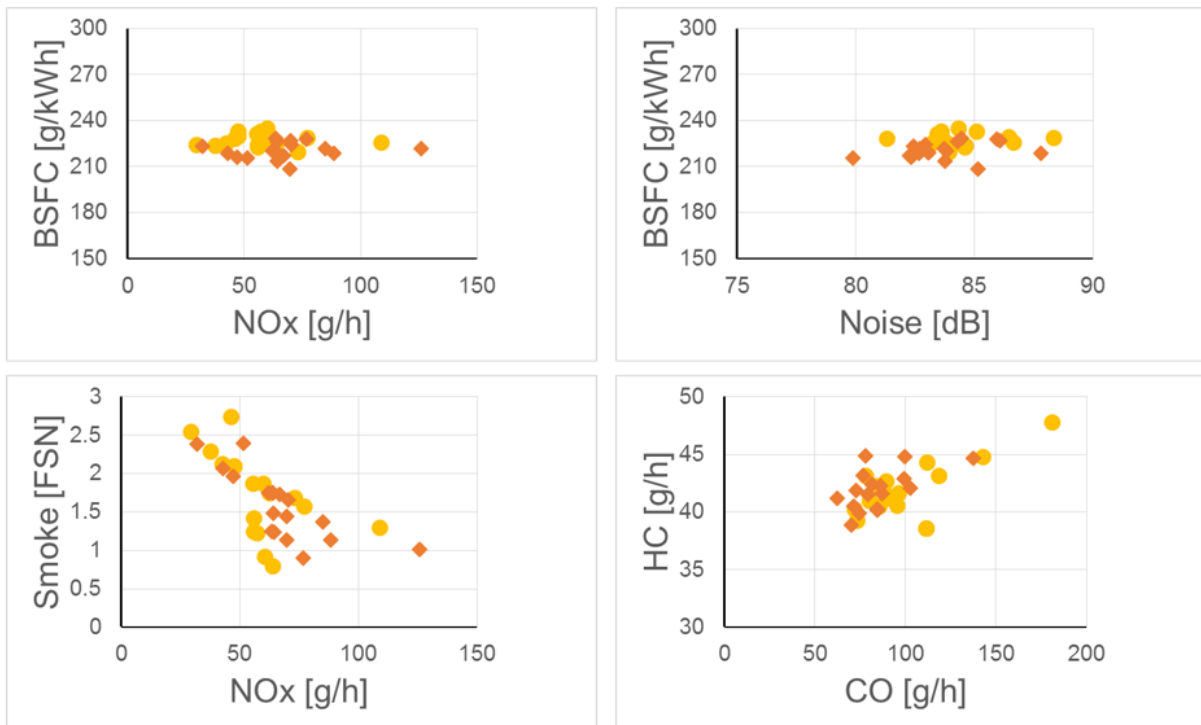


Figura 4.27: Barrido global 2000x8 MOD-8 vs MOD-9

3.3.8. Barrido EGR 1500x14

Los gráficos de la siguiente figura muestran el efecto de un barrido de EGR sobre los gases de escape, consumo y ruido

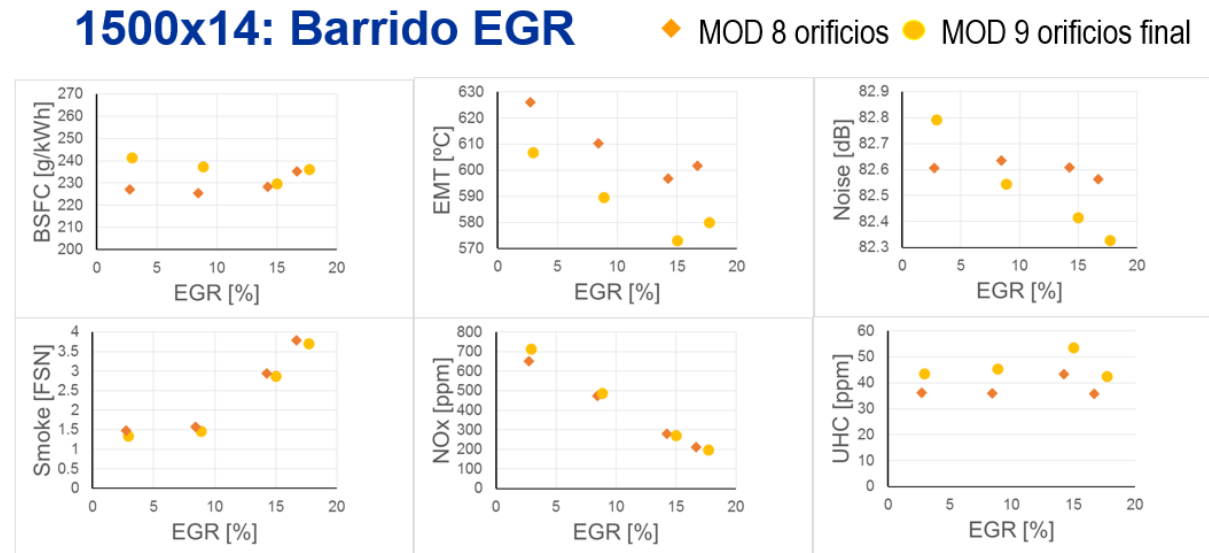


Figura 4.28: Barrido EGR 1500x14 MOD-8 vs MOD-9

Los inyectores MOD-8 son ligeramente mejores que los MOD-9 en consumo, UHC y Temperatura de los gases de escape con unas emisiones similares de hollín y NOx.

3.3.9. Barrido global 1500x14

Los gráficos de la siguiente figura muestran un resumen de los barridos globales que se pueden ver con más detalle en los anexos

1500x14: global

◆ MOD 8 orificios ● MOD 9 orificios final

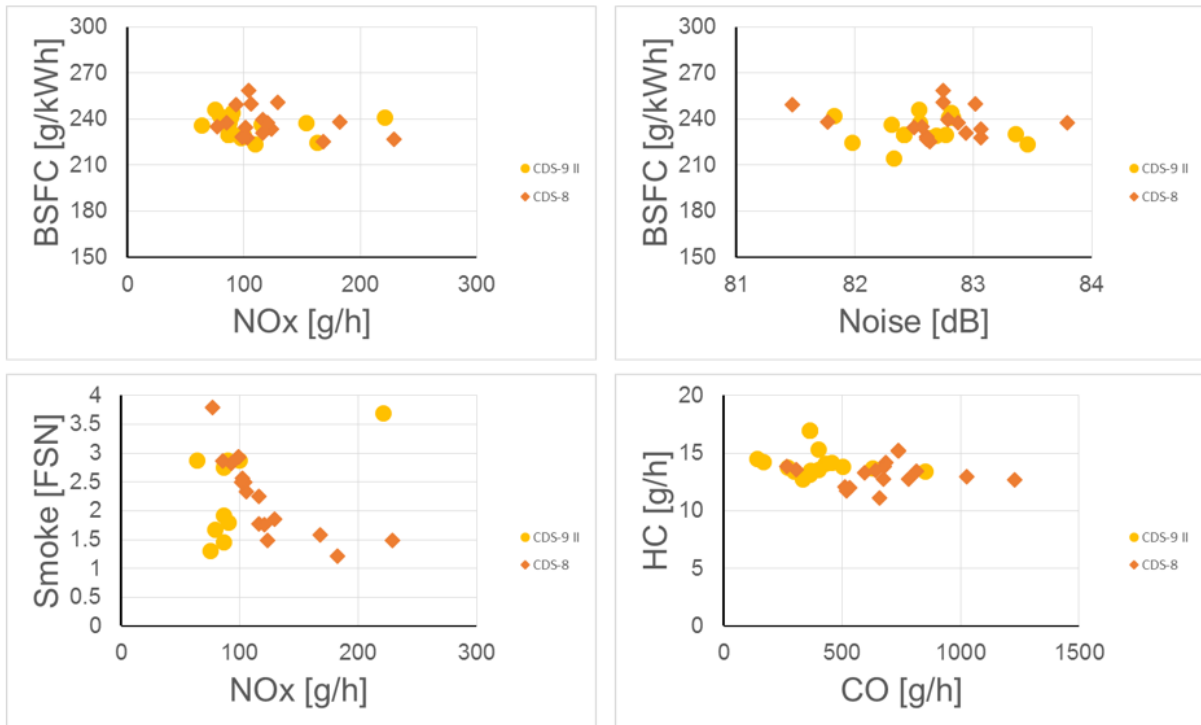


Figura 4.29: Barrido global 1500x14 MOD-8 vs MOD-9

3.4. Sensibilidad frente a los parámetros de inyección

A continuación se analizará la sensibilidad de cada uno de los inyectores a los distintos parámetros de calibración. Esta sensibilidad se ha computado como el cociente entre la diferencia de los valores máximo y mínimo de las principales respuestas del motor (consumo específico, ruido de combustión y emisiones) frente al rango de variación de los parámetros de cada barrido. En general, resulta interesante que esta sensibilidad sea lo más baja posible, de modo que la respuesta del motor sea más robusta frente a pequeñas variaciones en los parámetros de control, dando mayor libertad al calibrador.

3.4.1. Sensibilidad frente a un barrido QR

Los siguientes gráficos muestran la sensibilidad de los tres inyectores frente a barridos de QR:

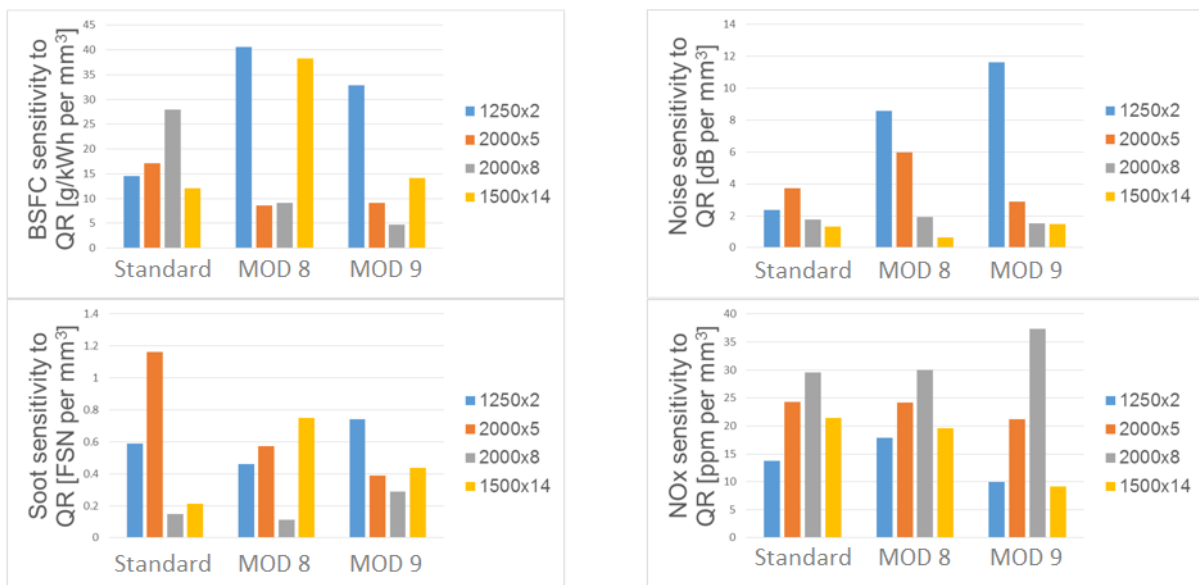


Figura 4.30: Sensibilidad frente a los un barrido QR

Generalmente los inyectores MOD-9 son más sensibles a las inyecciones piloto, especialmente en términos de consumo de combustible.

