



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

DISEÑO DE UNA METODOLOGÍA PARA LA OPTIMIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL CONSUMO Y EMISIONES DE UN MOTOR DIÉSEL

AUTOR: Francisco de Asís Aguilera Roldán

TUTOR: Jaime Martín Díaz

COTUTORES: Diego Blanco Caverro

Curso Académico: 2016-17

RESUMEN

El presente Trabajo Fin de Máster está enfocado al desarrollo de un método para minimizar el consumo y las emisiones de NOx y partículas de hollín de un motor diésel a partir de diseños de experimentos.

Con este propósito se estudiarán 2 puntos de funcionamiento característicos del motor monocilíndrico Z19DTH y se analizará la influencia de los parámetros de inyección (presión de inyección, avance de la inyección principal, masa de las inyecciones y separación entre ellas) sobre las variables citadas anteriormente. A partir de medidas experimentales se han desarrollado modelos estadísticos que reproducen el comportamiento de variables del motor en función de los parámetros de inyección. Utilizando estos modelos, se llevará a cabo una optimización de estos parámetros que satisfagan diferentes funciones de deseabilidad. Finalmente se estudiará la influencia de reducir el número de observaciones en la precisión de los resultados y se comprobará si combinando el modelo experimental con una herramienta predictiva (Siciclo), que incorpora modelos físicos, se obtienen mejoras sustanciales.

Tras analizar los resultados obtenidos se concluye que los parámetros que más afectan al consumo y emisiones del motor son la presión de inyección y el avance de la inyección principal. Además, la adición de una post-inyección en puntos de baja carga supone una reducción del 50 % en emisiones de partículas de hollín y un ligero aumento del rendimiento y, todo esto sin incrementar la formación de NOx. En puntos de media carga la influencia de las inyecciones adicionales es insignificante y en aras de reducir la complejidad de estos modelos en futuros estudios y siempre que el nivel de precisión requerido lo permita, podrán ser despreciadas.

Palabras clave: motores diésel, diseño de experimentos, DOE, consumo, emisiones, NOx, hollín, optimización, combustión, Siciclo, Calmec.

RESUM

El present Treball Final de Màster està enfocat al desenvolupament d'un mètode per a minimizar el consum i les emissions de NOx i partícules de sutge d'un motor dièssel a partir de dissenys d'experiments.

Amb aquest propòsit s'estudiaran 2 punts de funcionament característics del motor monocilíndric Z19DTH i s'analitzarà la influència dels paràmetres d'injecció (pressió d'injecció, avanç de la injecció principal, massa de les injeccions i separació entre elles) sobre les variables nomenades amb anterioritat. A partir de mesures experimentals s'han desenrotllat Models estadístics que reproduïxen el comportament de variables del motor en funció dels paràmetres d'injecció. Utilitzant estos models, es durà a terme una optimització d'estos paràmetres que satisfacen diferents funcions de deseabilidad . Finalment s'estudiarà la influència de reduir el nombre d'observacions en la precisió de resultats i es comprovarà si combinant el model experimental amb una ferramenta predictiva (Silici), que incorpora Models físics, s'obtenen millores substancials.

Després d'haver analitzat els resultats assolits es conclou que els paràmetres que més afecten al consum i emissions del motor són la pressió d'injecció i l'avanç de la injecció principal. A més, l'addició d'una post-injecció en punts de baixa càrrega suposa una reducció del 50% en emissions de partícules de sutge i un lleuger augment del rendiment i, tot açò sense incrementar la formació de NOx. En punts de mitja càrrega la influència de les injeccions adicionales és insignificant i amb la intenció de reduir la complexitat d'aquestos models en futurs estudis i sempre que el nivell de precisió requerit ho permeta, podran ser rebutjades.

Paraules clau: motors dièssel, dissey d'experiments, DOE, consum, emissions, NOx, sutja, optimització, combustió, Siculo, Calmec

ABSTRACT

The present Master's thesis is focused on the development of a method that minimizes both consumption and NOx and soot particles emissions of a diesel engine through design of experiments.

For this purpose, 2 characteristics working points of the single-cylinder engine Z19DTH will be studied and the influence on the mentioned variables of the injection parameters, i.e., rail pressure, main injection advance and injection strategy, will be analyzed. From experimental measures, statistical models have been developed that reproduce the behavior of engine variables as a function of injection parameters. Using these models, an optimization of these parameters that satisfy different desirability functions will be carried out. Finally, the influence of reducing the number of observations on the precision of the results will be studied and it will be checked whether by combining the experimental model with a predictive tool (Siciclo), whether substantial improvements are achieved.

After analyzing the results, it can be concluded that the parameters that affect engine consumption and emissions the most are the rail pressure and the main injection advance. Also, the addition of a post-injection in low-load points is translated into a 50% reduction in soot particles emissions and a slight performance improvement, all this without increasing Nox formation. In mid-load points, the influence of additional injections is insignificant and, in order to reduce the complexity of this models in future studies, and provided the minimum required precision allows it, they can be neglected.

Keywords: diesel engines, design of experiments, DOE, consumption, emissions, Nox, soot, optimization, combustion, Siciclo, Calmec.

A mis padres

A María Luisa

AGRADECIMIENTOS

No me gustaría acabar este Trabajo Fin de Máster sin agradecer a todas las personas que han hecho posible que hoy esté a unos pequeños pasos de convertirme en ingeniero industrial. Sin duda, en estos últimos siete años han pasado por mi vida gran cantidad de personas que han ido aportando su granito de arena y es imposible hacer un recuento exhaustivo. Sin embargo, voy a intentarlo.

En primer lugar, este proyecto no hubiera sido posible sin la inestimable colaboración de mi tutor Jaime Martín y mi cotutor Diego Blanco, los cuales siempre han estado al pie del cañón, disponibles para cualquier tipo de duda y dedicándome todo el tiempo que he necesitado durante los últimos 5 meses. Os lo agradezco de corazón. También merecen unas líneas de agradecimiento todos mis compañeros de despacho y en especial Andreu, Sonia, Dani, Josemi, Josep y Jaume. Sin vosotros mi estancia de prácticas en el CMT no hubiera sido tan agradable. Además me gustaría agradecer al CMT por darme esta oportunidad y a sus profesores, por haberme enseñado tanto y por hacer del mundo del motor una de mis grandes pasiones.

También me gustaría agradecer a todas las personas con las que he podido disfrutar estos dos últimos años del Máster, en especial a Diego, Alicia, Fito, Marina y Paola. Vuestra compañía es el mejor recuerdo que me llevo de Valencia. No sé lo que nos deparará el futuro, si estaremos cerca o lejos los unos de los otros, lo que sí puedo asegurar es que me esforzaré por mantener nuestra amistad y por haceros visitas siempre que pueda allá donde os encontréis.

No sería justo olvidarme en estos agradecimientos de todos mis compañeros y amigos del Colegio Mayor Hernando Colón de Sevilla con los cuales pasé cuatro de los mejores años de mi vida y en los que me formé como la persona que soy hoy en día. Asimismo, agradecer a la Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla y a sus profesores, de los cuales recibí la mejor formación posible y la cual me ha permitido asentar las bases de los conocimientos técnicos de los que hoy dispongo.

No pueden escaparse de estos agradecimientos mis tíos Macarena y Pepe, los cuales han sido unos segundos padres para mí durante toda mi vida y mis primos Jose Ignacio, Javi, Carlos y Jaime que, siguiendo este símil, han sido como hermanos. También destacar a dos personas que han estado muy cerca de mí estos últimos años: a Ignacio, por ser mi primo y hermano y a “Barba”, por ser nuestro primo adoptivo. Gracias por compartir conmigo todos esos grandes momentos.

Por último, y no menos importante, este trabajo está dedicado a las personas más importantes en mi vida, mis padres, Paco y Elena y mi novia, María Luisa. Ellos han demostrado y siguen demostrando día a día ser un apoyo incondicional, dando todo lo que está en sus manos y sin pretender recibir nada a cambio. Gracias por hacer de mí una mejor persona.

Paco Aguilera Roldán

Julio de 2017

DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFM

- Memoria
- Presupuesto



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

**DISEÑO DE UNA METODOLOGÍA PARA LA
OPTIMIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL
CONSUMO Y EMISIONES DE UN MOTOR
DIÉSEL**

-MEMORIA-

Índice general

ÍNDICE GENERAL.....	3
ÍNDICE DE FIGURAS.....	5
1. INTRODUCCIÓN.....	7
1.1. JUSTIFICACIÓN Y ANTECEDENTES	7
1.2. OBJETIVOS DEL PROYECTO	11
1.3. MOTIVACIÓN.....	12
1.4. ESTRUCTURA DEL PROYECTO	12
2. HERRAMIENTAS TEÓRICAS Y EXPERIMENTALES.....	15
2.1. INTRODUCCIÓN	15
2.2. HERRAMIENTAS TEÓRICAS	16
2.2.1. MODELADO FÍSICO DE LA COMBUSTIÓN CON SICICLO	16
2.2.1.1. <i>Hipótesis simplificativas</i>	17
2.2.1.2. <i>Ecuaciones generales del modelo</i>	18
2.2.1.3. <i>Submodelos</i>	20
2.2.2. DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN CON CALMEC	22
2.2.3. MODELADO EXPERIMENTAL: DISEÑO DE EXPERIMENTOS.....	24
2.2.3.1. <i>Terminología general en el Diseño de Experimentos</i>	25
2.2.3.2. <i>Fases en el Diseño de Experimentos</i>	25
2.2.3.3. <i>Diseño factorial de experimentos</i>	27
2.2.3.4. <i>Optimización multiobjetivo de las variables de respuesta</i>	27
2.3. HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES: MOTOR MONOCILÍNDRICO Z19DTH	28
3. METODOLOGÍA.....	31
3.1. INTRODUCCIÓN	31

3.2. DESARROLLO DEL MODELO EXPERIMENTAL.....	32
3.2.1. SELECCIÓN DE LOS PUNTOS DE OPERACIÓN DE ESTUDIO	33
3.2.2. SELECCIÓN DE LAS VARIABLES DE ENTRADA Y DE SALIDA DEL MODELO	34
3.2.3. DEFINICIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO Y DESCRIPCIÓN DE LA METODOLOGÍA DE AJUSTE.....	37
3.3. OPTIMIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL CONSUMO Y DE LAS EMISIONES.....	38
3.3.1. DEFINICIÓN DE LAS FUNCIONES DE DESEABILIDAD.....	38
3.3.2. PROCEDIMIENTO PARA LA OPTIMIZACIÓN EXPERIMENTAL DE LA COMBUSTIÓN	40
3.4. ESTUDIOS POSTERIORES	41
3.4.1. METODOLOGÍA PARA LA REDUCCIÓN DEL NÚMERO DE EXPERIMENTOS.....	41
3.4.2. DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA EXPERIMENTAL-PREDICTIVA.....	43
3.4.3. MODELO EXPERIMENTAL PARA EL MODELADO DE LA LEY DE COMBUSTIÓN	44
4. RESULTADOS.....	47
4.1. INTRODUCCIÓN	47
4.2. INFLUENCIA DE LAS VARIABLES DE INYECCIÓN EN LA COMBUSTIÓN.....	48
4.2.1. RENDIMIENTO INDICADO	48
4.2.3. EMISIONES DE NOX.....	51
4.2.4. EMISIONES DE HOLLÍN	54
4.2.5. ÁNGULOS DE QUEMADO.....	57
4.3. RESULTADOS DE LA OPTIMIZACIÓN DE LA COMBUSTIÓN	58
4.4. MEJORA DE LA METODOLOGÍA DEL DISEÑO DE EXPERIMENTOS.....	64
4.4.1. REDUCCIÓN DEL NÚMERO DE OBSERVACIONES	64
4.4.2. IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO TEÓRICO-EXPERIMENTAL	66
4.4.3. MODELADO DE LA COMBUSTIÓN MEDIANTE LEYES DE WIEBE	70
5. CONCLUSIONES Y LINEAS FUTURAS DE TRABAJO.....	75
5.1. CONCLUSIONES.....	75
5.2. LÍNEAS FUTURAS DE TRABAJO.....	77
ANEXO. MODELOS EXPERIMENTALES DETALLADOS	79
A.1. DOE 1 PARA EL PUNTO 1500@8	79
A.2. DOE 1 PARA EL PUNTO 2000@5	80
A.3. DOE 2 PARA EL PUNTO 1500@8	81
A.4. DOE 2 PARA EL PUNTO 1500@8	81
BIBLIOGRAFÍA.....	83