3.4.2. Sensibilidad frente a un barrido DT1

Los siguientes gráficos muestran la sensibilidad de los tres inyectores frente a barridos de DT1:

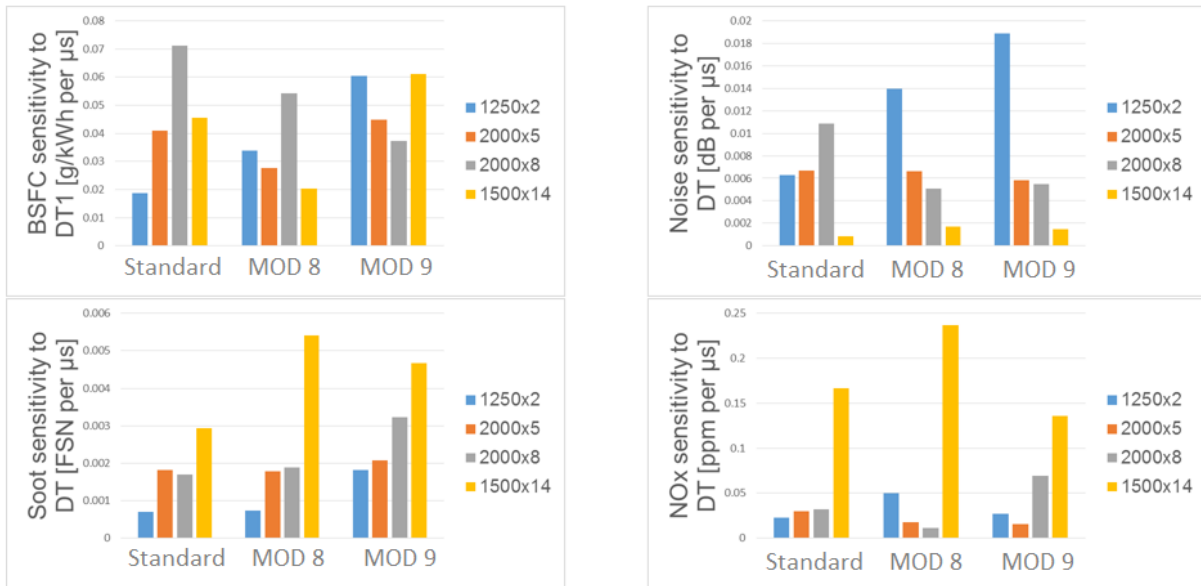


Figura 4.31: Sensibilidad frente a los un barrido DT1

Generalmente, los inyectores MOD 9 orificios son más sensibles a la separación de la inyección piloto para el consumo y las emisiones de hollín y NOx.

3.4.3. Sensibilidad frente a un barrido SOI

Los siguientes gráficos muestran la sensibilidad de los tres inyectores frente a barridos de SOI

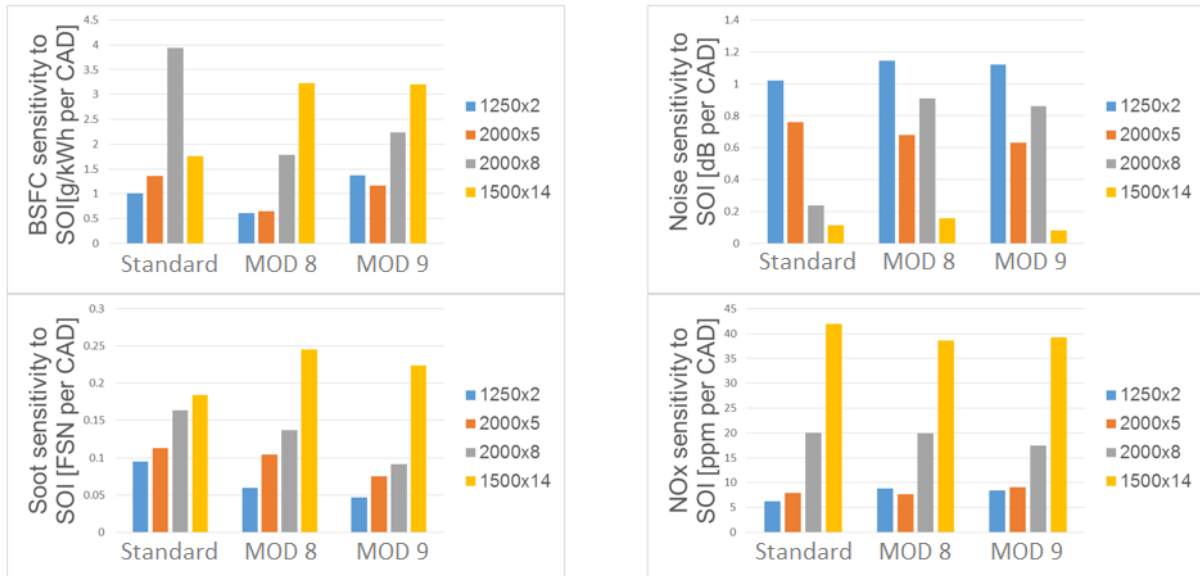


Figura 4.32: Sensibilidad frente a los un barrido SOI

Los inyectores MOD 9 orificios muestran una clara ventaja en términos de sensibilidad al ruido frente al avance de inyección en los puntos 2000x5 y 1500x14, mientras que el comportamiento es opuesto en el 2000x8. Sin embargo, cabe decir que esta mayor sensibilidad al ruido se podría corregir parcialmente con los parámetros de las inyecciones piloto.

3.4.4. Sensibilidad frente a un barrido EGR

Los siguientes gráficos muestran la sensibilidad de los tres inyectores frente a barridos de EGR.

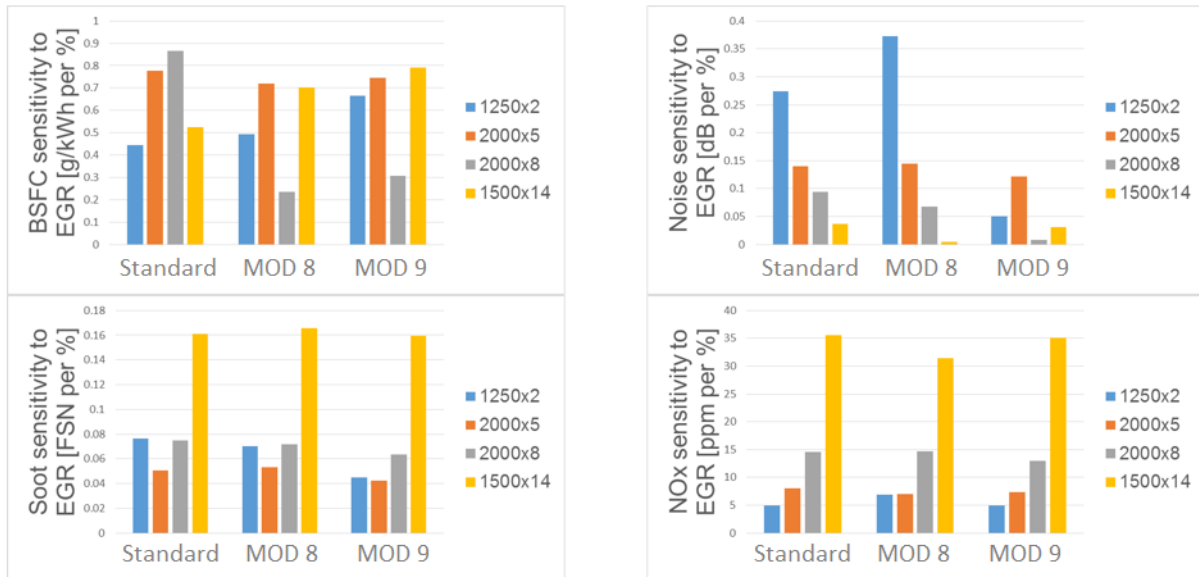


Figura 4.33: Sensibilidad frente a los un barrido EGR

Los inyectores MOD-9 tienen menos sensibilidad en las emisiones de hollín frente a la tasa de EGR en los puntos de baja carga y al ruido para las altas cargas. La mayor tolerancia al EGR resulta particularmente interesante para la aplicación de esta nueva tecnología en motores futuros, donde las restricciones de emisiones de NOx son cada vez más altas.

3.4.5. Sensibilidad frente a un barrido RP

Los siguientes gráficos muestran la sensibilidad de los tres inyectores frente a barridos de RP:

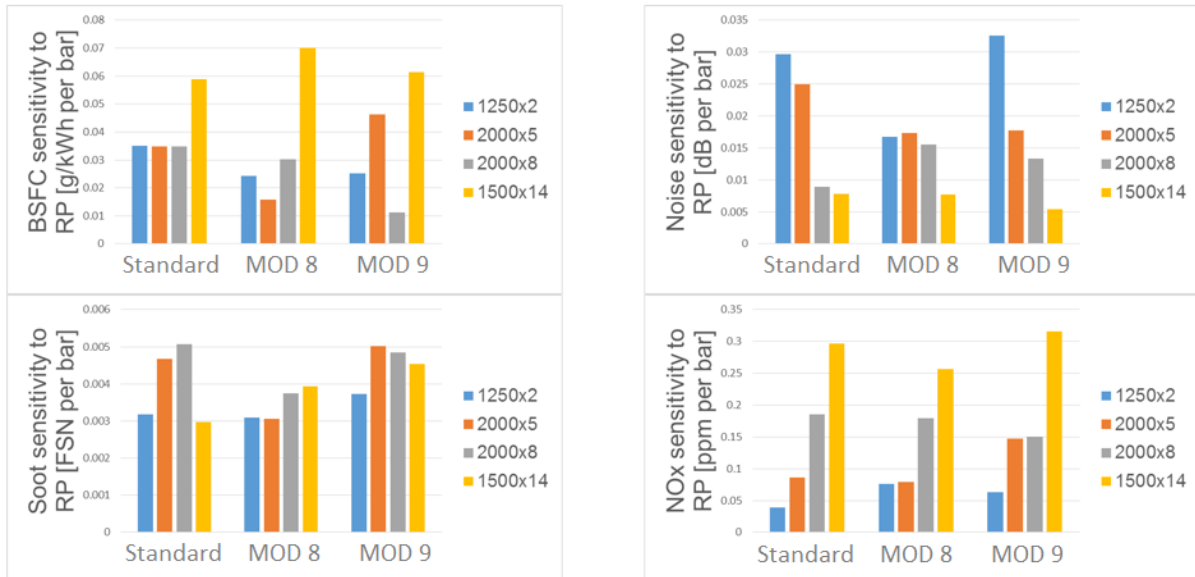


Figura 4.34: Sensibilidad frente a los un barrido RP

Los inyectores MOD 9 orificios son más sensibles a la presión del rail en términos de emisiones, pero muestran una sensibilidad menor en el ruido. Esto podría permitir aumentar ligeramente la presión de trabajo, con un descenso en las emisiones de partículas, sin sufrir de un excesivo ruido de combustión.

CAPITULO 5 : CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

1. Introducción

En el capítulo anterior, se han detallado los resultados obtenidos de los ensayos de los tres inyectores STD, MOD-8 y MOD-9. Se ha detallado también el procedimiento seguido para ajustar el mapa ET para igual al máximo la ley de liberación de calor y poder comparar los tres inyectores de manera más justa posible. Se ha visto que a pesar del ajuste del mapa ET y de la masa inyectada en la inyección piloto, la liberación de calor procedente de la combustión de la inyección piloto era siempre más baja para pequeñas cargas (punto 1250x2). Eso indica que las masas inyectadas son iguales y correctas y que la diferencia en la liberación de calor es debida a las características propias de combustión de los inyectores MOD.

2. Conclusiones

Las conclusiones procedentes del estudio experimental se detallan a continuación:

- Los inyectores MOD muestran una combustión diferente en las cantidades pequeñas de combustible inyectadas como es el caso de las inyecciones piloto.
- Los inyectores MOD tienen una gran capacidad para mejorar las emisiones de hollín y NOx comparados con los STD.
- Generalmente el consumo de combustible y el ruido de combustión son similares para ambos inyectores STD y MOD.
- Los inyectores MOD-9 tienen mejores prestaciones para las emisiones frente a los MOD-8. Para el resto de parámetros, ambos actúan aproximadamente de la misma manera.
- Comparando los inyectores MOD-8, los MOD-9 son menos sensibles al avance de inyección en términos de ruido.
- A bajas cargas, los inyectores MOD muestran una mejora en las emisiones de hollín frente a la tasa de EGR.
- Los inyectores MOD-9 son menos sensibles a la presión de rail en términos de ruido: sería posible incrementar la presión del rail y tener mejoras en las emisiones.
- Los inyectores MOD son muy sensibles a variaciones de la inyección piloto, especialmente en lo referido al ruido de combustión, donde las variaciones son muy significativas.

- Con los inyectores MOD, las temperaturas de escape son generalmente más bajas que las del inyector STD, probablemente como consecuencia de una mayor eficiencia de la post-combustión
- Los inyectores MOD son muy sensibles a las variaciones de las masas de las inyecciones piloto frente al ruido y a las temperaturas de escape. Una mejor definición de dichas masas puede compensar ambos parámetros sin perjudicar las emisiones.

3. Desarrollos futuros

Se ha podido demostrar que los inyectores MOD tienen un gran potencial para mejorar las emisiones de contaminantes sobre todo para el hollín y los HC inquemados. Se ha podido ver también que los inyectores MOD-9 son menos sensibles a las variaciones de la presión del rail en términos de ruido.

Para ello, siguen habiendo diferentes opciones para estudiar y analizar las prestaciones de estos nuevos inyectores sobre todo para los MOD-9.

Otros ensayos con mayores presiones de inyección podrían mejorar todavía más sus prestaciones sin perjudicar el ruido además de otros parámetros como el SOI y la tasa de EGR.

Por último, cabe destacar que en este estudio se ha comprobado y demostrado que las geometrías de las toberas tienen un gran impacto sobre la forma de quemar combustible. Sería conveniente, por lo tanto, llevar a cabo un estudio de optimización de este tipo de geometrías, variando en particular la posición y forma de la sección de apertura que se encuentra al final de los orificios.