Índice de figuras

FIGURA 1. 1. EFECTO DE LA PRESIÓN DE INYECCIÓN EN LA PRESIÓN INSTANTÁNEA Y EN LA LEY DE LIBERACIÓN DE CALOR EN UN DV6 MONOCILÍNDRICO DE 1.6 LITROS.	9
FIGURA 1. 2. EFECTO DEL AVANCE DE LA INYECCIÓN EN LA PRESIÓN INSTANTÁNEA Y EN LA LEY DE LIBERACIÓN DE CALOR EN UN DV6 MONOCILÍNDRICO DE 1.6 LITROS.	10
FIGURA 1. 3. ESTRATEGIA DE INYECCIÓN MÚLTIPLE CON EL OBJETIVO DE CADA INYECCIÓN.....	10
FIGURA 1. 4. ESTRATEGIA DE INYECCIÓN MÚLTIPLE EN FUNCIÓN DEL MODO DE OPERACIÓN DEL MOTOR AUDI V6 TDI BITURBO.....	11
FIGURA 2. 1. ESQUEMA DEL PROCESO DE DIAGNÓSTICO.	23
FIGURA 2. 2. ESQUEMA DE LAS VARIABLES QUE INFLUYEN EN EL DOE.	24
FIGURA 2. 3. MOTOR GM Z19DTH.....	28
FIGURA 3. 1. ESQUEMA DEL PROCESO DE DESARROLLO DEL MODELO EXPERIMENTAL.....	33
FIGURA 3. 2. MAPA DEL MOTOR Z19DTH..	34
FIGURA 3. 3. VARIABLES RELATIVAS A LA ESTRATEGIA DE INYECCIÓN.	35
FIGURA 3. 4. GESTIÓN DE LAS MEDIDAS EXPERIMENTALES PARA EL DESARROLLO DE LOS DoEs.....	36
FIGURA 3. 5. FUNCIONES DE DESEABILIDAD PARA LA OPTIMIZACIÓN MULTIOBJETIVO.....	40
FIGURA 3. 6. CASOS DE ESTUDIO PARA LA OPTIMIZACIÓN EXPERIMENTAL DE LA COMBUSTIÓN DEL MOTOR Z19DTH.....	41
FIGURA 3. 7. REDUCCIÓN DEL NÚMERO DE OBSERVACIONES DEL DoE PARA EL PUNTO NOMINAL 1500@8.	42
FIGURA 3. 8. ESQUEMA DEL PROCEDIMIENTO SEGUIDO POR LA HERRAMIENTA COMBINADA EXPERIMENTAL-PREDICTIVA.	44
FIGURA 4. 1. DIAGRAMAS DE PARETO ESTANDARIZADOS DEL RENDIMIENTO INDICADO (DoE 1) PARA LOS 2 PUNTOS ANALIZADOS..	49
FIGURA 4. 2. RENDIMIENTO INDICADO MODELADO VS EXPERIMENTAL DEL DoE 1 PARA LOS 2 PUNTOS ANALIZADOS.	49
FIGURA 4. 3. DIAGRAMAS DE PARETO ESTANDARIZADOS DEL RENDIMIENTO INDICADO (DoE 2) PARA LOS 2 PUNTOS ANALIZADOS. .	50
FIGURA 4. 4. RENDIMIENTO INDICADO MODELADO VS EXPERIMENTAL DEL DoE 1 PARA LOS 2 PUNTOS ANALIZADOS.	51
FIGURA 4. 5. DIAGRAMAS DE PARETO ESTANDARIZADOS DE LAS EMISIONES DE NOx (DoE 1) PARA LOS 2 PUNTOS ANALIZADOS. ...	52
FIGURA 4. 6. EMISIONES DE NOx MODELADAS VS EXPERIMENTALES DEL DoE 1 PARA LOS 2 PUNTOS ANALIZADOS.....	52
FIGURA 4. 7. DIAGRAMAS DE PARETO ESTANDARIZADOS DE LAS EMISIONES DE NOx (DoE 2) PARA LOS 2 PUNTOS ANALIZADOS. ...	53
FIGURA 4. 8. EMISIONES DE NOx MODELADAS VS EXPERIMENTALES DEL DoE 2 PARA LOS 2 PUNTOS ANALIZADOS.....	53
FIGURA 4. 9. DIAGRAMAS DE PARETO ESTANDARIZADOS DE LAS EMISIONES DE HOLLÍN (DoE 1) PARA LOS 2 PUNTOS ANALIZADOS. 55	55

FIGURA 4. 10. EMISIONES DE HOLLÍN MODELADAS VS EXPERIMENTALES DEL DOE 1 PARA LOS 2 PUNTOS ANALIZADOS.	55
FIGURA 4. 11. DIAGRAMAS DE PARETO ESTANDARIZADOS DE LAS EMISIONES DE HOLLÍN (DOE 2) PARA LOS 2 PUNTOS ANALIZADOS.	56
FIGURA 4. 12. EMISIONES DE HOLLÍN MODELADAS VS EXPERIMENTALES DEL DOE 2 PARA LOS 2 PUNTOS ANALIZADOS.	56
FIGURA 4. 13. ÁNGULOS DE QUEMADO MODELADOS VS EXPERIMENTALES DEL DOE 1 PARA EL PUNTO 1500@8.	57
FIGURA 4. 14. SUPERFICIES DE RESPUESTA CON PUNTOS OPTIMIZADOS DEL DOE 1.	61
FIGURA 4. 15. SUPERFICIES DE RESPUESTA CON PUNTOS OPTIMIZADOS DEL DOE 2.	64
FIGURA 4. 16. RAÍZ DEL ERROR CUADRÁTICO MEDIO DEL RENDIMIENTO INDICADO, EMISIONES DE NOX Y HOLLÍN FRENTE AL NÚMERO DE ENSAYOS	65
FIGURA 4. 17. LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR PARA LAS 4 COMBINACIONES DE P_{RAIL} Y SOE_{MAIN} CON MODELOS EXPERIMENTALES COMPLETOS Y REDUCIDOS ($M_1=M_2=2$ Y $DWELL_{1-2}=DWELL_{2-3}=0.25$)	67
FIGURA 4. 18. PRESIÓN INSTANTÁNEA CALCULADA CON SICLO PARA LAS 4 COMBINACIONES DE P_{RAIL} Y SOE_{MAIN} CON MODELOS EXPERIMENTALES COMPLETOS Y REDUCIDOS ($M_1=M_2=2$ Y $DWELL_{1-2}=DWELL_{2-3}=0.25$)	68
FIGURA 4. 19. COMPARACIÓN DE LAS RECM DE LOS 2 PROCEDIMIENTOS DE CÁLCULO DEL RENDIMIENTO INDICADO	69
FIGURA 4. 20. COMPARACIÓN ENTRE LA LEY DE LIBERACIÓN DE CALOR OBTENIDA A TRAVÉS DE CALMEC (EXPERIMENTAL) Y LA CALCULADA MEDIANTE LA SUMA DE LEYES DE WIEBE (MODELADO) PARA EL PUNTO 1500@5 ($M_1=1$, $M_2=2$ Y $DWELL_{1-2}=DWELL_{2-3}=0.25$)	70
FIGURA 4. 21. AJUSTE LINEAL DE LOS PARÁMETROS β_i DE LA LEY DE WIEBE.	71
FIGURA 4. 22. AJUSTE LINEAL DE LOS PARÁMETROS SOC_i DE LA LEY DE WIEBE	72
FIGURA 4. 23. AJUSTE LINEAL DE LOS PARÁMETROS $dcomb, i$ DE LA LEY DE WIEBE	72
FIGURA 4. 24. AJUSTE LINEAL DE LOS PARÁMETROS $C2i$ DE LA LEY DE WIEBE	73

Capítulo 1

Introducción

Índice

1.1. JUSTIFICACIÓN Y ANTECEDENTES	7
1.2. OBJETIVOS DEL PROYECTO	11
1.3. MOTIVACIÓN.....	12
1.4. ESTRUCTURA DEL PROYECTO	12

1.1. Justificación y antecedentes

Actualmente el motor diésel se encuentra en el punto de mira como consecuencia de la cada vez más probable intrusión en el mercado de automóviles eléctricos con autonomías competitivas, buenos rendimientos de transformación y emisiones locales nulas. Además, escándalos como el “Dieselgate” y su incesante propaganda (no siempre del todo acertada) en los medios de comunicación han reducido la popularidad social de los vehículos que utilizan este tipo de motor. A todo esto hay que sumar la entrada de las nuevas normativas de emisiones contaminantes de vehículos en la que se utilizan ciclos de homologación de un mayor carácter transitorio (WLTC) y que intentan reproducir el comportamiento real del vehículo en carretera (RDE).

Debido a estos acontecimientos, los fabricantes ya se están enfrentando al mayor desafío de las últimas décadas: diseño de motores que no sobrepasen los duros límites de emisiones impuestos y que además lo hagan sin penalizar sus consumos. Con este propósito se han venido desarrollando una serie de técnicas para reducir los contaminantes más importantes en este tipo de motores (NOx y hollín) que en este proyecto se clasificarán dependiendo de si actúan directamente en el proceso de combustión para evitar su formación (medidas internas) o los eliminan aguas abajo del motor una vez

que ya se han formado (medidas externas). A continuación se presentan las medidas más usadas en la actualidad, según [1]:

- **Medidas internas (activas):**

- **Control de la inyección:** Consiste básicamente en gestionar en qué instante, de qué forma (una sola inyección, inyecciones piloto o post-inyecciones) y a qué presión se inyecta el combustible. Esta técnica se explicará con detalle más adelante debido a la importancia que posee en este proyecto.
- **EGR (Exhaust Gas Recirculation):** La recirculación de gases de escape en el motor tiene como consecuencia directa la reducción en las emisiones de NOx debido a la reducción de las temperaturas máximas alcanzadas en la cámara de combustión. Por el contrario se produce una reducción del rendimiento y un aumento en las emisiones de hollín (trade-off de las emisiones NOx-hollín).
- **Sobrealimentación:** Aumentar la densidad de la cámara de combustión favorece la mezcla combustible-aire evitando la formación de partículas de hollín y aumentando el rendimiento. Sin embargo, también se produce un aumento de temperatura que favorece la formación de NOx.

- **Medidas externas (postratamiento):**

- **Catalizador de oxidación (DOC):** Consiste en un sistema que convierte el CO, HC y NO en CO₂, H₂O y NO₂. Además, al ser exotérmicas estas reacciones, se produce un aumento de la temperatura de los gases de escape que posibilita la reducción de partículas de hollín.
- **Trampa de partículas (DPF, FAP):** Filtro que retiene mecánicamente las partículas de hollín en un medio poroso. Es necesario regenerar el filtro cuando se encuentra colmatado a través de post-combustiones que aumenten la temperatura de los gases de escape y oxide las partículas atrapadas.
- **Catalizador de reducción de NOx (SCR, LNT).** El catalizador selectivo de reducción (SCR) reduce los NOx a través del uso continuo de amoníaco. Para ello es necesario almacenar urea en un depósito adicional. La trampa de NOx (LNT) es una alternativa al SCR que oxida el NO de los gases de escape a NO₂ y lo almacena. Cuando es necesario realizar una regeneración de la trampa se hace operar el motor con mezclas ricas y el NO se libera para reaccionar con CO y así obtener CO₂ y N₂.

En este proyecto se realizará especial énfasis en el control de la inyección y para ello es necesario conocer que parámetros gobiernan el proceso y cuál es el estado del arte actual. De esta forma se pueden actuar sobre:

- La **presión de inyección**. Al aumentar la presión de inyección se incrementa la velocidad con la que se introduce el combustible y, por tanto, el caudal másico y su cantidad de movimiento. Este hecho facilita la atomización, evaporización y mezcla del combustible con el aire de forma que disminuye el tiempo característico de la combustión. La consecuencia directa de este fenómeno es un aumento de la liberación de calor, de la presión media indicada (y por tanto, una reducción del consumo) y de la temperatura máxima del ciclo que acarreará un incremento en la formación de NOx pero un descenso en la formación de hollín. En la figura 1.1 se puede apreciar la influencia de la presión de inyección en la liberación de calor y en la presión instantánea.

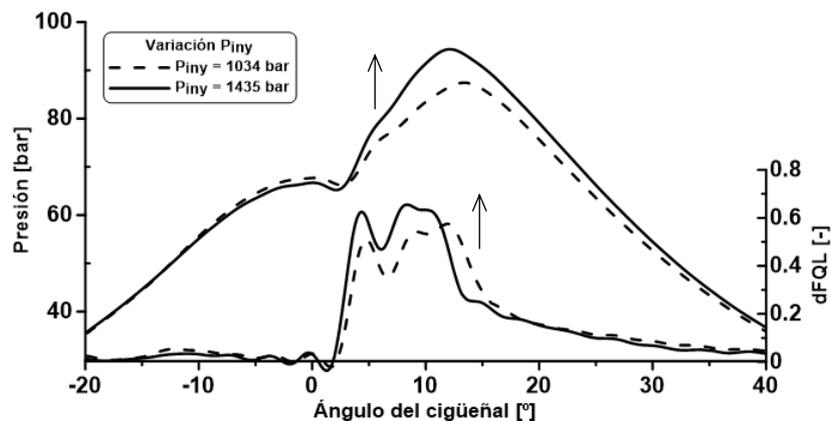


Figura 1. 1. Efecto de la presión de inyección en la presión instantánea y en la ley de liberación de calor en un DV6 monocilíndrico de 1.6 litros. Fuente: autor.