BIBLIOGRAFÍA

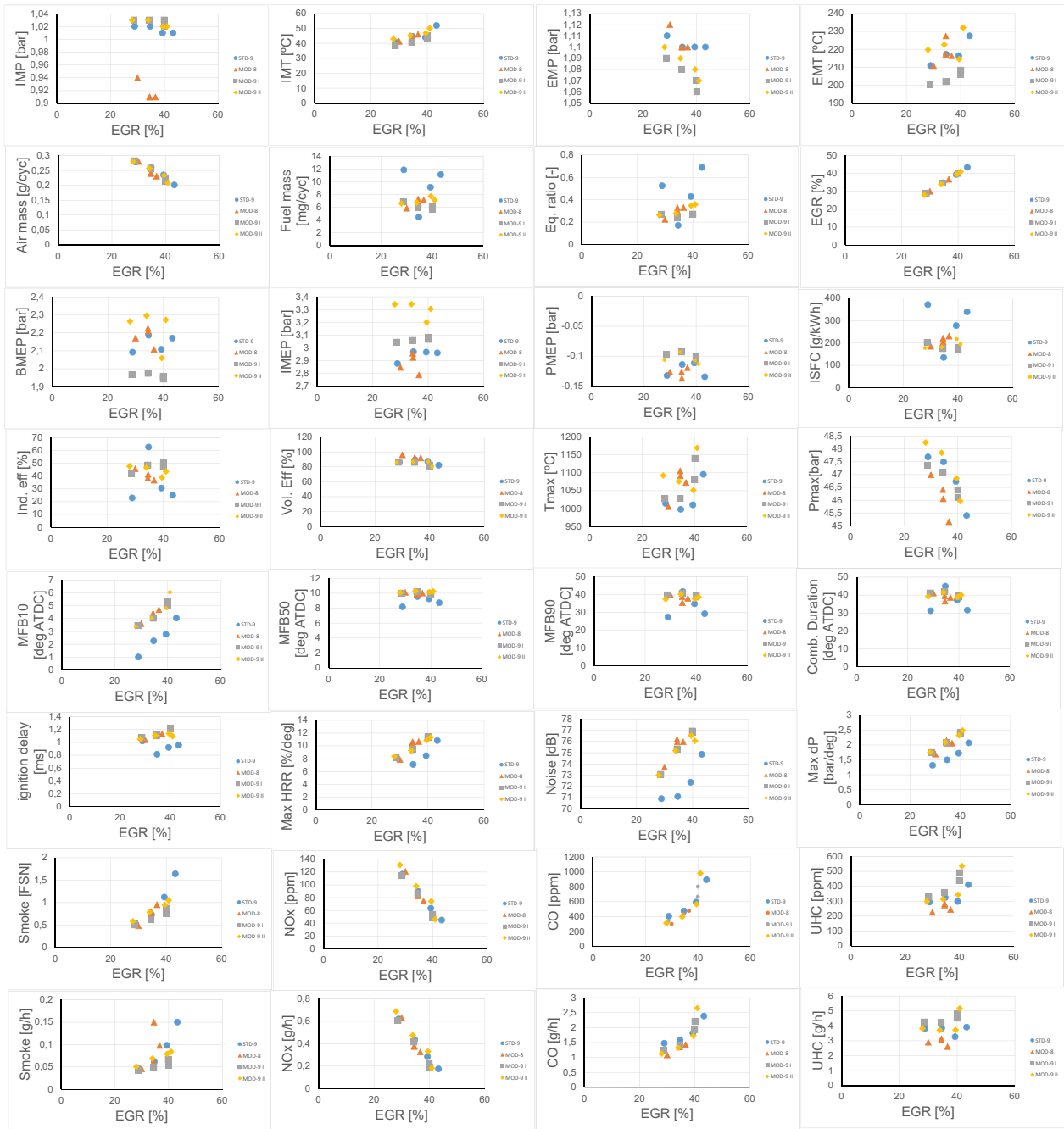
- [1]: F. Payri y J. M. Desantes. Motores de combustión interna alternativos. Editorial Reverte, 2011. isbn: 978-84-291-4802-2 (págs. 620, 621, 631).
- [2]: Zhijun Li, Michael Kokkolaras, Dohoy Jung, Panos Y. Papalambros and Dennis N. Assanis. An Optimization Study of Manufacturing Variation Effects of Diesel Injector Design with Emphasis on Emissions. SAE International (pàgs. 8, 9, 10, 11, 12)
- [3]: José M. García Oliver. El proceso de combustión turbulenta de chorros diésel de inyección directa. (pàgs. 288, 289)
- [4]: Catherine ALIGROT. Etudes expérimental et théorique du délai d'auto-inflammation de différents carburants dans une chambre de combustion à volume constant (pàgs. 7, 8)
- [5]: Alain HAUPAIS. Combustion dans les moteurs Diesel (pàgs. 12, 13, 14)
- [6]: Ali Turkcan and Mustafa Canakci. Combustion Characteristics of an Indirect Injection (IDI) Diesel Engine Fueled with Ethanol/Diesel and Methanol/Diesel Blends at Different Injection Timings (pàgs. 3566, 3567)
- [7]: Jaime Gimeno García. DESARROLLO Y APLICACIÓN DE LA MEDIDA DEL FLUJO DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO DE UN CHORRO DIESEL (pàgs. 34, 35,36)
- [8]: Alain HAUPAIS. Combustion dans les moteurs Diesel (pàgs. 18, 19)
- [9]: JAIME GIMENO GARCÍA. DESARROLLO Y APLICACIÓN DE LA MEDIDA DEL FLUJO DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO DE UN CHORRO DIESEL (pàgs. 140, 141, 142)
- [10]: Joaquín de la Morena. Estudio del comportamiento del chorro diésel en campo próximo (pàgs. 37, 38, 48, 49, 53)
- [11]: Hiroyasu, H., y M. Arai. Structure of fuel spray in Diesel engines
- [12]: Payri, R., F. Salvador, J. Gimeno, y J. De la Morena. Macroscopic Behavior of Diesel Sprays in the Near-Nozzle Fields.
- [13]: Woschni G. \A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coecient in the internal combustion engine". SAE Paper 670931.

- [14]: Martín J. Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diésel de inyección directa. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2007.
- [15]: Raúl Payri, Joaquín De La Morena, Vincenzo Pagano. Denso MOD nozzle assessment on MDE Engine - Injection Study
- [16]: R.Payri, F.J.Salvador, J.Gimeno, Joaquín De La Morena. Effects of nozzle geometry on direct injection diesel engine combustion process