- El **avance de la inyección principal**. El instante en el que se inyecta el combustible también posee gran influencia en las prestaciones y emisiones del motor. Si el combustible se inyecta antes de que el pistón llegue al punto muerto superior, la combustión se iniciará cerca de este punto. Como consecuencia, la presión aumentará por el efecto del movimiento del pistón en su carrera ascendente y por la propia combustión. Sin embargo, si se inyecta tras el punto muerto superior, por un lado la combustión aumentará la presión en cámara, sin embargo, el movimiento del pistón tenderá a reducirla durante su carrera descendente. Es por ello que un adelanto de la inyección supondrá un aumento de la presión y temperatura en cámara, lo que se traduce en un incremento del rendimiento indicado, un aumento de la formación de NOx y una reducción en la formación de partículas de hollín. Además, en los casos donde la inyección principal es muy larga, las condiciones de mayor temperatura en el interior del cilindro propiciarán una reducción de la fase combustión premezclada y un aumento de la difusiva, lo que disminuirá el ruido del motor. En la figura 1.2 se observa la influencia del avance de la inyección en la liberación de calor y en la presión instantánea.

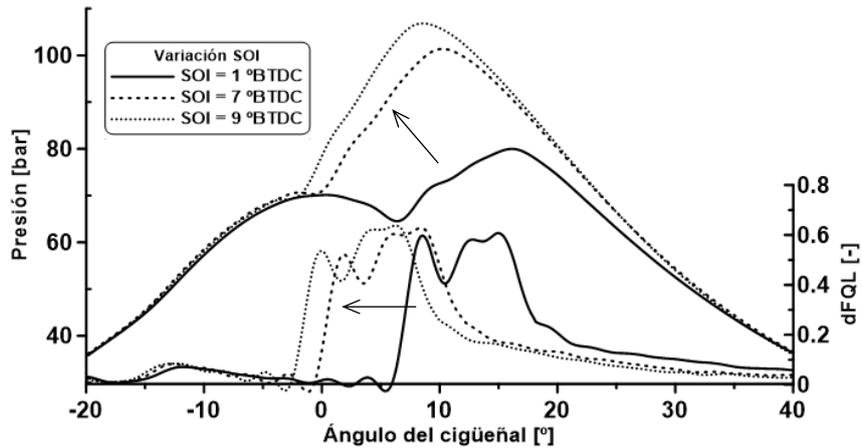


Figura 1. 2. Efecto del avance de la inyección en la presión instantánea y en la ley de liberación de calor en un DV6 monocilíndrico de 1.6 litros. Fuente: autor.

- La **estrategia de inyección**. La llegada del control electrónico de la inyección ha permitido flexibilizar la introducción de combustible en la cámara de combustión en distintas fases. Definir una estrategia de inyección consiste en establecer las masas y las duraciones entre las inyecciones que optimizan las prestaciones, emisiones y el ruido de un motor. En la figura 1.3 se puede observar cómo es una estrategia de inyección múltiple y para qué se utiliza cada una de las inyecciones que la constituyen. De todas las inyecciones tiene especial interés la número 5 pues su aplicación reducirá la formación de hollín aumentando la temperatura de la última fase de la combustión sin el necesario incremento de la formación de NOx ya que no se incrementa la temperatura máxima del ciclo, la cual es la responsable principal de la formación de estos contaminantes. Además ese incremento de temperatura y, por tanto, de presión permitirá en ciertas ocasiones un ligero incremento en el rendimiento indicado.



Figura 1. 3. Estrategia de inyección múltiple con el objetivo de cada inyección. Fuente: Autor.

Por último, para terminar este apartado, se presenta una estrategia de inyección en función del modo de operación de un motor actual (figura 1.4). En ella se puede ver que las estrategias con un gran número de inyecciones tienen interés en puntos de no muy elevada carga y regímenes de giro moderados. Esto se debe principalmente a que en puntos de alta carga el efecto de las inyecciones

adicionales sobre la principal es despreciable y a altos regímenes no se dispone del tiempo suficiente para realizar tantas inyecciones.

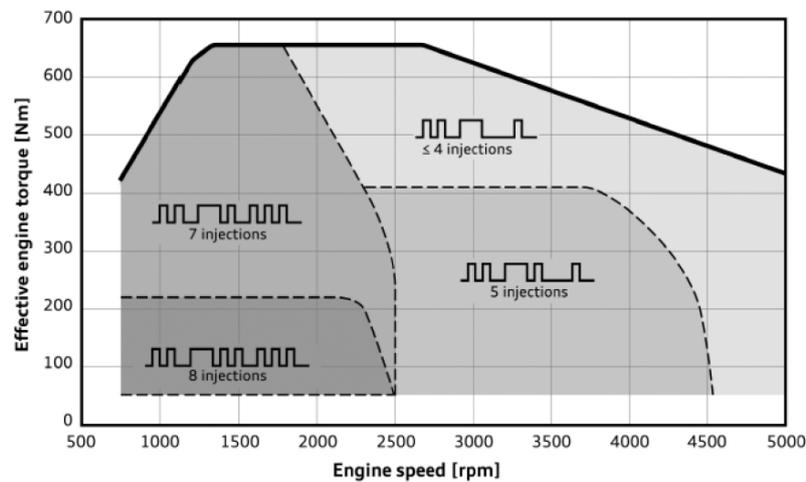


Figura 1. 4. Estrategia de inyección múltiple en función del modo de operación del motor Audi V6 TDI Biturbo.
Fuente: Audi.

1.2. Objetivos del proyecto

El objetivo principal de este Trabajo Fin de Máster es el diseño de una metodología que permita optimizar experimental y simultáneamente el rendimiento y las emisiones de NOx y partículas de hollín del motor diésel Z19DTH. Además, se diferencian 4 objetivos secundarios:

- Analizar la influencia de los parámetros de inyección de un MEC en el rendimiento indicado y en las emisiones de NOx y hollín para 2 puntos de funcionamiento característicos del motor a través de Diseños de Experimentos (DoEs). Los parámetros estudiados serán la presión de inyección, el avance de la inyección principal y las masas y duraciones de las inyecciones adicionales (pilotos y post).
- Encontrar el valor de los parámetros anteriores que optimizan el rendimiento y las emisiones simultáneamente estableciendo distintos escenarios (con o sin presencia de postratamiento de gases de escape).
- Implementar una serie de simplificaciones y mejoras a la hora de plantear un planning de ensayos que posibiliten una reducción considerable en el número de observaciones necesarias sin perjudicar de forma notable la precisión de los resultados y que permitan conocer de forma más detallada cómo se lleva a cabo el proceso de combustión en un MEC.

- Desarrollo de un modelo que, usando como entradas los parámetros de inyección, reproduzca por medio de leyes de Wiebe la evolución de la combustión en todo el rango de operaciones del motor.

1.3. Motivación

El proyecto realizado se trata de un Trabajo Fin de Máster necesario para obtener el título de Máster en Ingeniería Industrial. Por este motivo, en el presente trabajo se deben plasmar los conocimientos y competencias adquiridas por el estudiante a lo largo de su formación.

El trabajo llevado a cabo se enmarca dentro de la línea de investigación del Instituto Universitario CMT Motores Térmicos denominada “Evaluación y Optimización del Ciclo Indicado a partir de un modelo termodinámico OD” y concretamente en la parte de “Optimización Experimental de la ley de Combustión”.

Como se ha comentado en el apartado de Justificación y Antecedentes, a la hora de diseñar un motor, el primer criterio que se ha de tener en cuenta es el cumplimiento de las normativas anticontaminantes. Sin embargo, para lograr este objetivo se han de penalizar otros aspectos de gran importancia, como son las prestaciones (rendimiento y potencia). La tarea del ingeniero consistirá, por tanto, en encontrar una solución de compromiso que satisfaga todos los requerimientos impuestos una vez que el problema se haya definido completamente y se conozcan las variables más influyentes en el proceso. Con este propósito es necesario el uso de herramientas que proporcionen gran cantidad de información experimental y su posterior análisis a través de Diseños de Experimentos (DoEs) para dar un enfoque robusto al problema planteado.

Otro aspecto de vital importancia a la hora de realizar cualquier tipo de proyecto es hacer un uso eficiente de los recursos disponibles. Por ejemplo, para el desarrollo de un modelo experimental, mientras más información se utilice, mejor será la precisión de los resultados. Sin embargo, a medida que se incrementa el número de experimentos, los costes y el tiempo empleado para realizarlo aumentan. Por lo tanto, es necesario imponer un nivel de precisión que permita optimizar los recursos de los cuales se dispone.

Como conclusión, poder aprender y hacer uso de estas herramientas tan útiles, además de entender la importancia que tiene hacer un buen uso de los recursos supone una gran oportunidad para poner el broche final al Máster en Ingeniería Industrial.

1.4. Estructura del proyecto

En el capítulo 1 de este Trabajo Fin de Máster se realiza una introducción al documento elaborado. Se plantea la problemática que sufren los motores diésel actualmente en relación a los límites de emisiones impuestos y se describen las técnicas más utilizadas para reducir su formación sin perjudicar el consumo. Posteriormente se plantean los objetivos de este proyecto y los motivos que han llevado a realizarlo.

El segundo capítulo titulado “Herramientas Teóricas y Experimentales” consta de 2 bloques principales. En el primero se describen las herramientas teóricas utilizadas para la realización del proyecto: modelos teóricos que utilizan ecuaciones generales de la física para predecir las variables más importantes del funcionamiento del motor, modelos de diagnóstico que, a través de ciertos datos experimentales y aplicando ecuaciones, son capaces de proporcionar gran cantidad de información y Diseños de Experimentos (DoEs), los cuales permitirán analizar que variables influyen de forma predominante en la combustión. En el segundo bloque se describe el motor utilizado para obtener los datos experimentales y su instalación con los elementos más importantes.

En el tercer capítulo se presenta la metodología llevada a cabo para la obtención de los resultados. En primer lugar se explica cómo se han establecido los puntos de funcionamiento de interés y qué variables se tomarán como factores influyentes del proceso. A continuación se describe el método utilizado para realizar el modelo experimental y se presentan las funciones de deseabilidad, las cuales permitirán la optimización experimental del rendimiento y emisiones del motor. Por último se presentan las simplificaciones y mejoras del modelo experimental para reducir el número de observaciones sin penalizar de forma excesiva la precisión del modelo y poder obtener una mayor cantidad de información de interés.

En el cuarto capítulo se presentan los resultados obtenidos tras desarrollar la metodología y en el capítulo 5 se ofrecen de forma sintetizada las conclusiones más relevantes de este proyecto y posibles líneas futuras de trabajo utilizando como base los propios resultados obtenidos.

Capítulo 2

Herramientas teóricas y experimentales

Índice

2.1. INTRODUCCIÓN	15
2.2. HERRAMIENTAS TEÓRICAS	16
2.2.1. MODELADO FÍSICO DE LA COMBUSTIÓN CON SICICLO	16
2.2.1.1. <i>Hipótesis simplificadoras</i>	17
2.2.1.2. <i>Ecuaciones generales del modelo</i>	18
2.2.1.3. <i>Submodelos</i>	20
2.2.2. DIAGNÓSTICO DE LA COMBUSTIÓN CON CALMEC	22
2.2.3. MODELADO EXPERIMENTAL: DISEÑO DE EXPERIMENTOS	24
2.2.3.1. <i>Terminología general en el Diseño de Experimentos</i>	25
2.2.3.2. <i>Fases en el Diseño de Experimentos</i>	25
2.2.3.3. <i>Diseño factorial de experimentos</i>	27
2.2.3.4. <i>Optimización multiobjetivo de las variables de respuesta</i>	27
2.3. HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES: MOTOR MONOCILÍNDRICO Z19DTH	28

2.1. Introducción

En este capítulo se explicarán las herramientas utilizadas para la realización de este proyecto. En primer lugar se tratarán las herramientas teóricas, las cuales se basan fundamentalmente en técnicas para modelar el conjunto de fenómenos que se llevan a cabo en el interior de los cilindros del motor durante el proceso de combustión. Se diferenciará entre los distintos tipos de modelos, se desarrollarán los principios y ecuaciones en los que se basan y se enunciarán qué ventajas e inconvenientes tienen el uso de los mismos.