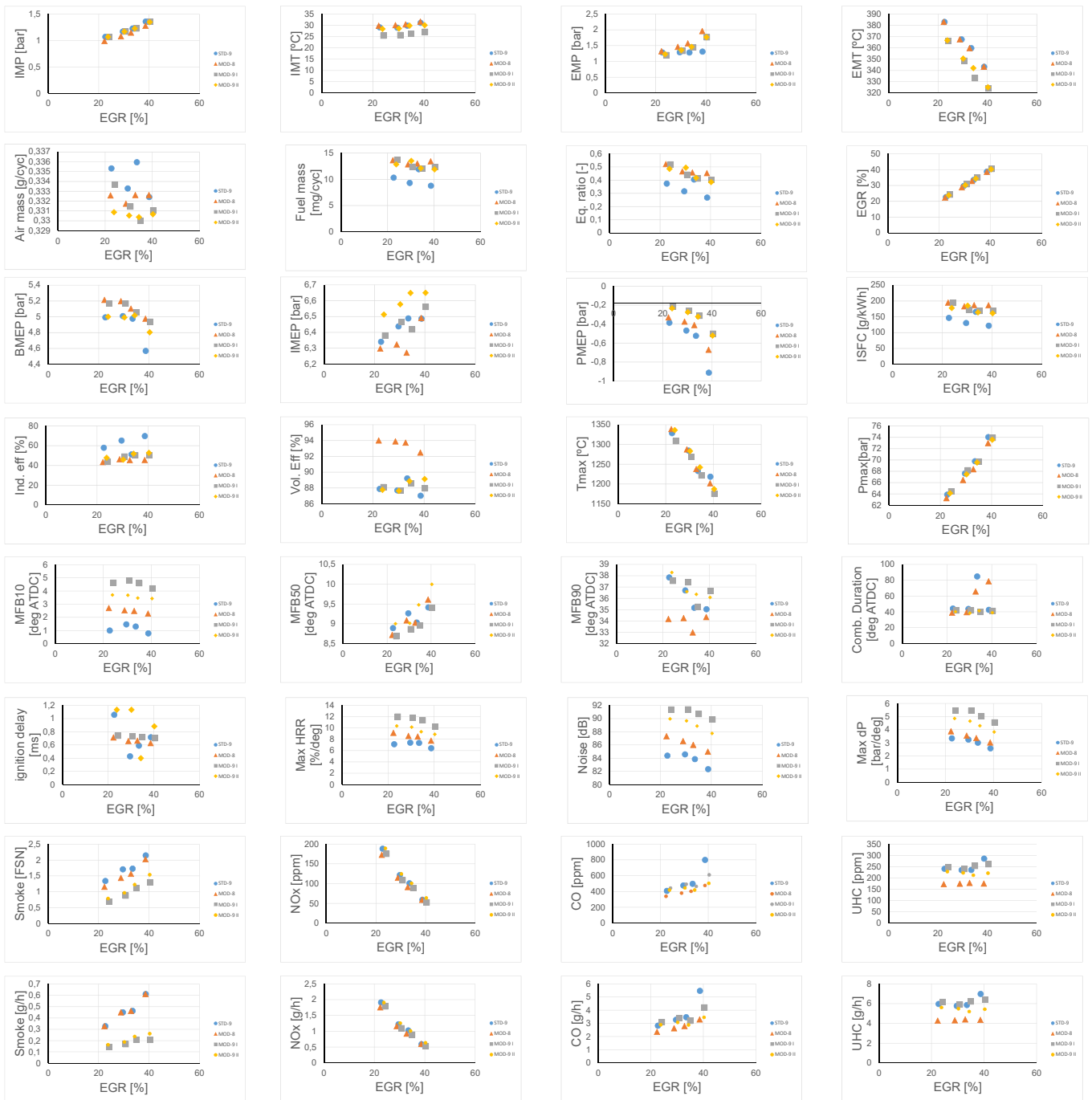
ANEXOS

3.1. *Barridos EGR*

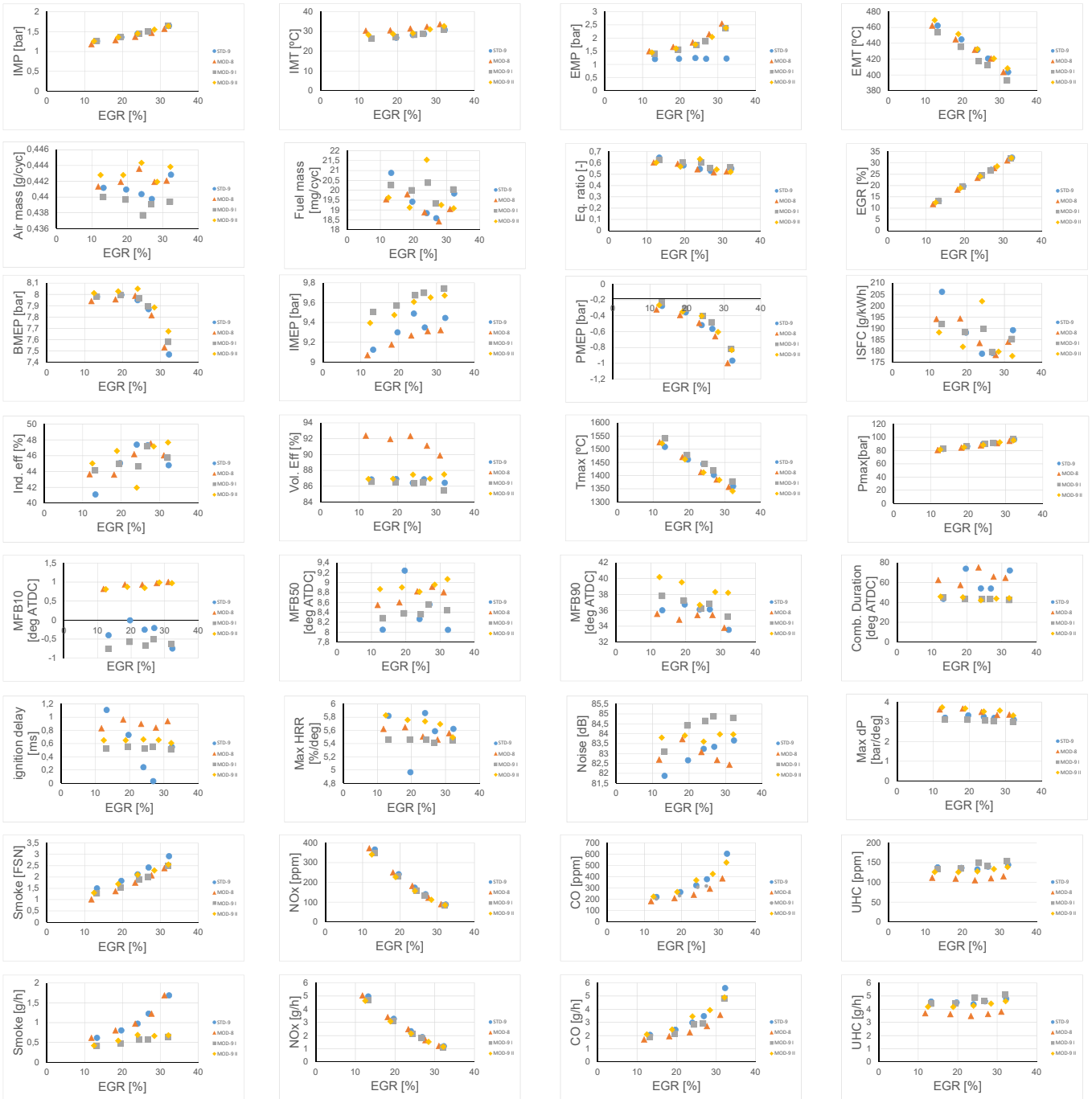
3.1.1. 1250 rpm y 2 pme



3.1.2. 2000 rpm y 5 pme



3.1.3. 2000 rpm y 8 pme

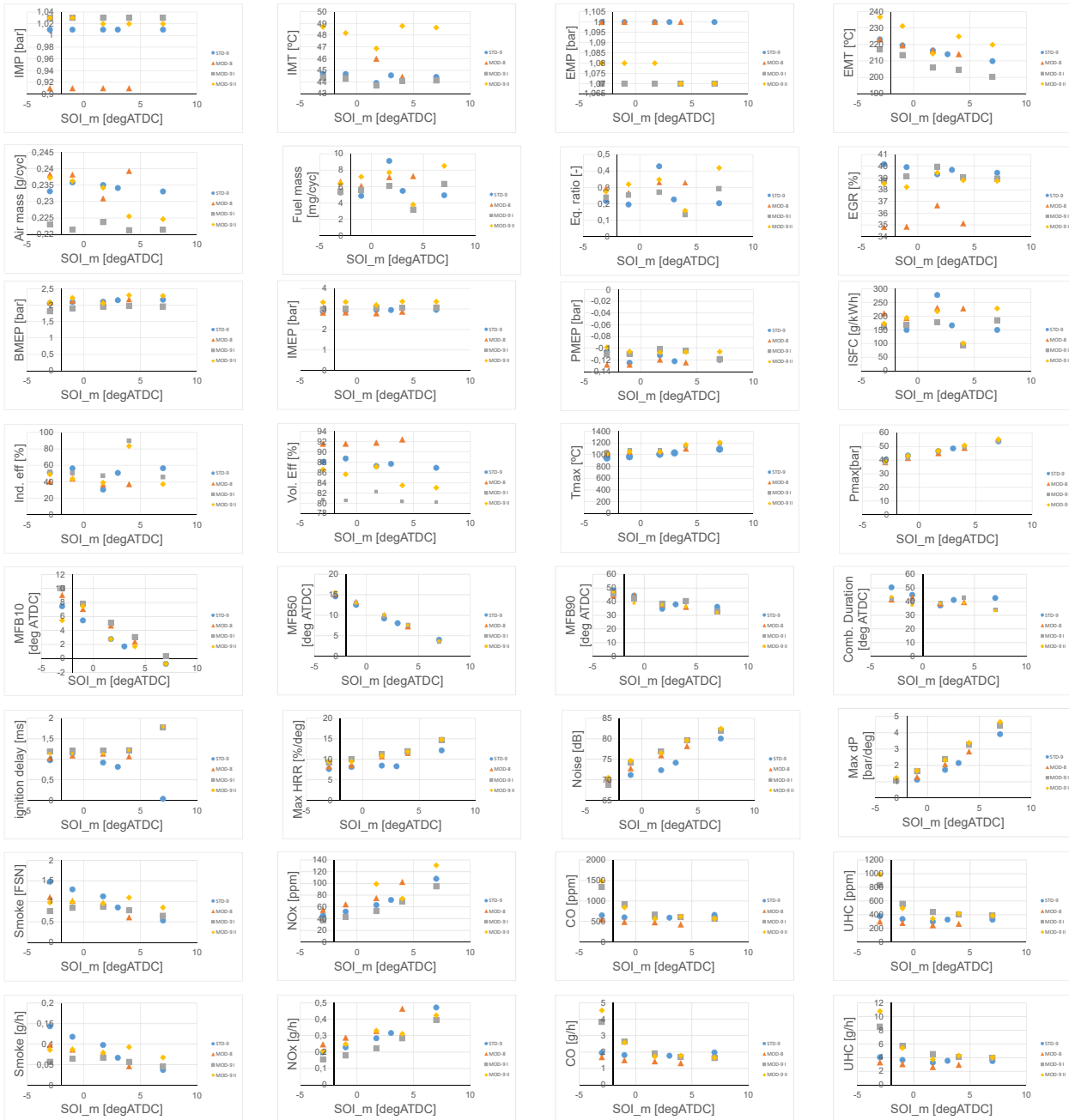


3.1.4. 1500 rpm y 14 pme

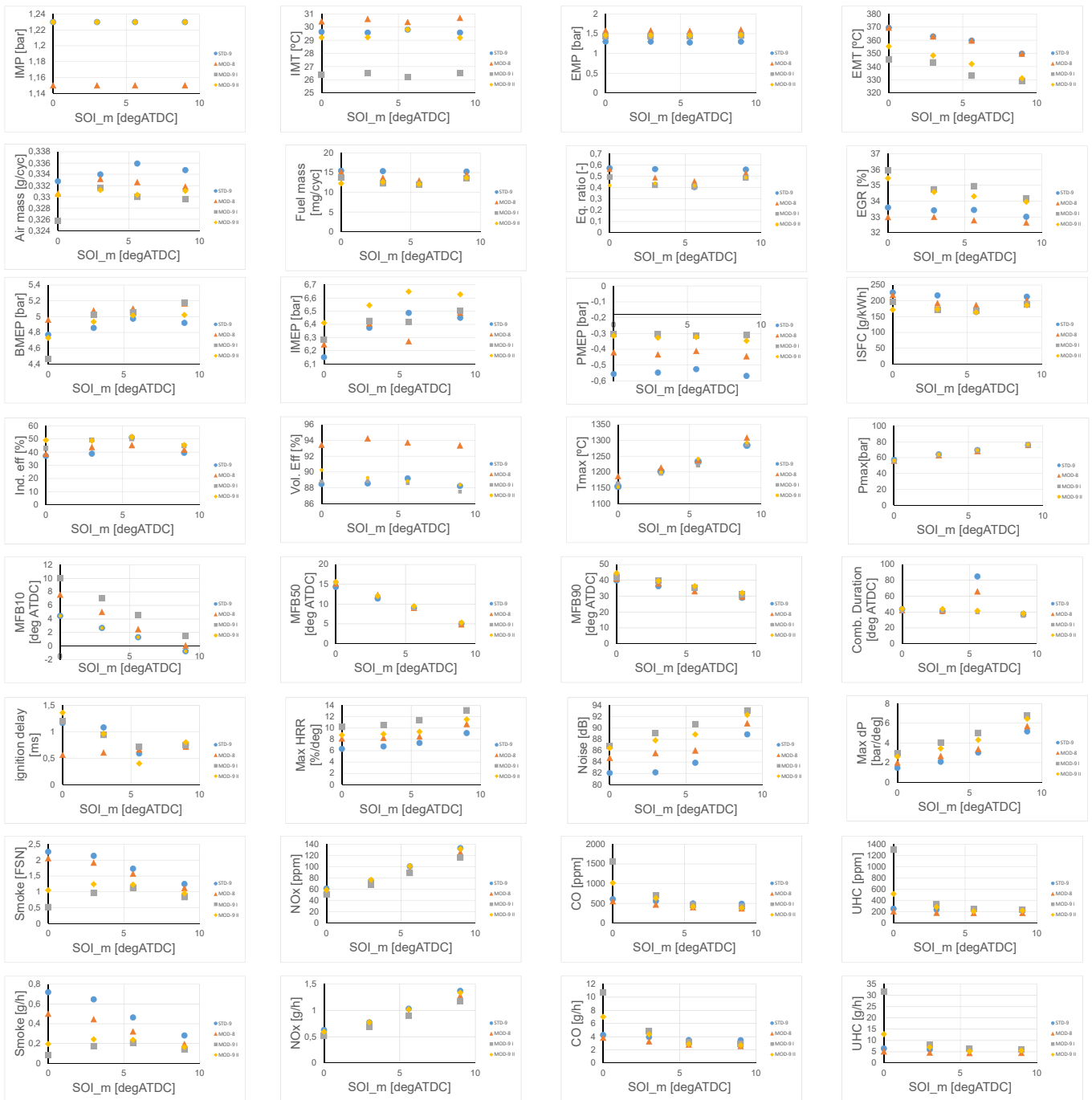


3.2. *Barridos SOI*

3.2.1. 1250 rpm y 2 pme



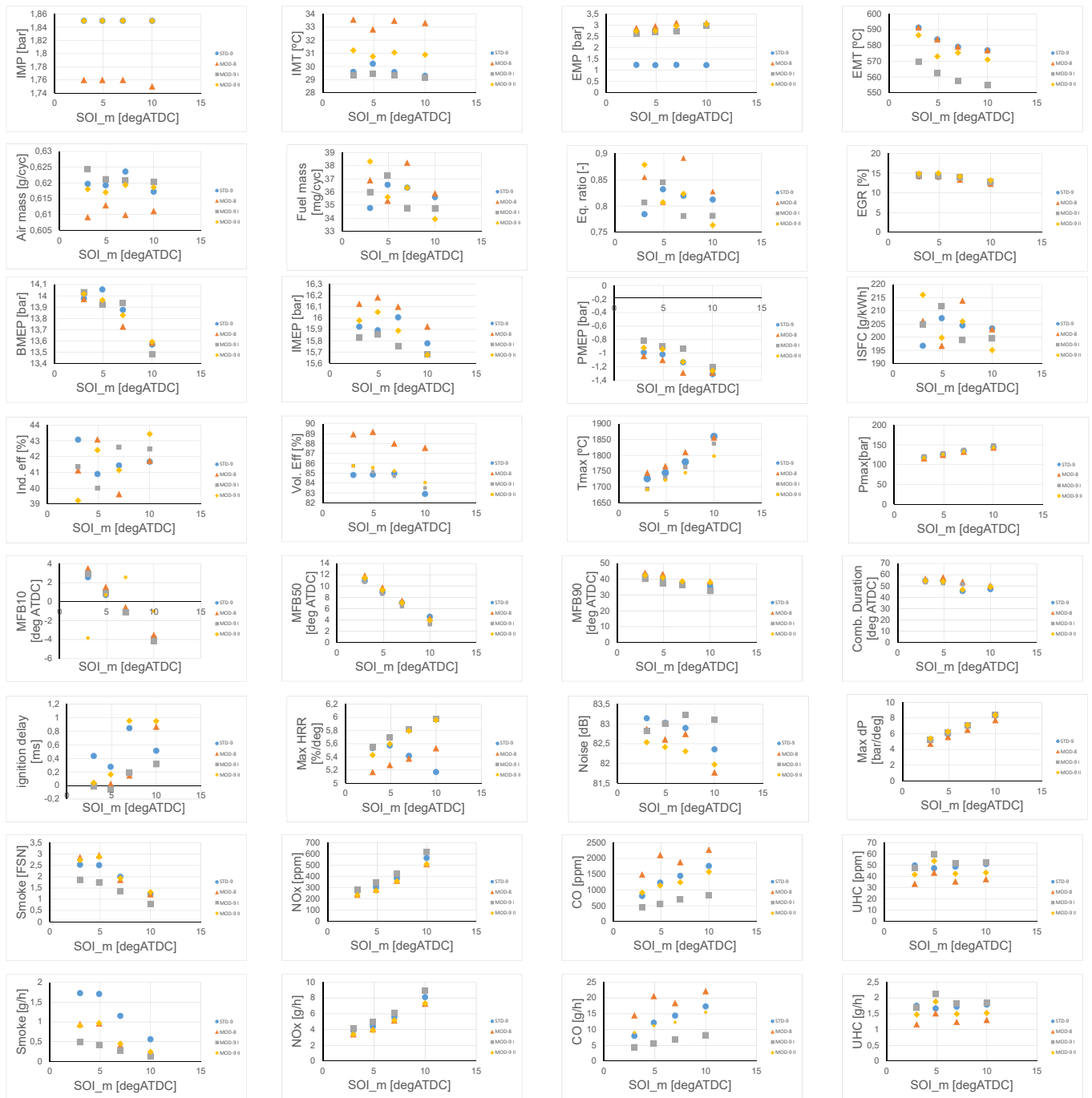
3.2.2. 2000 rpm y 5 pme



3.2.3. 2000 rpm y 8 pme

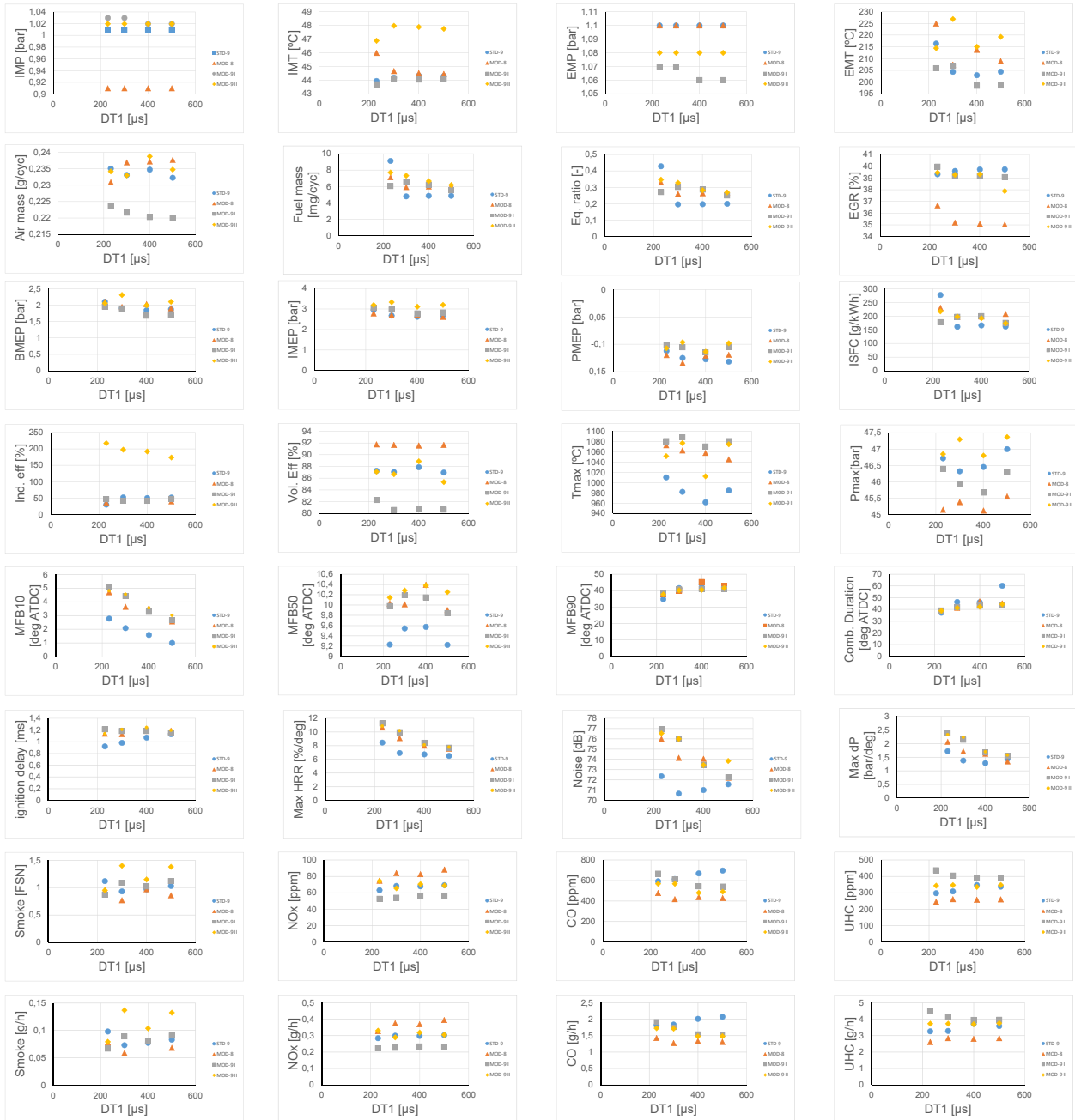


3.2.4. 1500 rpm y 14 pme

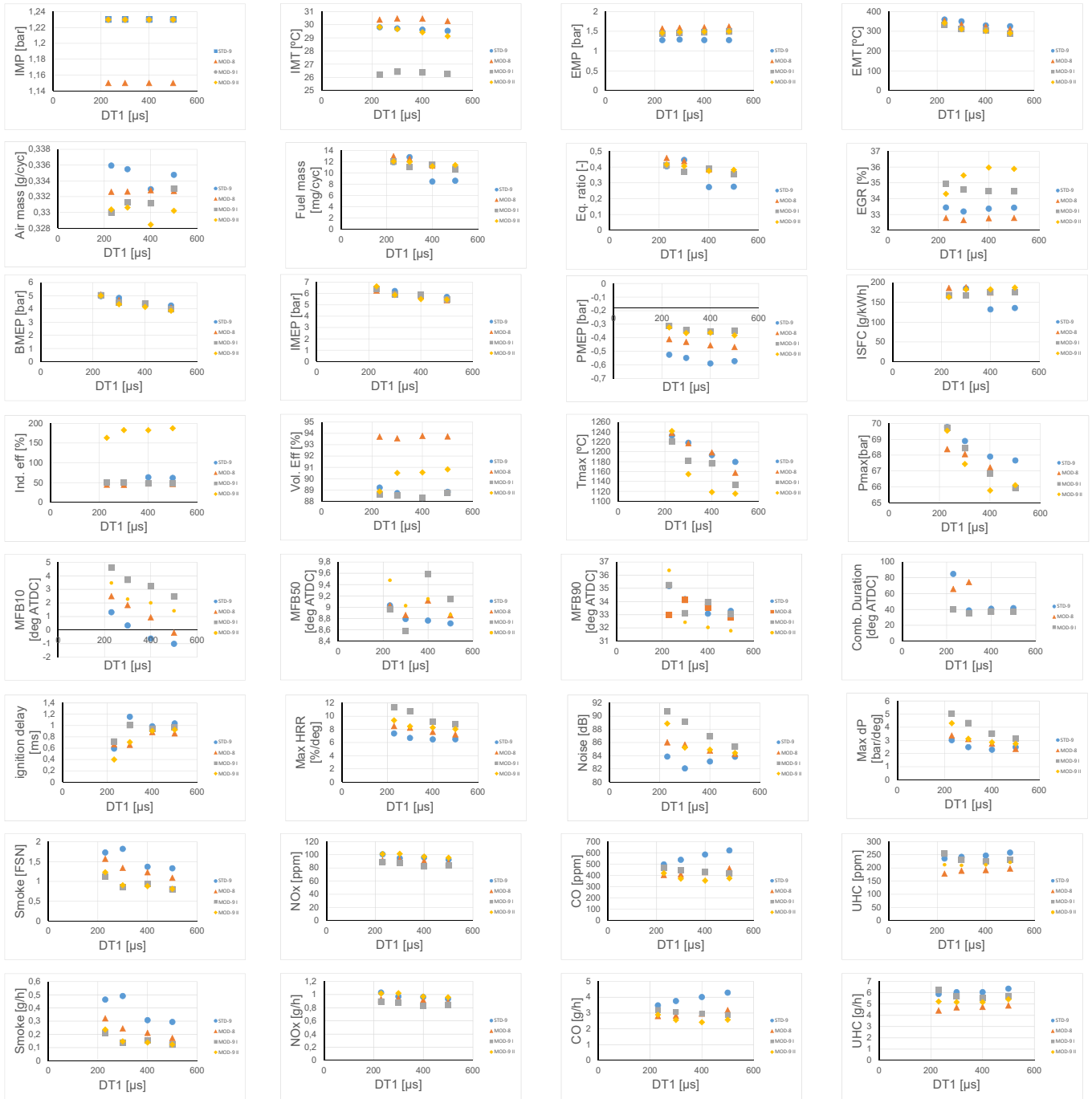


3.3. *Barridos DT*

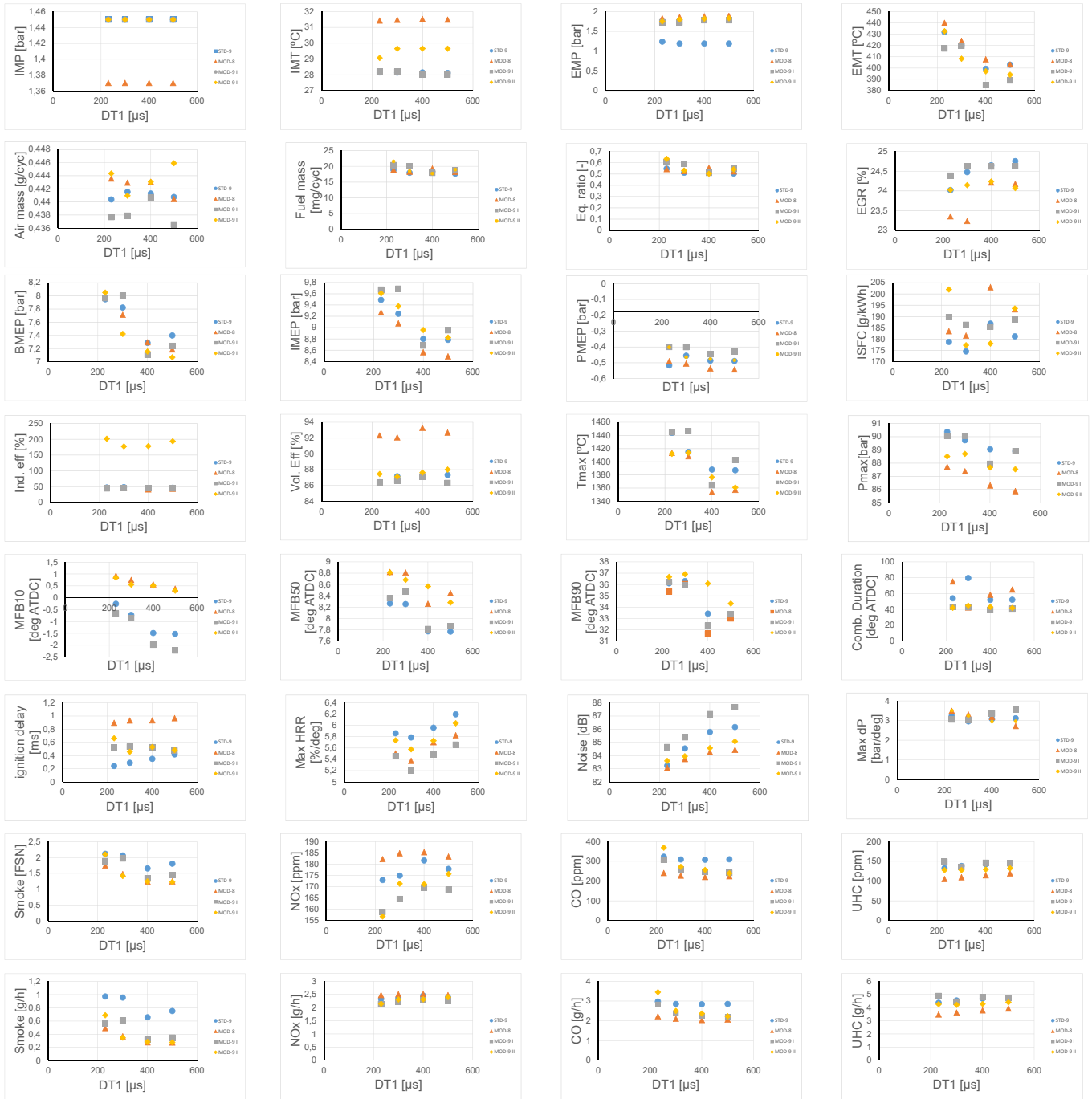
3.3.1. 1250 rpm y 2 pme



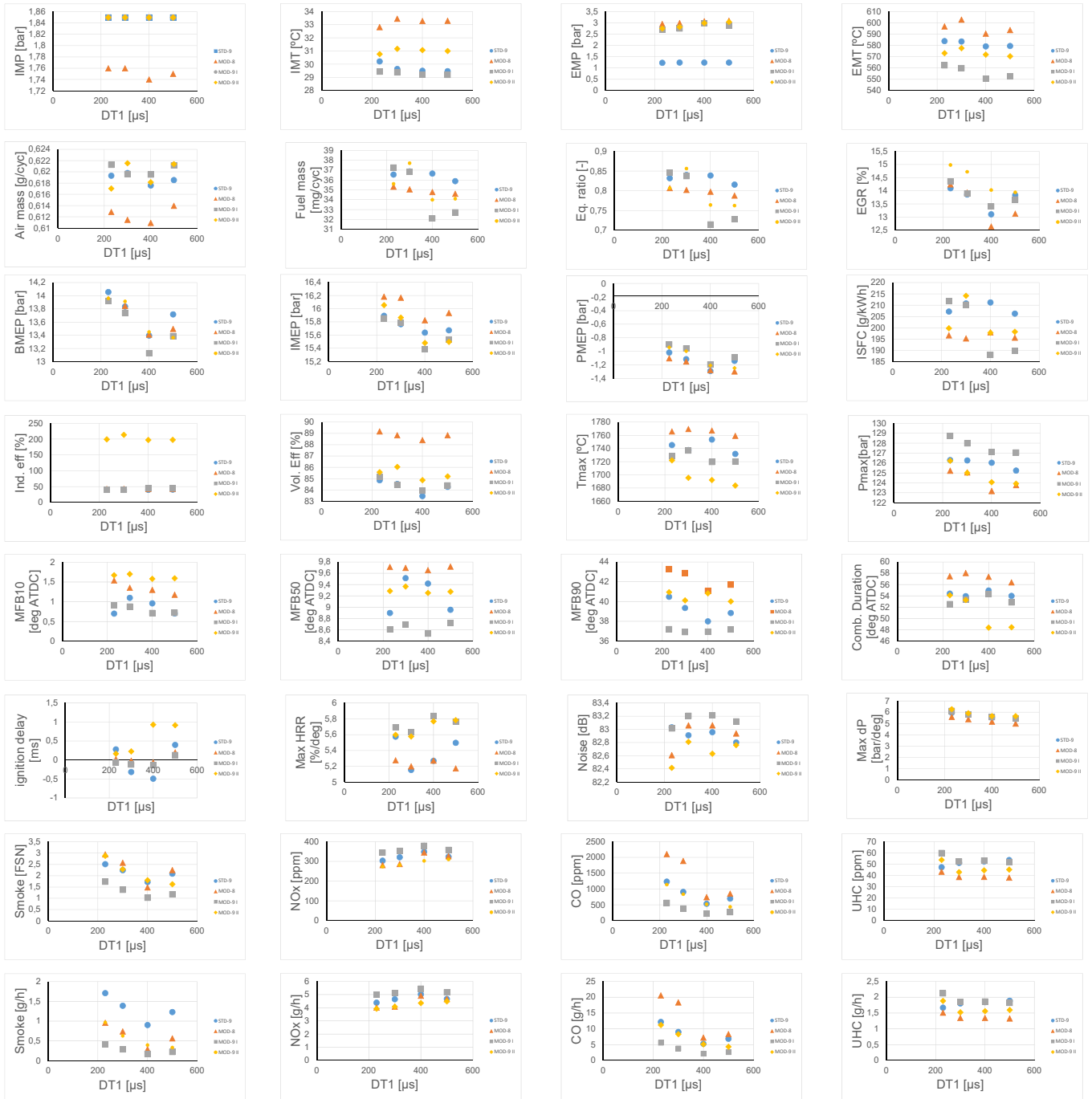
3.3.2. 2000 rpm y 5 pme



3.3.3. 2000 rpm y 8 pme



3.3.4. 1500 rpm y 14 pme

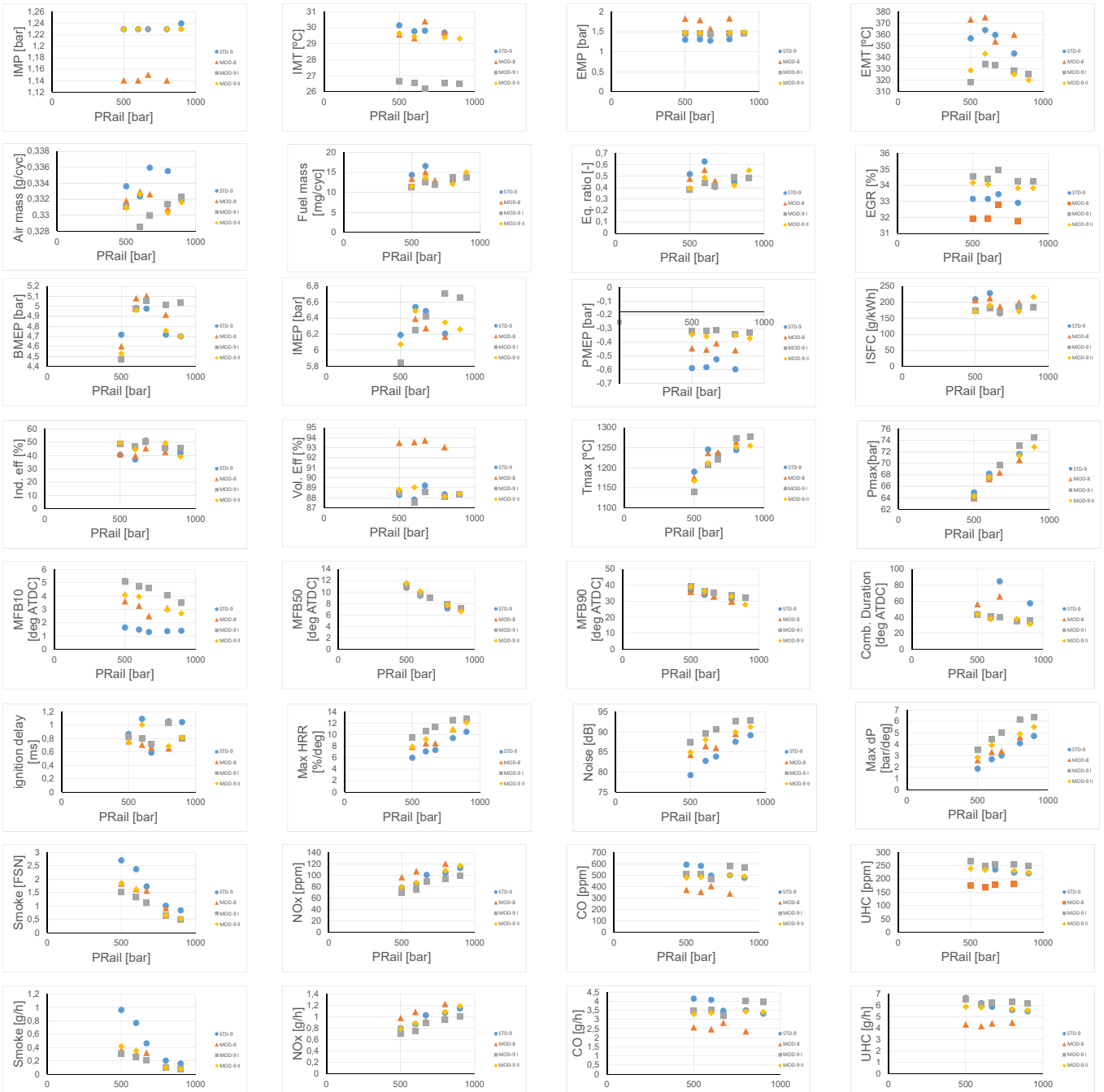


3.4. *Barridos RP*