En la segunda sección de este capítulo se describirá el motor diésel Z19DTH, el cual ha sido utilizado para el desarrollo de este estudio. Se presentarán sus elementos característicos y se detallarán las características técnicas del mismo. Por último se describirá el funcionamiento de la

instalación utilizada para la toma de datos, indicando los principales equipos de medida y como se ha llevado a cabo el proceso.

2.2. Herramientas teóricas

La investigación sobre motores de combustión interna alternativos es un proceso interactivo que aúna medidas experimentales y estudios teóricos con el fin de obtener resultados relevantes técnicos y científicos. Dentro de este proceso se diferencian 2 objetivos fundamentales: por un lado la comprensión de fenómenos físicos relevantes y por otro, mejorar el comportamiento del motor y ayudar al desarrollo. En el primero de los casos se trata de un proceso de investigación básica y en el segundo, de investigación aplicada.

En la práctica, a la hora de estudiar el comportamiento de un MCI, se distinguen 2 tipos de técnicas: teóricas, que mediante ecuaciones generales de la física se describen los distintos fenómenos que tienen lugar en el motor, y experimentales, que a partir de datos recogidos en ensayos se obtienen ecuaciones empíricas o semi-empíricas capaces de representar el comportamiento del motor en un determinado rango de su funcionamiento. Por último, existe una combinación de ambas técnicas de estudio (teóricas y experimentales) denominada diagnóstico de la combustión, en el cual, a partir de la medida experimental de la presión en cámara y de la aplicación de leyes fundamentales se calculan las prestaciones del motor y variables termodinámicas que son imposibles de medir físicamente durante la combustión.

2.2.1. Modelado físico de la combustión con Sículo

El modelado físico o predictivo de la combustión, como se ha comentado anteriormente, se basa en aplicar ecuaciones generales de conservación a los volúmenes de control que constituyen el sistema del MCI. Dependiendo de la precisión deseada en los resultados, se establecerán hipótesis que simplificarán el proceso de cálculo.

Las principales ventajas de utilizar un modelo físico respecto a la información obtenida experimentalmente son su menor precio y su mayor velocidad. Además, los modelos permiten conocer variables que son imposibles de medir experimentalmente. Sin embargo, por lo general, será necesario contrastar experimentalmente los resultados para validar las hipótesis simplificadoras.

Existen diversas clasificaciones de estos modelos atendiendo a las principales características de los mismos:

- Según la resolución espacial:
 - **Modelos 0-dimensionales:** las propiedades termodinámicas dentro de la cámara se consideran constantes respecto a la posición espacial.
 - **Modelos cuasi-dimensionales:** Se resuelven como un modelo 0-dimensional y, de manera independiente, se añaden dimensiones adicionales.

- **Modelos unidimensionales:** se considera variación de las propiedades termodinámicas en una sola dirección.
 - **Modelos multidimensionales:** tienen en cuenta la variación de las propiedades del fluido en cualquier dirección.
- Según la dependencia con el tiempo:
- **Modelos estacionarios:** no se considera la variación temporal de las variables.
 - **Modelos cuasi-estacionarios:** resuelve un caso transitorio como si se tratase de una solución independiente del tiempo, habiendo fijado esta variable.
 - **Modelos no-estacionarios:** la solución es dependiente de la evolución temporal.
- Según el número de zonas:
- **Modelos de 1 zona:** Se resuelven las ecuaciones de conservación integradas para todo el volumen definido por la cámara de combustión.
 - **Modelos de 2 zonas:** La cámara de combustión se divide en 2 zonas: en la que se encuentra la mezcla fresca y en la que se sitúan los gases quemados. Ambas zonas están separadas por la superficie definida por el frente de llama. Esta división es comúnmente utilizada en los modelos de motores de encendido provocado.
 - **Modelos multizona:** El volumen de la cámara se divide en pequeñas celdas de control definidas por una geometría mallada. Para cada una de las celdas se resuelven las ecuaciones de conservación hasta que se converge en una solución factible.

Para el desarrollo de este proyecto se ha utilizado el software de modelado Siculo. De acuerdo a las clasificaciones anteriores, Siculo se trata de un modelo 0-dimensional, estacionario y de 1 zona. A continuación se detallarán las hipótesis simplificadoras que se aplican en este modelo, las ecuaciones generales que resuelve y los submodelos que utiliza.

2.2.1.1. Hipótesis simplificadoras

Tal y como se ha comentado previamente, a los modelos se les aplica una serie de hipótesis con el objetivo de facilitar su resolución. Las principales hipótesis utilizadas en la herramienta predictiva Siculo son las siguientes:

- **La cámara de combustión se considera un sistema abierto** tanto en el ciclo abierto (debido a la admisión y de escape) como en el ciclo cerrado (debido a la inyección y a las fugas de blow-by).
- **La presión en la cámara de combustión es uniforme.** Esta hipótesis se puede asumir debido a que las velocidades tanto del frente de llama como las del fluido son bastante inferiores que la velocidad del sonido [2].
- **Se consideran 3 especies:** aire, combustible evaporado y productos estequiométricos de la combustión. El hecho de que en un motor diésel la llama esté localizada en una región estequiométrica de aire-combustible durante la fase de combustión controlada de la mezcla hace esta hipótesis sea viable [3].
- **Todas las especies se comportan como gases perfectos.** Tal y como muestran Lapuerta y otros [4], el error cometido por asumir este comportamiento de los gases es totalmente despreciable a efectos de cálculo.
- **Los calores específicos son función de la temperatura y de las composiciones** de cada gas.
- **La energía interna se calcula asumiendo que la temperatura es uniforme** dentro de la cámara. Esta hipótesis puede ser la más crítica ya que la energía interna del gas depende de la temperatura. Esto puede ser crucial para los gases quemados al comienzo de la combustión a pesar de que el error se va reduciendo a medida que se desarrolla la combustión debido a que el proceso de dilución y la transferencia de calor tienden a homogeneizar la temperatura en la cámara.
- **Se considera transferencia de calor convectiva a través de las paredes de la cámara de combustión** en función del punto de operación. La radiación no se considera explícitamente debido a que es bastante reducida respecto de la convección.
- **Se consideran las deformaciones mecánicas** del motor debidas a las altas presiones de la cámara y a la inercia de los elementos mecánicos en movimiento.

Una vez se han establecido las hipótesis a utilizar en el modelo, el siguiente paso consiste en desarrollar las ecuaciones en las que se basan el mismo.

2.2.1.2. Ecuaciones generales del modelo

El modelo predictivo de Sículo se basa en la resolución de ecuaciones generales de conservación aplicadas al volumen de control definido por la cámara de combustión: el balance de masa (ecuación 2.1) y el balance de energía (ecuación 2.2). Análogamente se utilizará la ecuación de estado del gas ideal para obtener las propiedades termodinámicas de la mezcla.

- Balance de masa

La masa total tras el cierre de la admisión (m_{RCA}) se calcula como la suma de la masa de aire fresco (m_a), la masa de gases de escape recirculados (m_{EGR}) y de los gases de escape residuales del ciclo anterior (m_{res}) menos la masa de cortocircuito (m_{cc}) durante el cruce de válvulas. Todas estas variables se corresponden con entradas al modelo y son obtenidas experimentalmente (m_a y m_{EGR}) o a través del submodelo de llenado-vaciado (m_{res} y m_{cc}) descrito por Paity y otros [5].

Una vez se ha obtenido la masa al cierre de la admisión, la masa en el ciclo cerrado se puede obtener a través del siguiente balance:

$$m_c(\alpha) = m_{RCA} - \int_{RCA}^{\alpha} dm_{bb} + \int_{Sol}^{\alpha} dm_{f,ev} \quad (2.1)$$

Donde:

- dm_{bb} es la masa de blow-by que se ha fugado en un $d\alpha$.
- $dm_{f,ev}$ es la masa de combustible evaporado que se ha introducido en un $d\alpha$.

Además de conocer que cantidad de masa total existe en la cámara de combustión durante el ciclo cerrado también es necesario saber cuál es la proporción de cada una de 3 especies (aire, combustible evaporado y productos de la combustión) que existe durante el ciclo cerrado. Teniendo en cuenta que la tasa con la que desaparece la mezcla fresca al quemarse es proporcional al calor que se va liberando en cada instante, el cálculo de las fracciones másicas de cada especie es inmediato.

- Balance de energía

Al igual que el balance de masa, el balance de energía se resuelve para cada intervalo angular perteneciente al ciclo cerrado del motor. Las principales salidas de modelo (presión y temperatura en cámara) se obtienen a partir de aplicar el 1^{er} Principio de la Termodinámica para sistemas abiertos. Particularizando la ecuación general se obtiene la siguiente expresión:

$$dFQL = m_c c_{v,c} dT + dQ + p dV - (h_{f,iny} - u_{f,g}) dm_{f,ev} + R_c T_c dm_{bb} \quad (2.2)$$

Donde:

- $dFQL$ es la tasa de liberación de calor e indica la energía térmica que se libera en el proceso de combustión.
- $m_c c_{v,c} dT$ es la fracción del calor liberado que se invierte en aumentar la temperatura de la masa contenida en el cilindro.

- dQ es la parte del calor liberado que se escapa a través de las paredes de la cámara de combustión (culata, pistón y camisa).
- $p dV$ corresponde a la parte del calor liberado que se transforma en trabajo útil del pistón.
- $(h_{f,iny} - u_{f,g}) dm_{f,ev}$ representa la energía que necesita el combustible inyectado para calentarse, atomizarse y evaporarse.
- $R_c T_c dm_{bb}$ es la pérdida de energía en la cámara que suponen las fugas por blow-by.

2.2.1.3. Submodelos

Como se puede apreciar en la expresión 2.2, existen variables que son, a priori, desconocidas (Calor transmitido, masa de blow-by, volumen, etc.) y para calcularlas será necesario hacer uso de submodelos. A continuación se presentan los submodelos de cálculo que utiliza la herramienta predictiva Siculo:

- Modelo de cálculo del volumen instantáneo del interior del cilindro

El volumen interior del cilindro en un instante determinado se obtiene como la suma del volumen de la cámara de combustión (V_{cc}), el volumen desplazado por el pistón (V_d) y las deformaciones originadas por la inercia (ΔV_i) y por la presión (ΔV_p) calculadas a través de un modelo de deformaciones simple:

$$V(\alpha) = V_{cc} + V_d(\alpha) + \Delta V_i + \Delta V_p \quad (2.3)$$

- Modelo de blow-by

Para el cálculo del gasto de blow-by se suponen condiciones de flujo compresible, unidimensional y adiabático. Aplicando la ecuación de la tobera entre el cilindro y el cárter directamente [6] se obtiene la masa instantánea que se fuga a través de los segmentos:

$$\dot{m}_{bb} = c_{bb} A_{efect} p \sqrt{\frac{2 \gamma}{r_c (\gamma - 1) T}} \sqrt{\left(\frac{p_{carter}}{p}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{carter}}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.4)$$

Donde:

- c_{bb} es un coeficiente de ajuste obtenido a través de medidas experimentales.
- A_{efect} es el área efectiva de paso a través de los segmentos ($0.035 D[mm]$).
- p_{carter} es la presión en el cárter (se considera la atmosférica).
-

- **Modelo de inyección**

La forma con la que se inyecta el combustible tiene gran importancia en el balance de masa y en el balance de energía. Sin embargo, al tener el modelo de Sículo como input principal la ley de liberación de calor, la información principal sobre la combustión ya es conocida y, por tanto, el hecho de utilizar un modelo de la tasa de inyección (o incluso la tasa experimental) no supondrá una gran mejora en la evolución del ciclo termodinámico.

- **Cálculo de propiedades termodinámicas**

El calor específico, la energía interna y la constante específica de la mezcla gaseosa se calculan, respectivamente, como:

$$c_{vc} = c_{va} Y_a + c_{vf} Y_f + c_{vq} Y_q \quad (2.5)$$

$$u_c = u_a Y_a + u_f Y_f + u_q Y_q \quad (2.6)$$

$$R_c = R_a Y_a + R_f Y_f + R_q Y_q \quad (2.7)$$

Siendo las Y_i las fracciones másicas de cada especie de la mezcla gaseosa.

- **Modelo de transmisión de calor**

Como se ha comentado en las hipótesis, el mecanismo principal de transferencia de calor que se considera en el modelo es el de convección. La radiación, al tener un peso global inferior durante la combustión, no se considera explícitamente [7].