3.4.1. 1250 rpm y 2 pme



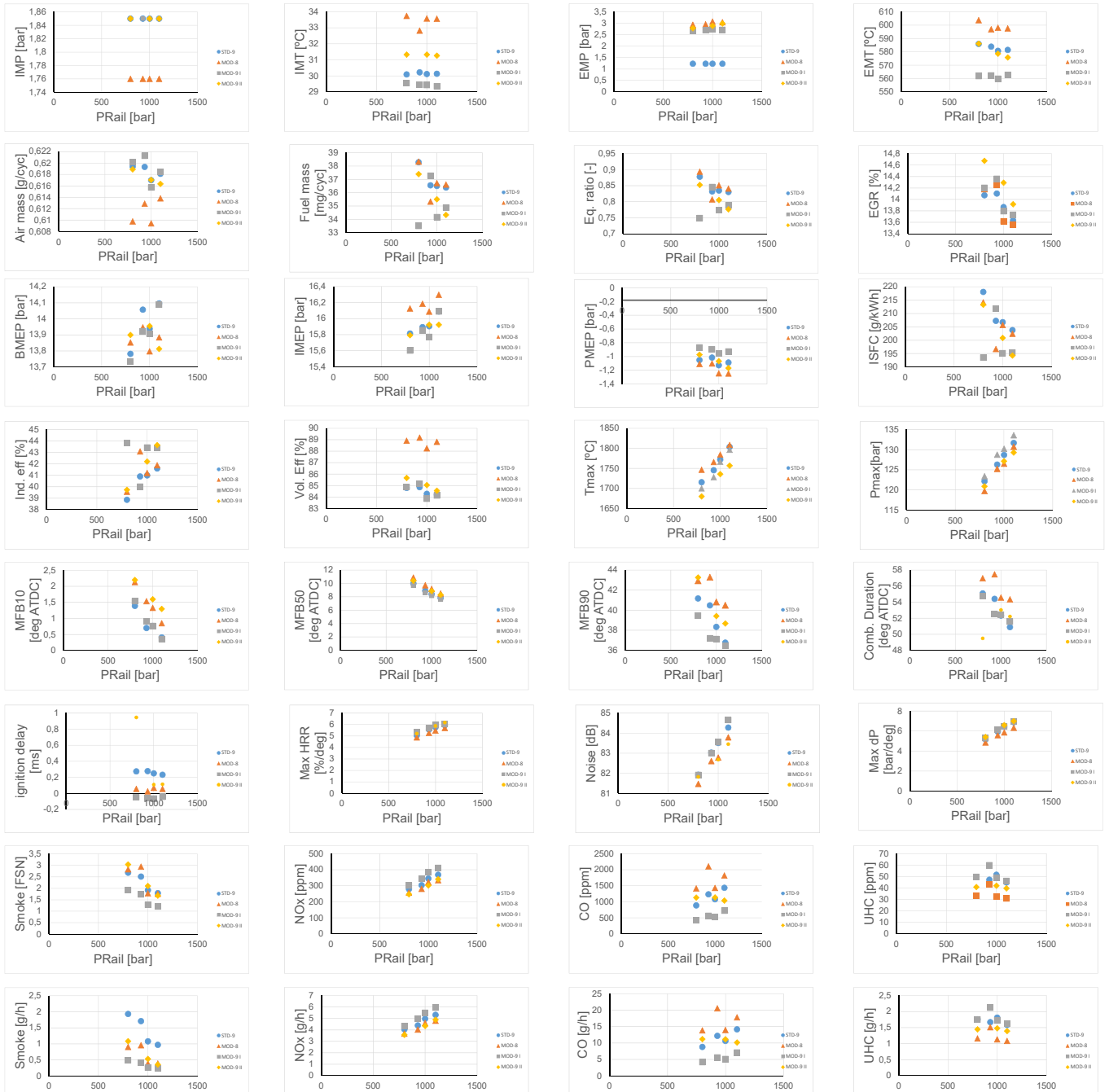
3.4.2. 2000 rpm y 5 pme



3.4.3. 2000 rpm y 8 pme

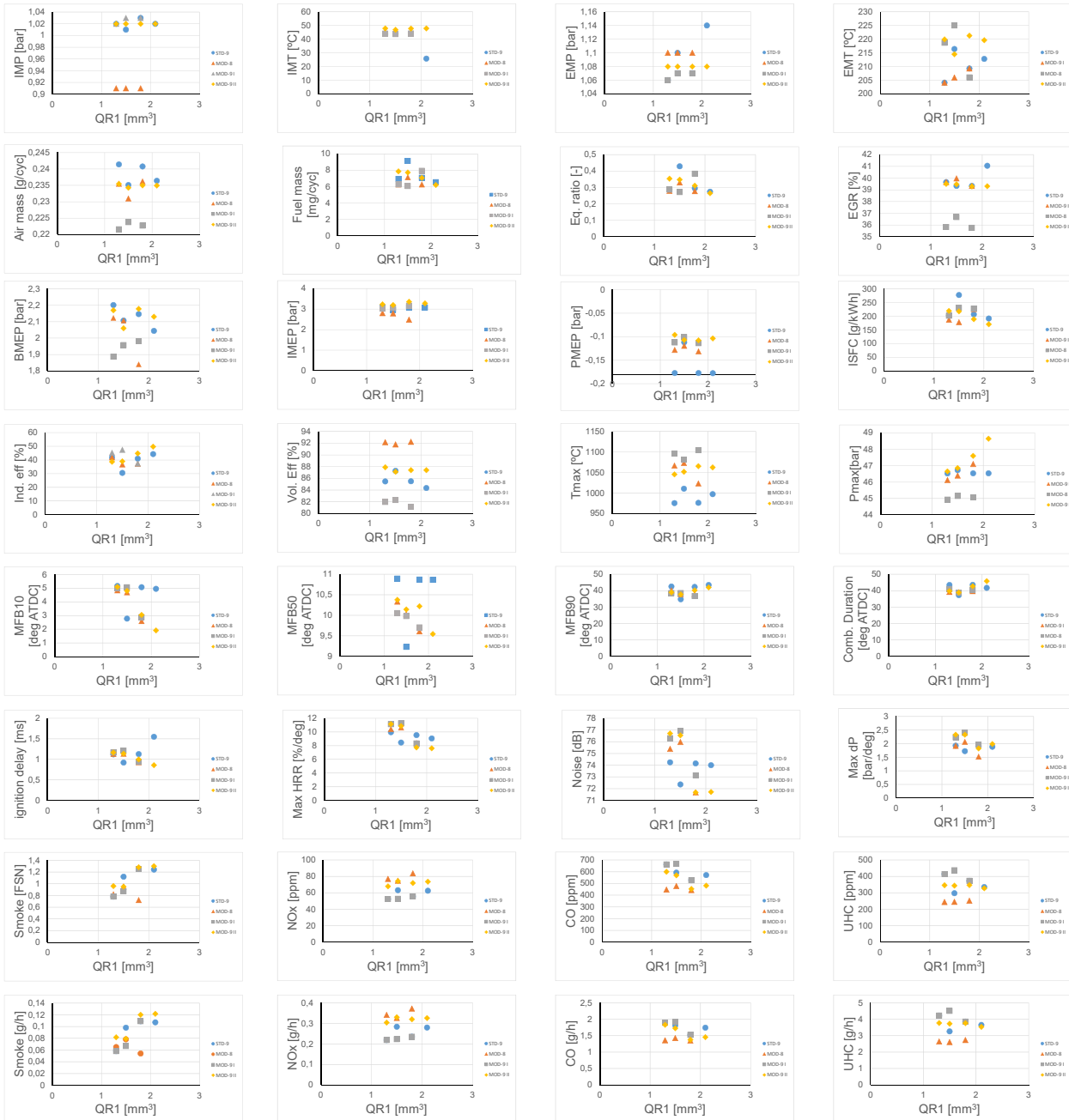


3.4.4. 1500 rpm y 14 pme

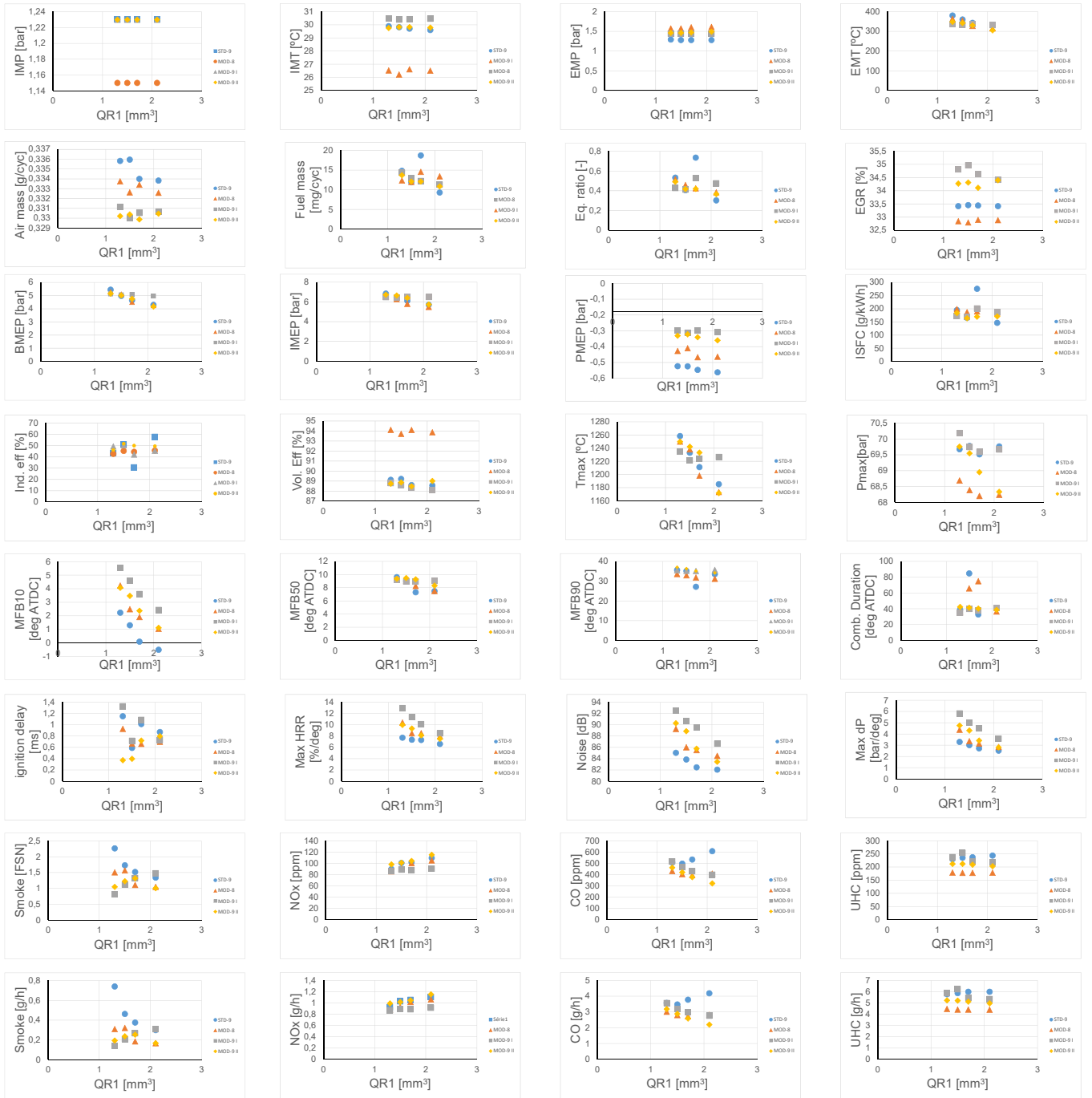


3.5. *Barridos QR*

3.5.1. 1250 rpm y 2 pme



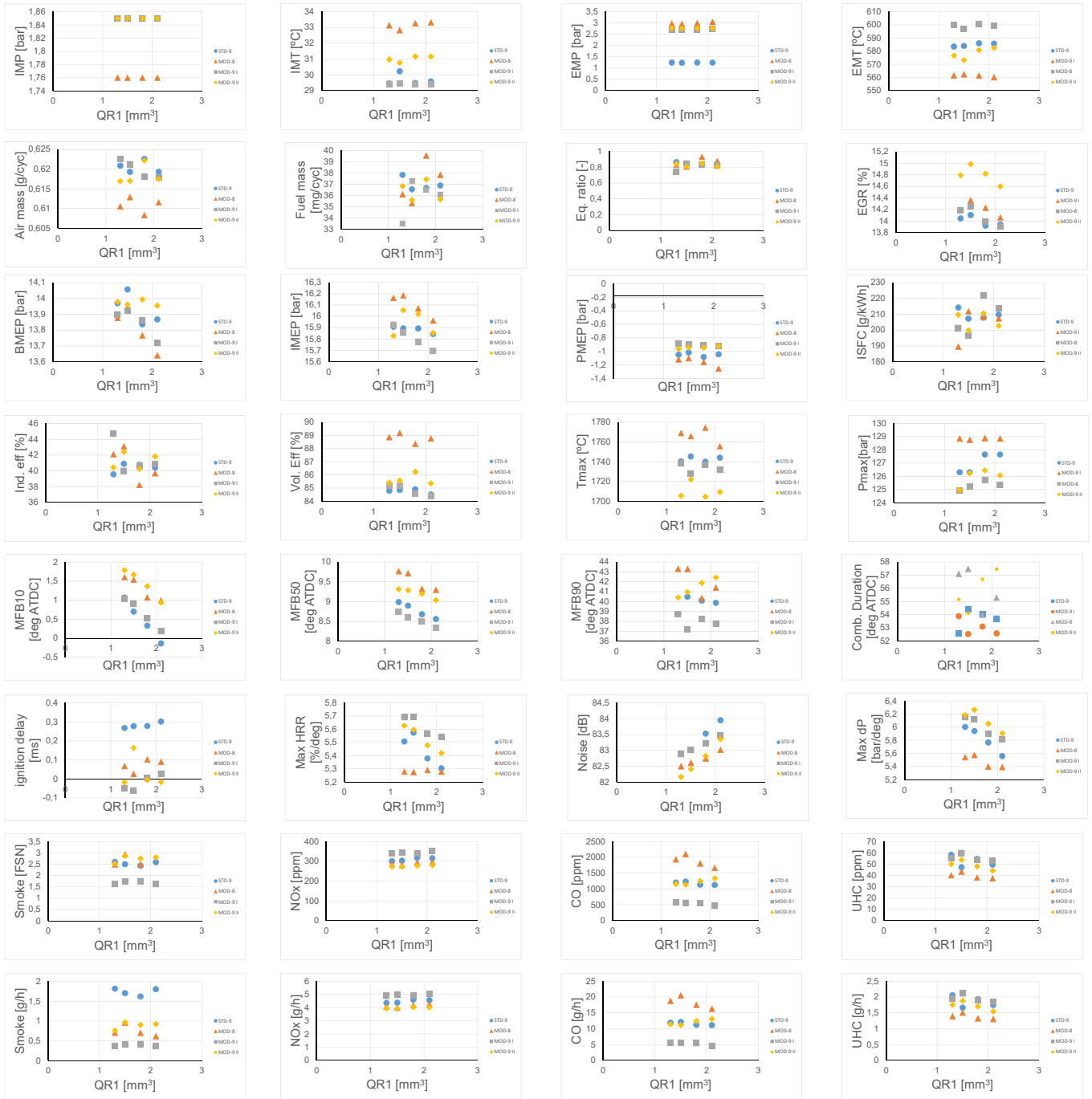
3.5.2. 2000 rpm y 5 pme



3.5.3. 2000 rpm y 8 pme



3.5.4. 1500 rpm y 14 pme



DOCUMENTO II:

PRESUPUESTO

1. DESGLOSE DEL PRESUPUESTO	130
1.1. <i>Introducción</i>	130
1.2. <i>Coste de la mano de obra.....</i>	131
1.3. <i>Coste de los materiales fungibles</i>	132
1.4. <i>Coste de amortización</i>	133
1.5. <i>Presupuesto total</i>	134
1.6. <i>Metodología calculo presupuesto</i>	135
1.6.1. Coste del ingeniero industrial.....	135
1.6.2. Coste del técnico de laboratorio	135
1.6.3. Coste del técnico de laboratorio	136

1. Desglose del presupuesto

1.1. *Introducción*

El presente documento detalla los distintos costes asociados a la realización del trabajo. Entre ellos, hay la mano de obra, el material y los equipos usado para los ensayos y el post tratamiento de los datos.

No se ha requerido la adquisición de ningún equipo más de los que ya dispone el centro de investigación. Por lo que, solo se considera la amortización de estos últimos. No obstante, sí que se han considerado los elementos fungibles, tales como combustible, ventilación y climatización, electricidad...

Obtenemos los tres grupos siguientes:

- Mano de obra: Gasto correspondiente al personal implicado para la realización de los ensayos. Se clasifican como:
 - Ingeniero industrial: Encargado de hacer el planning, la realización de las simulaciones, el análisis y el post tratamiento de los datos.
 - Técnico de laboratorio: Es el encargado de la sala de ensayos, en aspecto de mantenimiento, instalación, modificación, retirada de equipos y materiales que la componene.
 - Operario de laboratorio.
- Amortización de la instrumentación: Coste de amortización de los elementos e instrumentos usados en los ensayos y a lo largo del trabajo.
- Materiales fungibles: Materiales usados especialmente para la realización de este trabajo, como pueden ser, filtros, sensores, combustible...

Para calcular el coste por hora de la mano de obra se ha considerado el salario base del personal docente de la Universidad Politécnica de Valencia para el curso 2016-2017.

Se ha tenido en cuenta el impuesto sobre el Valor Añadido vigente que es del 21%.