El calor de los gases se transfiere a las paredes (camisa, culata y pistón) siguiendo la Ley de Enfriamiento de Newton:

$$Q_w = h [A_p (T_g - T_p) + A_{cul} (T_g - T_c) + A_{cil} (T_g - T_{cil})] \quad (2.8)$$

En la expresión anterior, el coeficiente de transferencia de calor, h , se calcula mediante la expresión semi-empírica propuesta por Woschni [8] [9] y se varía el valor de sus constantes de forma que el modelo se ajuste de la mejor forma posible a los cálculos realizados por medio de una herramienta CFD [10] [11]. La expresión utilizada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor es:

$$h = C D^{0.2} p^{0.8} T^{0.53} \left[C_{W1} c_m + C_{W2} c_u + C_2 \frac{V_d T_{RCA}}{V_{RCA} p_{RCA}} (p - p_0) \right]^{0.8} \quad (2.9)$$

Donde:

- $C = 0.012$.
- $C_2 = 0.001$.
- C_m es la velocidad media del pistón.
- C_u es la velocidad tangencial instantánea del gas en la cámara.
- C_{W1} y C_{W2} son las constantes de transmisión de calor de Woschni ajustadas.
- p_0 es la presión en el motor considerando una evolución politrópica.

Además, para el cálculo de la transmisión de calor se necesita una estimación de las temperaturas de las paredes. Para ello se utiliza un modelo nodal con el que se pueden calcular las temperaturas medias de la camisa del cilindro, del pistón y de la culata del motor [12] [13].

2.2.2. Diagnóstico de la Combustión con Calmec

Los modelos teórico-experimentales o de diagnóstico de un MCI son aquellos que a partir de datos medidos experimentalmente y de ecuaciones físicas son capaces de calcular una serie de salidas en cuanto a prestaciones, emisiones y ruido. Generalmente se utilizan para aplicaciones de complejidad variable, como son tareas de mantenimiento, monitorizado de grandes motores e investigación básica y aplicada en MCI. Las principales ventajas que muestran este tipo de modelos son las siguientes:

- Las instalaciones experimentales que se necesitan son sencillas.
- Se pueden usar desde modelos termodinámicos que calculan rápidamente la ley de liberación de calor hasta modelos complejos.
- No se requiere de mucho tiempo para realizar los cálculos.
- Proporcionan gran información acerca del proceso de combustión.

El modelo de diagnóstico de la combustión utilizado en este proyecto se basa fundamentalmente en la medida de presión en cámara y utilizando las ecuaciones de conservación de la masa y energía, junto con la ley de estado del gas, se obtienen las condiciones termodinámicas dentro del cilindro y la ley de combustión. El software que implementa el modelo de diagnóstico que

se ha utilizado para llevar a cabo este trabajo es Calmec, el cual ha sido desarrollado por el Instituto Universitario CMT Motores Térmicos.

Las hipótesis, ecuaciones generales y submodelos que utiliza Calmec son los mismos que los de la herramienta predictiva Siculo (explicada en el apartado anterior). Es por ello por lo que no se entrará mucho en detalle en la explicación de este modelo de diagnóstico. Sin embargo si se hará más hincapié en cuáles son las variables experimentales que servirán como input al modelo y como se integran en el mismo.

En la figura 2.1 se puede observar un esquema del proceso de diagnóstico de la combustión. En él se muestran cada una de las fases que intervienen en dicho procedimiento y los elementos necesarios para llevarlo a cabo.

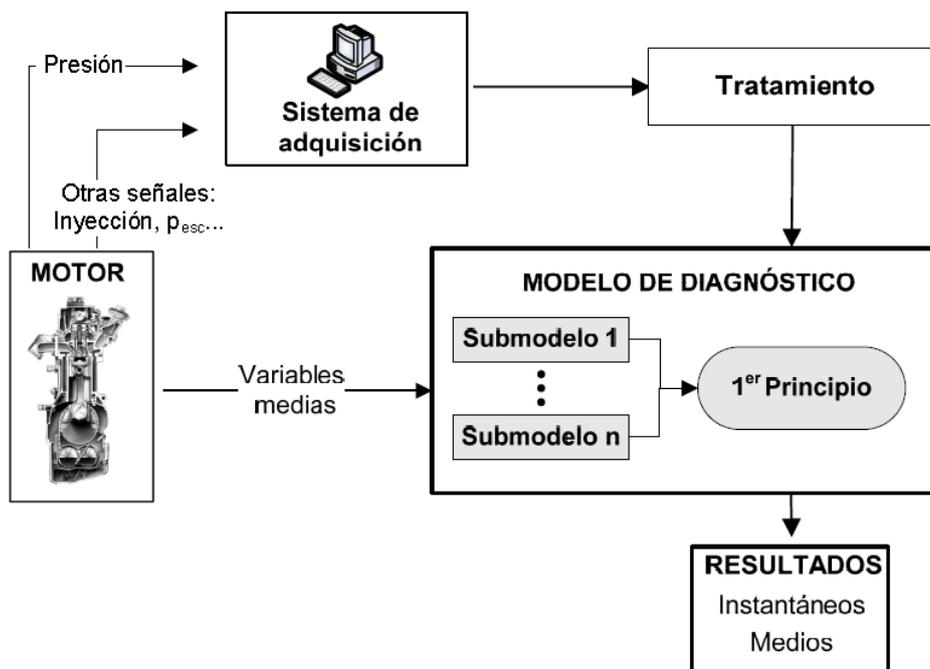


Figura 2. 1. Esquema del proceso de diagnóstico. Fuente: [14].

En este esquema cabe destacar la presencia del sistema de adquisición y tratamiento de las señales. Éste se compone de sensores (piezoeléctricos, piezoresistivos, termopares, etc.), sistemas de tratamiento para promediar y filtrar las señales y, por último, un convertido analógico-digital. Las variables medidas se pueden dividir en medias e instantáneas. En las primeras se obtiene un valor por cada vuelta mientras que en las segundas, las medidas se toman tras intervalos angulares muy reducidos.

Las variables medias que son necesarias medir para el modelo son:

- Régimen de giro medio.

- Presión y temperatura del gas en los colectores de admisión y escape.
- Presión y settings de inyección.
- Temperatura del refrigerante, combustible y aceite.
- Gastos de aire, EGR, combustible y blow-by.
- Par.

Por otro lado las variables instantáneas que se necesitan introducir en Calmec son la presión en cámara y la tasa de inyección, aunque esta última no es totalmente indispensable ya que puede ser simulada a partir de los settings de inyección sin que suponga una elevada penalización en la precisión del modelo [15].

2.2.3. Modelado experimental: Diseño de experimentos

El objetivo principal del modelado experimental es conseguir una serie de ecuaciones empíricas, a través de un ajuste de datos medidos en ensayos, que sean capaces de representar el comportamiento del motor dentro de un cierto rango de su funcionamiento.

Dentro del modelado experimental existe una técnica denominada Diseño de Experimentos (DoE) cuya finalidad es encontrar la relación existente entre las variables de entrada (o de control, en el caso de motores), x_i , y las variables de salida (prestaciones, emisiones y ruido en el caso del motor), y_i , de forma que se puedan obtener resultados cuantificables. El efecto de cada input no tiene por qué ser independiente con el resto, sino que pueden existir interacciones entre ellos que afecten a la salida. Además, al tratarse de un proceso experimental, existirán entradas no contempladas que generen ruido y que produzcan efectos indeseados en las variables de respuesta, aumentando la incertidumbre del proceso, z_i . En la figura 2.2 se puede observar un esquema general de un sistema de estudio.

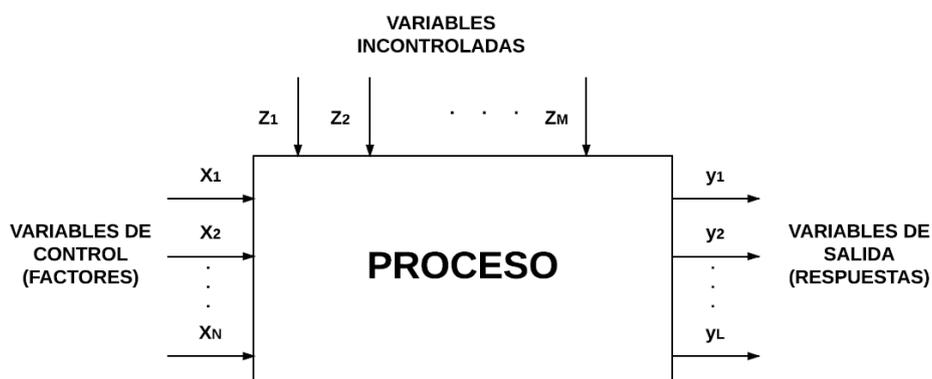


Figura 2. 2. Esquema de las variables que influyen en el DoE. Fuente: Autor.

Los objetivos principales que presenta un DoE son los siguientes:

- **Analizar la influencia de las variables** que afectan a un proceso.
- **Optimizar una respuesta determinada** estimando el valor de las variables de entrada para que la variable analizada consiga su valor óptimo (máximo o mínimo local).
- **Obtener modelos experimentales** que puedan predecir una respuesta.

2.2.3.1. Terminología general en el Diseño de Experimentos

A continuación se presentarán los términos que se utilizarán a lo largo de esta sección:

- **Variables de interés o respuesta:** variable que se pretende estudiar y de la cual se desea analizar su variabilidad.
- **Factor:** son cada una de las variables independientes que influyen en la variabilidad de la respuesta.
- **Factor tratamiento o variable de control:** son los factores de los cuales se interesa saber su influencia sobre la respuesta.
- **Niveles:** cada uno de los resultados de un factor. Pueden ser elegidos por el investigador o aleatoriamente.
- **Tratamiento:** es una combinación específica de los niveles de los factores de estudio.
- **Observación experimental:** Medición de la variable respuesta tras realizar un tratamiento.
- **Tamaño del Experimento:** Número total de observaciones experimentales realizadas.

2.2.3.2. Fases en el Diseño de Experimentos

Según Antony J. [16], en un Diseño de Experimentos deben diferenciarse las siguientes 4 fases:

1. Planificación

- En primer lugar **se describirá y se formulará el problema** analizando a grandes rasgos cual es el fenómeno que se desea estudiar, por ejemplo, cómo afectan los settings de inyección a las prestaciones del motor.

- **Se eligen las respuestas.** Una vez definido el problema hay que elegir el conjunto de variables de salida o características medibles del proceso.
- **Se eligen los factores.** Es importante analizar al detalle cuales son las variables del proceso que influyen en el valor de las respuestas definidas anteriormente. Cada factor puede tener distintos valores (niveles). Se suele tomar un número discreto de niveles para cada factor sin pasar por alto que a mayor número de niveles, mayor número de ensayos experimentales serán necesarios realizar.
- **Se determinan las interacciones entre factores.** Es importante conocer el grado de influencia de la interacción existente de dos o más factores sobre la respuesta.

2. Diseño

Una vez se ha llevado a cabo el proceso de planificación será necesario decidir que diseño es el más adecuado. Existen numerosos tipos de diseños de experimentos que se describirán brevemente a continuación:

- En un **DoE factorial completo** se analizan tantos experimentos como combinaciones posibles de niveles existan. Este enfoque es el más adecuado en los casos en los que existe un número reducido de factores y niveles aunque generalmente realizar este tipo de DoE supone un gran coste experimental.
- Si el número de factores que influyen en el proceso es relativamente alto, es común realizar un diseño tipo “**screening**”. Esta metodología consiste básicamente en detectar que factores tienen una mayor influencia sobre el proceso. Este tipo de diseño permite centrarse en posteriores estudios sobre dichos factores en vez de analizarlos todos en su conjunto.
- Existen otros enfoques como el **diseño fraccionado** de un diseño factorial completo que han sido desarrollados por Frank Yates y Oscar Kempthorne. En estos se realiza tan solo una fracción del número total de experimentos para reducir el coste de llevar a cabo un gran número de experimentos de forma que no se penalice de forma excesiva la precisión del modelo. En otros diseños como el **diseño ortogonal de Taguchi** también puede llevarse a cabo una reducción del número total de experimentos a realizar.

3. Experimentación

Tras el proceso de planificación y diseño se llevará a cabo la fase de experimentación, en la cual se deberán tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- **Lugar de ensayo.** Es necesario establecer una ubicación fija para todo el experimento de forma que los factores no controlables (condiciones ambientales y otras fuentes de ruido) no afecten de forma excesiva a los resultados.
- **Viabilidad técnica y económica.** Es de vital importancia verificar que el experimento puede ser llevado a cabo en función del coste de la instrumentación y equipos necesarios y del tiempo

estimado para realizarlo. Si el hecho de realizar el experimento supone un coste superior al beneficio posterior no merecerá llevarlo a cabo.

- Además, para que la variabilidad del experimento sea lo más reducida posible es aconsejable que sean los **mismos operarios** los que se encarguen de la realización completa del mismo.
- Durante el trascurso del experimento es necesario **observar** si existen anomalías o discrepancias en los factores, ya sean controlables o no. En el caso de producirse será conveniente parar y empezar de nuevo el experimento.
- Se deberán **tomar los datos** de las variables de respuesta a través de los ensayos de forma ordenada para facilitar su procesado.

4. Análisis

En esta fase se analizan los datos obtenidos durante la experimentación para determinar:

- Cuáles son las **variables que afectan** al valor medio de las respuestas y en qué medida.
- Los valores de los niveles de las variables que permiten **optimizar las variables de respuesta**.
- Si es posible realizar una mejora del estudio a través de **futuros experimentos**.

2.2.3.3. Diseño factorial de experimentos

En este proyecto se realizará especial énfasis en los diseños factoriales, concretamente en los que poseen dos niveles por cada factor. Como se ha comentado anteriormente, los diseños factoriales son aquellos en los que se realiza tantos experimentos como combinaciones posibles entre los niveles de todos los factores existan en el DoE. De esta forma, si se consideran 2 niveles y k factores, una réplica completa requerirá $2 \times 2 \times 2 \times \dots \times 2 = 2^k$ observaciones y se denominará diseño factorial 2^k . En este tipo de diseños todos los factores del modelo poseen la misma importancia en primera instancia y se supone la existencia de interacciones entre todos los factores.

2.2.3.4. Optimización multiobjetivo de las variables de respuesta

Tras realizar el ajuste y comprobar cuáles son los factores principales de los que depende la respuesta es interesante aplicar un proceso de optimización de la misma. La región en la cual se iniciará el proceso de optimización quedaría definida por los niveles de cada factor. Matemáticamente el problema se reduce en determinar el valor de los factores que maximizan o minimizan las respuestas.

Existen gran cantidad de métodos que permiten optimizar las respuestas de un DoE. El método utilizado en este proyecto se basará en funciones de deseabilidad, las cuales serán descritas con mayor precisión en el capítulo 3.

2.3. Herramientas experimentales: motor monocilíndrico Z19DTH

En primer lugar debe dejarse claro que en este proyecto no se ha llevado a cabo ningún ensayo experimental y, al comienzo de este trabajo, ya se disponía de toda la información utilizada para la elaboración de este documento. Por este motivo no se explicarán los elementos que constituyen el banco de ensayos.

El motor utilizado para extraer las medidas experimentales es un motor monocilíndrico Diésel de inyección directa. Consiste en una réplica monocilíndrica del motor comercial Z19DTH de 1.9 L de General Motors (Figura 2.3). Concretamente se trata del motor que utiliza el modelo de automóvil Opel Astra 1.9 cdti.



Figura 2. 3. Motor GM Z19DTH. Fuente: Opel.

El motor Z19DTH está equipado de un sistema de inyección de Common-Rail y posee cuatro válvulas por cilindro, inyectores localizados en el centro y una cámara de combustión toroidal labrada en el pistón. El motor está equipados de unas válvulas que pueden modificar la tasa de swirl en un amplio rango de valores. Además el motor está diseñado para pasar las normativas de emisiones hasta EURO IV a través de sistemas de EGR y técnicas de control de la inyección.

En la tabla 2.1 se muestran las especificaciones de diseño de la versión monocilíndrica de este motor.

Tabla 2. 1. Especificaciones técnicas del motor monocilíndrico Z19DTH

Tipo de motor	DI, 1-cilindro, 4 tiempos
Cilindrada	477 cc
Carrera	90.4 mm
Diámetro del cilindro	82 mm
Cámara de combustión	Toroidal labrada en pistón
Relación de compresión	17.1:1
Potencia máxima [kW]	27.5@4000 rpm
Par máximo [Nm/min ⁻¹]	80 / 2000-2750
Sistema de inyección	Bosch Common Rail (solenóide)
Presión de rail máxima [bar]	1600
Diámetro de los orificios del inyector [mm]	0.141
Número de orificios del inyector	7

Capítulo 3

Metodología

Índice

3.1. INTRODUCCIÓN	31
3.2. DESARROLLO DEL MODELO EXPERIMENTAL.....	32
3.2.1. SELECCIÓN DE LOS PUNTOS DE OPERACIÓN DE ESTUDIO	33
3.2.2. SELECCIÓN DE LAS VARIABLES DE ENTRADA Y DE SALIDA DEL MODELO	34
3.2.3. DEFINICIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO Y DESCRIPCIÓN DE LA METODOLOGÍA DE AJUSTE.....	37
3.3. OPTIMIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL CONSUMO Y DE LAS EMISIONES.....	38
3.3.1. DEFINICIÓN DE LAS FUNCIONES DE DESEABILIDAD.....	38
3.3.2. PROCEDIMIENTO PARA LA OPTIMIZACIÓN EXPERIMENTAL DE LA COMBUSTIÓN	40
3.4. ESTUDIOS POSTERIORES	41
3.4.1. METODOLOGÍA PARA LA REDUCCIÓN DEL NÚMERO DE EXPERIMENTOS.....	41
3.4.2. DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA EXPERIMENTAL-PREDICTIVA.....	43
3.4.3. MODELO EXPERIMENTAL PARA LA RECREACIÓN DE LA LEY DE COMBUSTIÓN.....	44

3.1. Introducción

En este capítulo se explicará la metodología utilizada a lo largo del proyecto. En primer lugar se desarrollará el modelo experimental que, a partir de los parámetros de inyección, proporciona resultados relacionados con las prestaciones y las emisiones. En la segunda parte del capítulo se introducirán las funciones de deseabilidad y se detallará el procedimiento utilizado para optimizar el consumo y las emisiones del motor. En la última parte, una vez que se dispone de los resultados del DoE y de los valores óptimos de sus factores, se realizarán una serie de estudios con el propósito de:

- Reducir estadísticamente el número de medidas experimentales para realizar un uso apropiado de los recursos disponibles en futuros trabajos.
- Desarrollar una herramienta teórico-experimental que, a partir de los parámetros de inyección, sea capaz de suministrar la mayor cantidad de información acerca del proceso de combustión.
- Diseñar un nuevo modelo experimental que proporcione la ley de combustión del motor utilizando los parámetros de inyección como datos de entrada.

3.2. Desarrollo del modelo experimental

El desarrollo de un modelo empírico aplicando la metodología del Diseño de Experimentos (DoE) tiene 2 objetivos fundamentales: por un lado, ver la influencia de los factores del proceso en la respuesta del sistema y, por otro, conseguir un conjunto de expresiones puramente matemáticas que permitan reproducir las respuestas a partir de los propios factores. En este proyecto se llevarán a cabo DoEs que permitan analizar la influencia de los parámetros de inyección sobre el proceso de combustión de la réplica monocilíndrica del motor diésel GM Z19DTH. Para ello, como se vio en la sección 2.2.3, se seguirá el procedimiento descrito a continuación:

1. Se seleccionan los puntos de operación del motor en los cuales es interesante ver la influencia de los parámetros de inyección sobre las prestaciones y emisiones.
2. Una vez establecido el punto de operación de estudio se eligen cuáles son las variables (factores) que poseen influencia en el proceso de combustión. Además se seleccionan las respuestas de interés.
3. Se definen las características del modelo matemático propuesto y la metodología que se utilizará para realizar el ajuste de los datos experimentales. Tras este proceso se dispondrá de una expresión matemática por cada respuesta que dependerá de los factores y sus interacciones.

Las respuestas de sistema, las cuales serán definidas en el apartado 3.2.2 se obtienen de forma experimental o con la herramienta de diagnóstico de CALMEC. En la figura 3.1 se muestra un esquema del proceso llevado a cabo para la realización del modelo experimental.

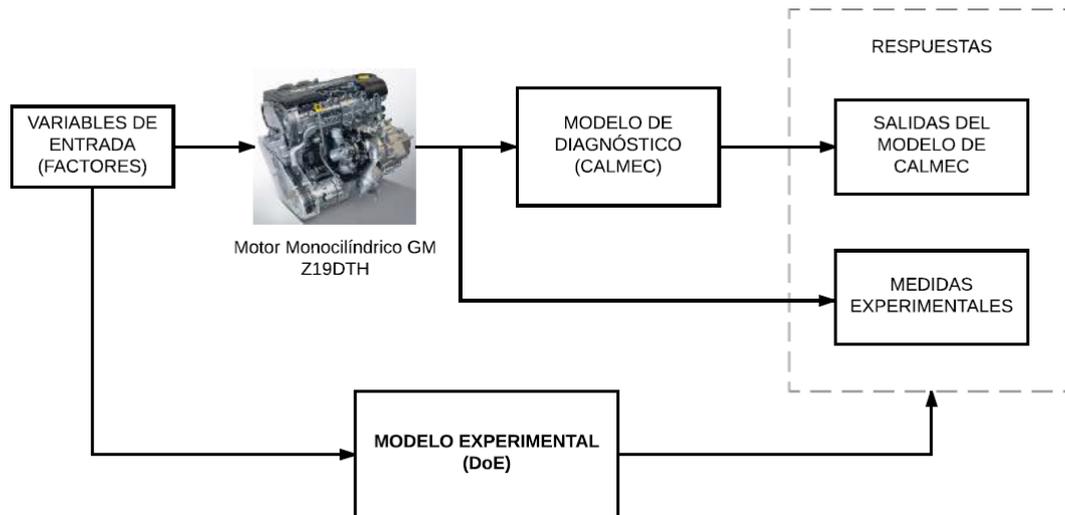


Figura 3. 1. Esquema del proceso de desarrollo del modelo experimental. Fuente: Autor.

3.2.1. Selección de los puntos de operación de estudio

Como se ha comentado anteriormente, se pretende elaborar un modelo experimental que en función de los settings de inyección proporcione valores relativos al consumo y a las emisiones. Si se deseara abarcar todo el rango de funcionamiento del motor se obtendría un modelo matemático muy complejo y sería difícil de alcanzar altos niveles de precisión. Por este motivo, en el presente proyecto se planteará el problema de forma local, estableciendo un modelo experimental por cada punto de funcionamiento. De esta forma se reducirá el número de variables independientes (factores) y se tendrá un mayor control de la influencia que ejercen las mismas en los resultados.

El siguiente paso consiste en elegir para qué puntos de operación (par - régimen) se elaborarán los diseños experimentales. Si se plantease un modelo por cada punto nominal de funcionamiento sería necesario realizar una gran cantidad de observaciones, lo cual incrementaría de forma excesiva el coste experimental, tanto económico como temporal. Es por ello que el estudio se realizará para un número reducido de puntos, concretamente 2.

Para la elección de los puntos de operación de este estudio se intentarán escoger aquellos en los que se puedan llevar a cabo estrategias con 2 inyecciones piloto y una tardía tras la principal. Por lo tanto, se evitarán puntos de alta carga, donde las inyecciones piloto no tienen mucha utilidad debido a que la fase de combustión por difusión es muy pequeña. Por otro lado, también se obviarán aquellos puntos con alto régimen de giro pues, al existir menos tiempo para llevarse a cabo la combustión no se aplican estrategias complejas.

Finalmente, para realizar este estudio se han escogido un punto de bajo régimen y media carga y otro punto con un régimen algo más alto y de baja carga. Esto es debido a que ambos son puntos representativos del ciclo de homologación actual y, por tanto, su posterior optimización constará de un mayor interés. En la tabla 3.1 se presentan dichos puntos y en la figura 3.2 se sitúan en el mapa del motor.

Tabla 3. 1. Puntos de operación nominales seleccionados para el modelado empírico.

Régimen [rpm]	Carga [%]	M_e [Nm]	p_{me} [bar]	m_f [mg/cc]	p_{adm} [bar]
1500	47.1	126.7	8	20.1	1.18
2000	23.8	79.1	5	17.0	1.31

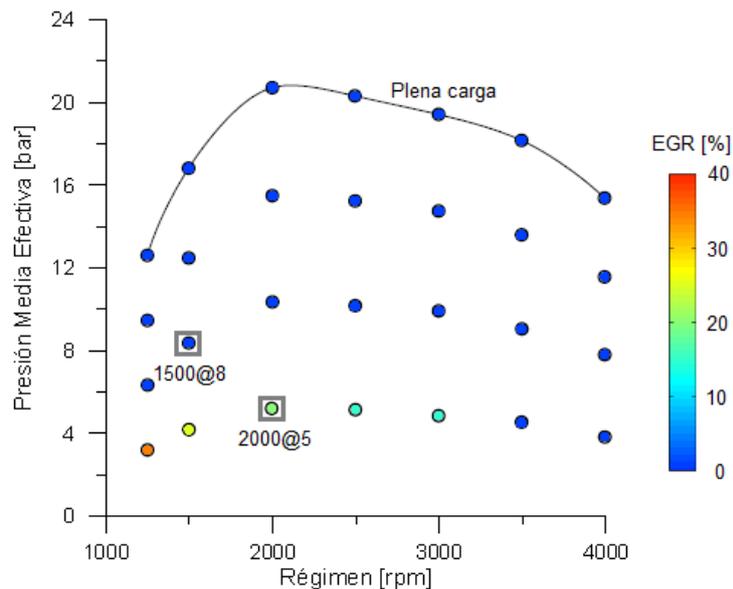


Figura 3. 2. Mapa del motor Z19DTH. Fuente: Autor.