1.2. *Coste de la mano de obra*

Referencia	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/h)	Coste (€)
1.2.1	Ing. Industrial	Horas	450	25,98	11691
1.2.2	Téc. Labora.	Horas	100	20,50	2050
2.1.3	Operario Lab.	Horas	100	13,37	1337
Coste de la mano de obra (IVA incluido)					15078

1.3. Coste de los materiales fungibles

Referencia	Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/ud.)	Coste (€)
1.3.1	Combustible	Litros	200	1,04	208
1.3.2	Aceite	Litros	5	10	50
1.3.3	Filtro aceite	Ud.	1	6	6
1.3.4	Filtro Combustible	Ud.	1	18	18
1.3.5	Filtro aire	Ud.	1	11	11
1.3.6	Filtro medidor gases	Ud.	8	61	488
1.3.7	Sensor de presión de admisión	Ud.	1	2150	2150
1.3.8	Sensor de presión de escape	Ud.	1	3350	3350
1.3.9	Sensor de presión del rail	Ud.	1	2550	2550
1.3.10	Sensor de presión de la cámara de combustión	Ud.	1	3988	3988
1.3.11	Termopares K y termoresistencias pt100	Ud.	1	1800	1800
1.3.12	Energía Eléctrica	kWh	5500	0,07	385

Coste materiales fungibles (IVA incluido)

15004.00

1.4. Coste de amortización

Referencia	Descripción	Ud.	Cantidad	Precio (€/Ud.)	Coste (€)
1.4.1	Freno dinamométrico	Horas	100	9,94	994
1.4.2	Opacimetro	Horas	100	1,67	167
1.4.3	Codificador angular	Horas	100	0,56	56
1.4.4	Analizador de gases Horiba	Horas	100	12,32	1232
1.4.5	Sistema de adquisición de datos AVL Puma	Horas	100	14,13	1413
1.4.6	Licencias programas	Horas	550	27,04	14872
1.4.7	Torquimetro	Horas	100	3,43	343
1.4.8	Sistema de escape	Horas	100	6,87	687
1.4.9	Sistema de admisión	Horas	100	8,54	854
1.4.10	Sistema de refrigeración de escape	Horas	100	0,91	91
1.4.11	Sistema de combustible	Horas	100	1,23	123
1.4.12	Pinzas amperimetricas	Horas	100	0,32	32
1.4.13	Aparato de medida Yokogawa	Horas	100	1,34	134
Coste amortización (IVA incluido)					20998.00

1.5. *Presupuesto total*

Referencia	Descripción	Coste (€)
1.5.1	Mano de obra	15078,00
1.5.2	Material fungible	15004,00
1.5.3	Amortización material	20998,00
Coste total (IVA incluido)		51.080,00

1.6. Metodología calculo presupuesto

1.6.1. Coste del ingeniero industrial

$$\text{Semanas de trabajo/año} = \text{Semanas/año} - \text{Semanas de vacaciones y fiestas/año}$$

$$\text{Semanas/año} = 52 - 6 = 46$$

$$\text{Horas trabajo/año} = \text{Semanas de trabajo/año} * \text{horas laborables/semana}$$

$$\text{Horas de trabajo/año} = 46 \times 38 = 1748$$

$$\text{Seguridad Social} = 23,6\% \times \text{Salario bruto/año}$$

$$\text{Seguridad Social} = 0,236 \times 36743 = 8671,35 \text{ €/año}$$

$$\text{Coste hora} = \frac{\text{Coste total}}{\text{Horas trabajo}} = \frac{36743 + 8671,35}{1748} = 25,98 \text{ €/hora}$$

1.6.2. Coste del técnico de laboratorio

Se consideran las mismas horas de trabajo por año que corresponden a 1748 horas/año

$$\text{Seguridad Social} = 0,236 \times 28362 = 6693,43 \text{ €/año}$$

$$\text{Coste hora} = \frac{\text{Coste total}}{\text{Horas trabajo}} = \frac{28362 + 6693,43}{1748} = 20,05 \text{ €/hora}$$

1.6.3. Coste del técnico de laboratorio

Se consideran las mismas horas de trabajo por año que corresponden a 1748 horas/año

$$\text{Seguridad Social} = 0,236 \times 18908 = 4462,29 \text{ €/año}$$

$$\text{Coste hora} = \frac{\text{Coste total}}{\text{Horas trabajo}} = \frac{18908 + 4462,29}{1748} = 13,37 \text{ €/hora}$$

DOCUMENTO III:

PLIEGO DE CONDICIONES

CAPITULO 1	139
1. INTRODUCCIÓN.....	139
2. CONDICIONES PARA LA ELABORACIÓN DEL TRABAJO	139
2.1. <i>Equipos de trabajo:</i>	140
2.2. <i>Condiciones del puesto de trabajo:</i>	140
2.2.1. Medida de emergencia.....	141
2.2.2. Condiciones de protección contra incendios.....	141
2.2.3. Instalación eléctrica.....	141
2.2.4. Condiciones termohigrométricas	142
2.2.5. Iluminación.....	142
2.2.6. Ergonomía	143
2.2.7. Ruido	144

CAPITULO 1: PLIEGO DE CONDICIONES

4. Introducción

El pliego de condiciones es el documento que recoge y detalla todas las exigencias técnicas y legales a las que tiene que regir la realización del presente Trabajo de fin de Grado.

El hecho de que la mayor parte de este proyecto consiste el procesado y el análisis de los datos vía informática, este documento de pliego de condiciones estará enfocado en la descripción del área de trabajo y las características de los equipos informáticos empleados.

Por lo que, en este documento se detallara la infraestructura necesaria para la realización del trabajo, además de las condiciones que han de cumplirse para su correcta realización.

5. Condiciones para la elaboración del trabajo

Los siguientes puntos describen las condiciones que deben cumplirse para la realización de las actividades descritas en la memoria:

- **Equipos de trabajo:** para la correcta realización del trabajo, es necesario un equipo informático con los programas requeridos para llevar acabo el procesamiento y análisis de datos así como la redacción de informes y resúmenes. Para este proyecto se ha utilizado un ordenador portátil que cumple plenamente con las necesidades del trabajo.
- **Programas usados:**
 - CALMEC
 - INCA
 - PUMA AVL
 - Yoko
 - Microsoft office
- **Puesto de trabajo:** Debido a que la mayor parte del trabajo se realiza sentado, el puesto debe cumplir una serie de medidas ergonómicas para evitar la aparición de molestias y dolores que pueden afectar al rendimiento y la realización del trabajo.

5.1. Equipos de trabajo:

El equipo usado para la realización del trabajo es un ordenador portátil de marca Dell y modelo XPS Studio 1647. Sus características se detallan a continuación:

- Sistema operativo: Windows 10 64 bits
- Procesador: Intel core i7 Q720 1.60 Ghz
- Memoria RAM: 4 Gb
- Almacenamiento: 1 Tb
- Tarjeta gráfica: ATI 5730 1024 mb
- Adaptador de red: Intel(R) Dual Band Wireless-AC 7260
- Pantalla: 15,6" 1920x1080

1.1. Condiciones de los programas usados

Se describen los programas usados para la elaboración de este trabajo:

- CALMEC: se ha usado ampliamente en este trabajo. Es un programa de diagnóstico de la combustión
- INCA: es un programa usado para la modificación de los parámetros de la inyección de la ECU así como la adquisición de datos.
- PUMA AVL: es un programa usado para la monitorización y la adquisición de datos del motor y de los gases de escape.
- Yoko: es un programa que gestiona el aparato YOKOGAWA usado para la adquisición de datos de la presión de la cámara de combustión
- Microsoft office: se ha usado para la generación de informes, tablas, gráfico y presentaciones.

5.2. Condiciones del puesto de trabajo:

Para la realización de este trabajo, las condiciones de este último son importantes y tienen un impacto sobre la salud del trabajador. Para ello, es necesario disponer de un espacio de trabajo con unas condiciones adecuadas y seguras que previenen y evitan riesgos laborales que pueden causar molestias, fatiga, estrés... durante la realización del trabajo.

Las características ergonómicas del puesto de trabajo vienen descritas principalmente en el Real Decreto 488/1997 intitulado "*Disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización*". En base a este, el Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT) redactó un guía

con unas instrucciones básicas para los trabajadores que utilizan pantallas de visualización de datos.

Los siguientes puntos detallan los parámetros considerados en este análisis de riesgos laborales:

- El tiempo que pasa un operario frente a una pantalla de visualización
- Exigencias y grados de complejidad de las tareas llevadas a cabo mediante el uso de una pantalla de visualización
- Tiempo de atención requerido ante la pantalla.
- La necesidad de la obtención rápida de la información.

Los riesgos a los que se enfrenta el operario que realiza este trabajo son:

- Riesgos de seguridad que pueden ser los contactos y choques eléctricos.
- Higiene Industrial: ruido, temperatura, humedad e iluminación.
- Ergonomía: fatiga física, visual y mental.

5.2.1. Medida de emergencia.

Las instalaciones disponen de un plan de emergencia para que en caso de necesidad este último se lleva a cabo con éxito. Todo el personal debe conocer estas medidas. Existe una gran variedad de normativas en este aspecto aunque la mayoría se aplica a la hora de diseñar los edificios. En documento se supone que estas medidas fueron definidas y validadas previamente a la construcción de las instalaciones del trabajo.

5.2.2. Condiciones de protección contra incendios

El conjunto de la instalación antiincendios, tal como mangueras, extintores se acogen a la normativa vigente. Han sido implantadas y mantenidas por empresas autorizadas cumpliendo las distintas regulaciones a las que están sujetas.

5.2.3. Instalación eléctrica

Toda la instalación eléctrica ha sido proyectada, instalada y mantenida por una empresa debidamente autorizada por el Ministerio de Industria, Energía y Turismo. La instalación cumple con el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión (REBT) para evitar incendio, contactos con personas y explosiones.

Para el puesto de trabajo considerado se ha de cumplir:

- Un mantenimiento adecuado de los cables y las conexiones

- Todos los reglamentos sobre las emisiones electromagnéticas.
- Separa los cables eléctricos y telefónicos
- Uso de longitudes de cables suficientes para posibles futuras modificaciones.
- Facilitar el mantenimiento de los cables sin interrumpir el suministro eléctrico a toda la instalación.

5.2.4. Condiciones termohigrométricas

Las condiciones de bienestar dependen de diferentes parámetros y cambian de un individuo para otro. No obstante, estas condiciones dependen de:

- Temperatura, velocidad del aire y humedad
- Temperatura de las paredes, suelos y objetos
- Las actividades desarrolladas
- La vestimenta

El Real Decreto 488/1997 sobre puestos de trabajo define lo siguiente:

- Las temperaturas operativas de confort deben mantenerse entre 20 y 24^aC en invierno y 23^aC y 26 grados en invierno.
- La humedad relativa del aire ha de estar entre 45 y 65% independientemente de la temperatura.

5.2.5. Iluminación

La iluminación puede ser artificial o natural. Aun esta última es preferente pero depende de las estaciones y las condiciones climáticas, para ello, se deben combinar en caso de necesidad.

En las zonas de trabajo se deben evitar los cambios de contraste entre zonas muy luminosas y oscuras tal como lo establece la norma.

Debe existir una iluminación general donde se ubican los puestos de trabajo. en caso de alumbrado individual, hay que asegurarse de que no se produce deslumbramiento directo o reflexiones en el monitor.

Los niveles de iluminación deben de ser lo suficientes para llevar a cabo las tareas necesarias para el trabajo sin que excedan valores que produzcan una reducción en el contraste de las pantallas por debajo de los mínimos tolerables.

5.2.6. Ergonomía

La ergonomía del puesto de trabajo está directamente relacionada con la problemática de la postura ya que, para la realización del trabajo se adoptan unas posturas estáticas prolongadas que pueden afectar a la salud si no se toman las correctas medidas de precaución.

El diseño del puesto de trabajo debe considerar la fisiología de las personas. Para ello, los mobiliarios deben ser de dimensiones estándares para encajar con la mayoría de las personas. Las superficies de estas últimas deben ser mate para evitar las reflexiones de la luz. En el caso del uso de mobiliario susceptible de entra en contacto con la piel de los usuarios, este último no debe ser buen conductor térmico para evitar la transmisión de calor.

El Real Decreto 488/1997 define las características del puesto de trabajo

Asientos: La altura de los asientos debe ser ajustable. El respaldo debe tener una suave prominencia para dar apoyo a la zona lumbar. La superficie debe ser transpirable y giratoria para facilitar el desplazamiento, el asiento y el levantamiento.

Postura de referencia del usuario: La espalda debe permanecer en contacto con el respaldo del asiento. Los codos deben quedar a la altura del entorno de trabajo.

Mesa espacio de trabajo: sus dimensiones deben ser suficientes para la colocación de la pantalla, y sus periféricos, además de los documentos y libros consultados durante la realización del trabajo.

Colocación de la pantalla: Colocación de la pantalla a una distancia adecuada (depende de las dimensiones de la pantalla y el tipo del contenido visualizado), a una altura correcta respecto a los ojos teniendo en cuenta las fuentes de luces artificiales y naturales.

Pantalla: Las obligaciones se basan en la ergonomía visual que consiste en: tener una imagen estable, posibilidad de ajuste del contraste y la luminosidad, ausencia de reflejos

Teclado: El teclado debe ser inclinado y a una suficiente distancia para evitar sobre carga de los músculos de los brazos.

5.2.7. Ruido

La regulación de los niveles de ruido admisibles en los lugares de trabajo está definida en el Real Decreto 286/2006, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores con los riesgos de exposición a ruidos en el trabajo.

Para los lugares relacionados con la realización de este trabajo, no suelen existir niveles sonoros altos. No obstante, existe la posibilidad de percibir niveles medios de ruido que pueden causar molestias y perturbaciones al operario. Hay que considerar que este trabajo requiere altos niveles de concentración y que cualquier perturbación sonora puede causar una bajada en el rendimiento del trabajador.