3.2.2. Selección de las variables de entrada y de salida del modelo

Una vez que se han elegido los puntos para los cuales se definirán modelos empíricos, el siguiente paso es seleccionar cuáles serán las variables, tanto de entrada como de salida, que utilizará cada modelo. Además, para las variables de entrada será necesario establecer los niveles de las mismas.

El hecho de que cada modelo se esté realizando para condiciones operativas constantes posibilita que el grado de carga y el régimen de giro no se consideren como factores de estudio. Por otro lado, puesto que lo que se desea estudiar es la influencia de los settings de inyección, se mantendrán el resto de parámetros del motor constantes (EGR, p_{adm} , etc.). De esta forma, las variables que se tomarán como factores en el diseño del experimento serán las relacionadas con la estrategia de inyección. En la figura 3.3 se muestran de forma esquemática las variables relativas a la estrategia de inyección. En resumen, los modelos desarrollados utilizarán como factores el avance de la señal de inyección, las masas inyectadas y la duración existente entre las mismas, además de la presión de inyección.

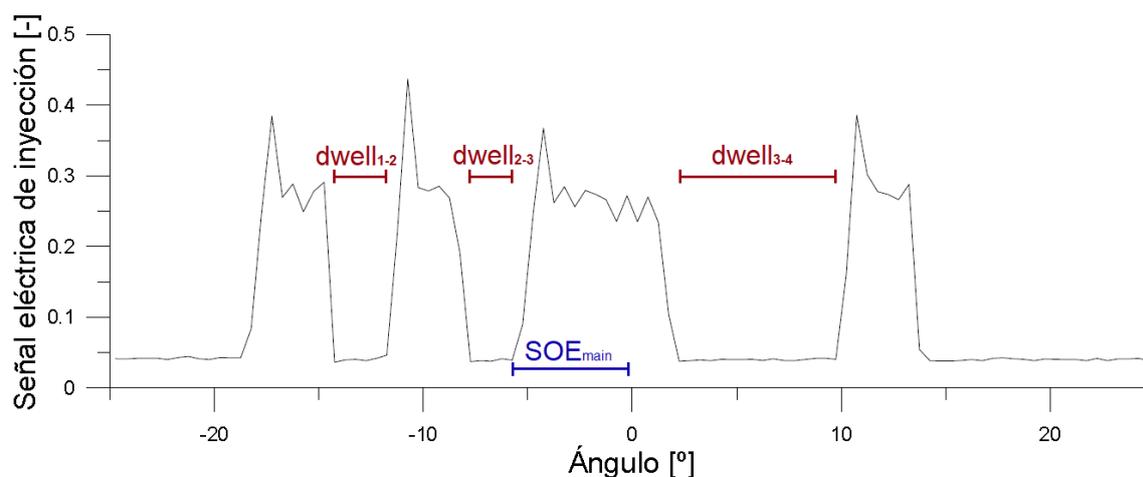


Figura 3. 3. Variables relativas a la estrategia de inyección. Fuente: Autor.

Otra cuestión muy importante a tener en cuenta es la elección del número de niveles de cada factor. Se emplearán 2 niveles para que no haya un número de observaciones tan elevado que pueda incrementar de forma excesiva el coste experimental. Partiendo del punto de operación nominal elegido, se variarán los parámetros en torno a ese valor. De esta forma se tratará de un diseño ortogonal, lo cual favorece el ajuste del modelo y ayuda a interpretar los resultados. En la tabla 3.2 se presentan los valores de los niveles de cada factor. En ella se observa que para las variables relativas a la post-inyección no existe un valor nominal. Esto se debe a que a priori esta inyección no existía en la situación inicial y se ha añadido posteriormente para cuantificar su efecto en el DoE.

Tabla 3. 2. Definición de los pares de niveles de cada parámetro de inyección.

Parámetro estudiado	Rango de Estudio						
	1500@8			2000@5			Uds.
	Nom.	Mín.	Máx.	Nom.	Mín.	Máx.	
Presión de inyección (p_{rail})	1000	750	1250	900	650	1150	bar
Avance de la señal de inyección ppal. (SOE_{main})	0	-5	5	0	-5	5	[°BTDC]
Masa inyectada en la piloto 1 (m_1)	1.5	1	2	1.5	1	2	mg
Masa inyectada en la piloto 2 (m_2)	1.5	1	2	1.5	1	2	mg
Masa inyectada en la post (m_4)	-	2	3	-	2	3	mg
Tiempo entre inyección 1 y 2 ($dwell_{1-2}$)	0.5	0.25	0.75	0.5	0.25	0.75	ms
Tiempo entre inyección 2 y 3 ($dwell_{2-3}$)	0.5	0.25	0.75	0.5	0.25	0.75	ms
Tiempo entre inyección 3 y 4 ($dwell_{3-4}$)	-	0.5	0.8	-	0.45	0.7	ms

Sin embargo, tras detectar, definir y cuantificar todas las variables que influyen en el proceso se obtienen 8 factores, lo cual sigue siendo un número muy elevado. Por ejemplo, si se deseara realizar un DoE factorial 2^k se deberían realizar 2^8 observaciones. Además, si también se pretendiese reducir el error experimental y se realizasen 4 repeticiones por cada ensayo, el número de experimentos ascendería a $4 \times 2^8 = 1024$. Este número de ensayos es inviable y se dividirá cada diseño en 2 más:

- Un modelo en el que no se realicen post-inyecciones. De esta forma el número de experimentos necesarios se reduce a $4 \times 2^6 = 256$.
- Un modelo con los parámetros de las inyecciones piloto constantes y en el cual solo se varían las variables relativas a la post-inyección, la presión de rail y el avance de la inyección. En este caso serían necesarias realizar $4 \times 2^4 = 64$ experimentos.

En la figura 3.4 se muestra un esquema sobre la gestión de los ensayos experimentales y modelos empíricos que se llevará a cabo en este proyecto.

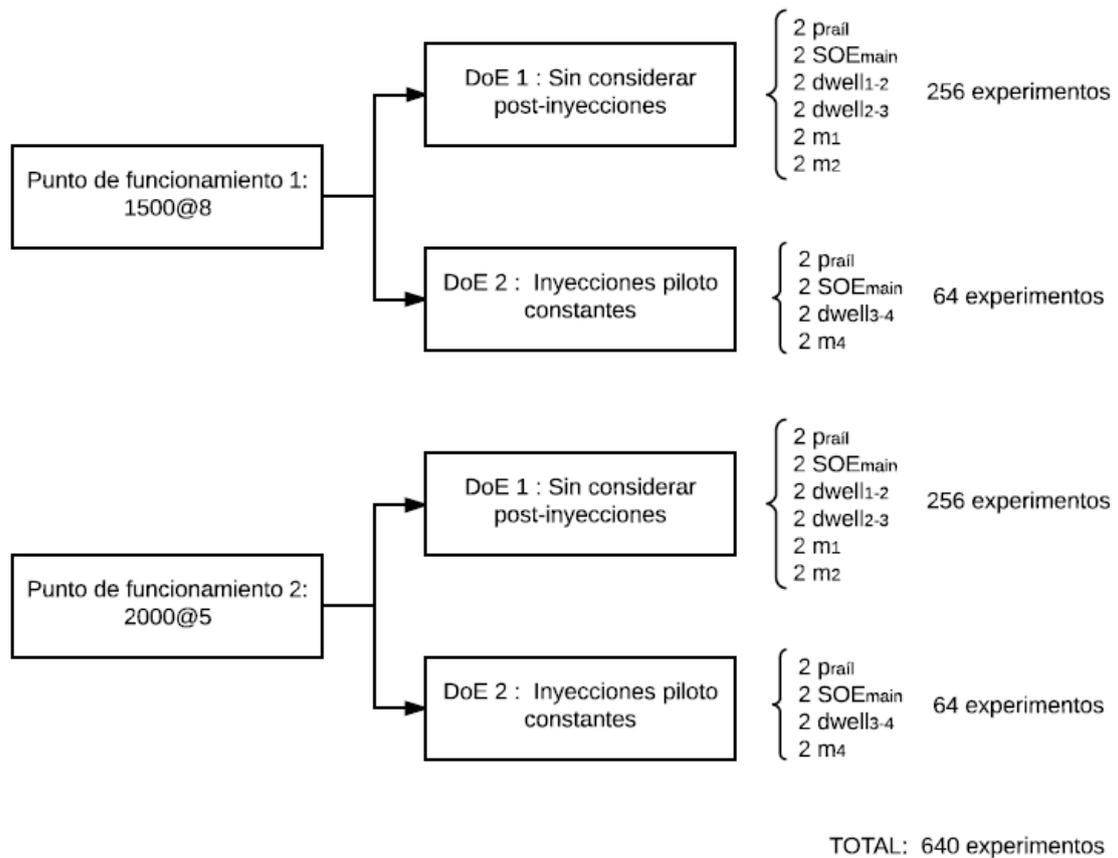


Figura 3. 4. Gestión de las medidas experimentales para el desarrollo de los DoEs. Fuente: Autor.

Las variables de salida o respuestas del modelo deben ofrecer resultados de la eficiencia del motor y de las emisiones. Las variables que se han escogido son las siguientes:

- Rendimiento indicado [% m_f H_v]
- Emisiones de NO_x [mg/g_f]
- Emisiones de hollín [FSN]
- SOC y Ángulos de quemado [°ATDC]

El rendimiento indicado muestra la eficiencia en el proceso de combustión y, aunque el motor que se ensaya sea monocilíndrico, los resultados deben ser iguales al motor policilíndrico idéntico puesto que en la cámara de combustión se llevan a cabo los mismos procesos. En cuanto a las emisiones, se estudiarán aquellas que tienen mayor peso en los motores diésel, es decir, los óxidos de nitrógeno y el hollín. Estas variables se obtendrán de forma experimental como se comentó en la sección 2.3.2

Por último también se modelarán los ángulos de quemado pues, como se explicará más adelante, servirán para realizar estudios de mejora del modelo experimental. Estos parámetros se obtendrán a partir del diagnóstico de la combustión con CALMEC.

3.2.3. Definición del modelo matemático y descripción de la metodología de ajuste

El modelo matemático planteado consistirá en un polinomio en el cual se consideran interacciones entre todas las parejas de factores. La expresión que ajusta la respuesta de un experimento con k factores se define como:

$$y = \mu_0 + \sum_{i=1}^k \alpha_i x_i + \sum_{i=1}^k \left(\sum_{j=i+1}^k \beta_{ij} x_i x_j \right) \quad (3.1)$$

Donde:

- y es la variable respuesta que se desea ajustar.
- μ_0 es la intersección con el eje de ordenadas. Representa un valor medio de la variable respuesta, que oscilará entorno a este valor.
- α_i es el coeficiente que relaciona al factor controlable i con la variable respuesta.

- β_{ij} es el coeficiente que relaciona la interacción de los factores controlables i y j con la respuesta.

Para la realización de la regresión se deberán ajustar por cada variable de respuesta un parámetro de intersección (μ_0), k parámetros de los factores (α_i) y $\frac{k(k-1)}{2}$ parámetros de interacción (β_{ij}). Por tanto, para una respuesta dependiente de k factores el número total de parámetros a ajustar será $\frac{k(k+1)}{2} + 1$. En el caso de este proyecto será necesario ajustar 22 parámetros en los DoE 1 y 3 y 11 parámetros en los DoE 2 y 4.

La metodología utilizada para realizar el ajuste es la denominada regresión lineal múltiple paso a paso. Inicialmente, esta técnica de ajuste comprueba si ajustando únicamente con un término constante (μ_0) se consiguen errores inferiores a un límite impuesto. Para ello se realiza el análisis de la varianza (ANOVA). Si el error es superior a ese límite, se introduce un término más a la ecuación y se vuelve a comprobar. En primer lugar se prueba con todos los parámetros de los factores (α_i) y luego se pasa a los términos de las interacciones (β_i). Cabe destacar que en cada paso se analiza si la regresión mejora eliminando los términos ya ajustados.

3.3. Optimización experimental del consumo y de las emisiones

Una vez que se dispone de expresiones de ajuste del modelo, el siguiente paso es encontrar qué valores de los parámetros de inyección hacen que el motor funcione con el rendimiento más alto posible y emitiendo la menor cantidad de NOx y hollín. Para ello es necesario realizar un proceso de optimización multiobjetivo.

En esta sección del capítulo se definirán un tipo de funciones, denominadas “funciones de deseabilidad”, las cuales se maximizarán para llevar a cabo el proceso de optimización experimental. Además, se propondrá un procedimiento para que en cada uno de los puntos de operación estudiados se obtenga la mejor estrategia de inyección.

3.3.1. Definición de las funciones de deseabilidad

Como se comentaba en la introducción de esta sección, por cada DoE se dispone de un número determinado de ecuaciones empíricas que, en función de los parámetros de inyección, proporcionan los valores de rendimiento indicado, emisiones de NOx y emisiones de hollín (para esta sección no se tendrán en cuenta los ángulos de quemado como variables de respuesta). Si se introducen en estas ecuaciones los valores que toman los distintos niveles del modelo se obtendrán valores aproximados de las salidas en dichos puntos y si se eligen valores de los factores comprendidos entre dichos niveles el modelo proporcionará valores interpolados de las salidas. De esta forma, aplicando el modelo a una cantidad considerable de puntos de entrada equiespaciados, se puede obtener la superficie de respuesta de cada una de las salidas en función de los settings de inyección.

Optimizar una de las salidas consistiría, simplemente, en encontrar el máximo o el mínimo valor del vector de respuestas obtenido tras aplicar el modelo experimental a una combinación de un número representativo de variables de entrada.

Sin embargo, encontrar el valor de las entradas del modelo que optimice un número determinado de salidas, necesitando algunas de ellas ser maximizadas y otras minimizadas se transforma en una tarea más compleja. Esto se debe a que las salidas deben compararse con otras completamente distintas y comprendidas entre rangos de valores muy distintos. Para ello, se definen las funciones de deseabilidad, las cuales son funciones que normalizan las respuestas con valores comprendidos entre 0 y 1 y que permiten dar una importancia relativa determinada cada una de ellas.

Dependiendo de si la salida se desea maximizar (en el caso de los rendimientos) o minimizar (caso de las emisiones) la función de deseabilidad a definir será distinta. A continuación se definen las ecuaciones para cada caso:

- Maximización:

$$d(y) = \begin{cases} 0 & \text{si } y < y_{min} \\ \left(\frac{y - y_{min}}{y_{max} - y_{min}}\right)^s & \text{si } y_{min} \leq y \leq y_{max} \\ 1 & \text{si } y > y_{max} \end{cases} \quad (3.2)$$

- Minimización:

$$d(y) = \begin{cases} 1 & \text{si } y < y_{min} \\ \left(\frac{y - y_{max}}{y_{min} - y_{max}}\right)^s & \text{si } y_{min} \leq y \leq y_{max} \\ 0 & \text{si } y > y_{max} \end{cases} \quad (3.3)$$

Donde:

- y es una de las variables respuestas que se desea optimizar.
- y_{min} es el valor mínimo de la salida tras aplicar el modelo empírico.
- y_{max} es el valor máximo de la salida tras aplicar el modelo empírico.
- s es el parámetro de forma de la función de deseabilidad.

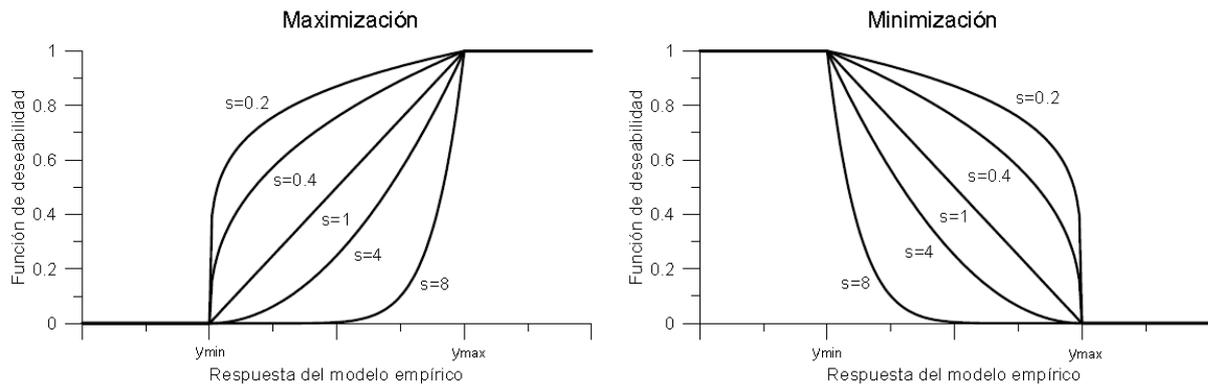


Figura 3. 5. Funciones de deseabilidad para la optimización multiobjetivo. Fuente: Autor.

Como se puede observar en la figura 3.5, si se incrementa el parámetro de forma s en la función de maximización se le da más peso a que la salida que se está buscando esté más cerca de su valor máximo. En el proceso de minimización pasaría lo mismo: al utilizar valores de s elevados, la función de deseabilidad daría prioridad a valores de la salida cercanos al mínimo.

Finalmente se tendrán tantas funciones de deseabilidad como parámetros de salida se deseen optimizar. Realizando la media geométrica de estas deseabilidades y buscando su máximo dentro de una muestra representativa de salidas del modelo empírico se encontrará el valor óptimo de la respuesta.

3.3.2. Procedimiento para la optimización experimental de la combustión

Tras definir y crear las funciones de deseabilidad para las salidas del modelo empírico de estudio se llevará a cabo el proceso de optimización, el cual se divide en 2 fases:

- En primer lugar se optimiza el rendimiento indicado del motor y las emisiones en función de las masas y duraciones de las inyecciones pilotos, del avance y la presión de inyección para cada uno de los puntos de funcionamiento estudiados.
- En segundo lugar se optimizan las mismas salidas frente a la masa y duración de la post-inyección, el avance y la presión de inyección pero habiendo impuesto la estrategia de las inyecciones piloto óptima de la fase anterior.

Una vez que se han definido las respuestas del modelo que serán optimizadas el siguiente paso consiste en analizar el peso que se le dará a cada una de ellas. Esto dependerá de los elementos de post-tratamiento de gases contaminantes que posea el motor de estudio. En este proyecto se analizarán diferentes casos de estudio realizando una serie de supuestos.

En primer lugar se considerará el motor sin ningún sistema de post-tratamiento por lo que se optimizarán rendimiento y emisiones asignándoles el mismo peso. En segundo lugar se optimizarán

las salidas suponiendo que existe un solo sistema de post-tratamiento para los NOx (LNT o SCR) o para el hollín (DPF). En este caso se optimizarán con mayor peso el rendimiento y el tipo de emisiones que no sean tratadas posteriormente. Por último se considerará que existen sistemas de post-tratamiento para ambos contaminantes, por lo que se maximizará el rendimiento indicado con un peso mayor. En la figura 3.6 se muestran esquematizados los casos tenidos en cuenta para la optimización.

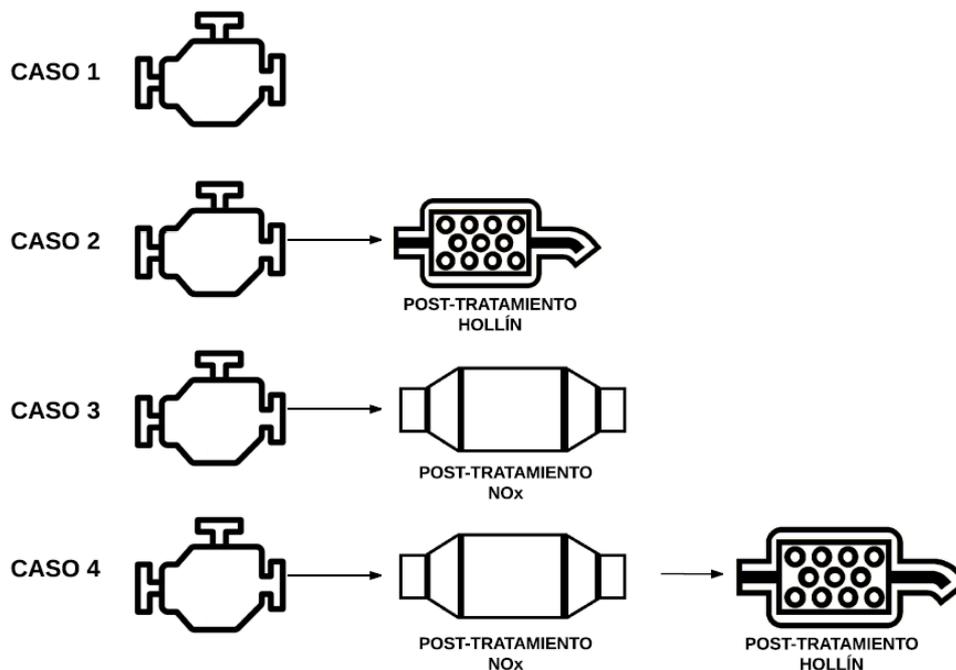


Figura 3. 6. Casos de estudio para la optimización experimental de la combustión del motor Z19DTH. Fuente: Autor.

3.4. Estudios posteriores

Tras realizar el modelado experimental del consumo y de las emisiones de los puntos de funcionamiento elegidos se han detectado ciertos puntos débiles. Con este apartado de estudios posteriores lo que se pretende es introducir una serie de mejoras o alternativas que permitan obtener más información acerca del proceso de combustión y disminuir el número de observaciones sin perder precisión en los resultados.

3.4.1. Metodología para la reducción del número de experimentos

Cómo se comentaba en el capítulo de herramientas teóricas y experimentales (apartado 2.2.3.3), el desarrollo de un diseño factorial completo supone la realización de un gran número de ensayos experimentales con el fin de conseguir un alto nivel de precisión. Sin embargo, existen casos

en que determinados factores del proceso tienen poca influencia en las respuestas pudiendo ser suprimidos del modelo. Esta simplificación solamente podría realizarse si se comprobase previamente que no existe relación acusada entre esas variables de entrada y las de salida, por ejemplo, habiendo aplicado antes un DoE factorial completo al mismo proceso u otro similar.

En el caso de estudio, para el primer DoE se tienen 6 factores con 2 niveles, lo cual supone la realización de 256 experimentos en cada punto de funcionamiento. Lo cierto es que si el número de puntos de funcionamiento a optimizar es relativamente pequeño (como es el caso de este proyecto), se puede llevar a cabo un diseño factorial completo. El problema surgiría cuando se deseara optimizar el funcionamiento del motor para un número mayor de puntos, por ejemplo, para las 17 condiciones nominales de referencia características del ciclo NEDC. Haciendo un pequeño cálculo se obtienen $17 \times 4 \times 2^6 = 4352$ observaciones necesarias. Y todo esto sin contar con el segundo DoE, que aunque dependa de un número inferior de factores, incrementaría el número de medidas experimentales hasta $4352 + 17 \times 4 \times 2^4 = 5440$.

En esta sección se pretende analizar cómo varía la precisión de las respuestas al reducir el número de observaciones. Para ello se realizara un post-análisis de los resultados del DoE factorial completo y, a partir de lo acusada que sea la influencia de los factores en las respuestas, se disminuirá el número de ensayos.

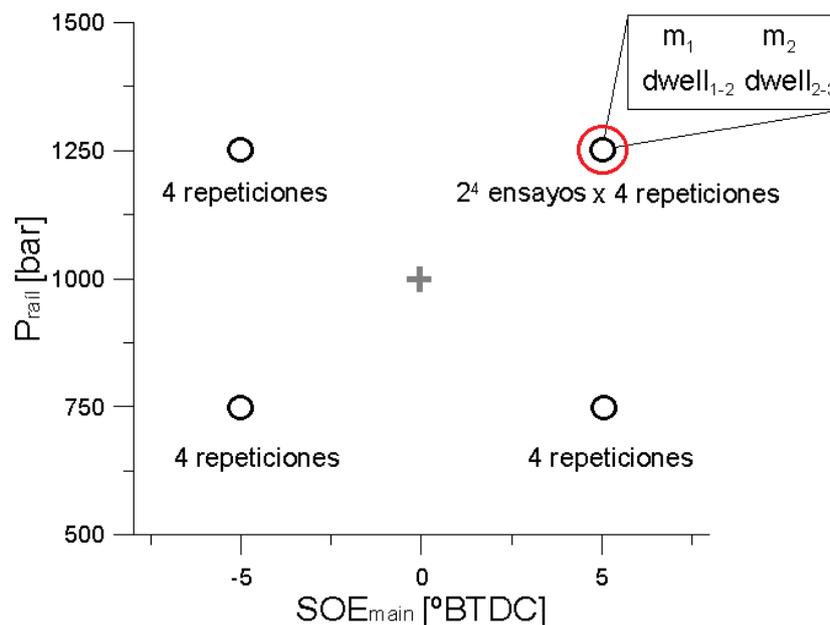


Figura 3. 7. Reducción del número de observaciones del DoE para el punto nominal 1500@8. Fuente: Autor.

Teniendo en cuenta esto, la metodología llevada a cabo para simplificar los modelos consistirá en evaluar simplemente las 4 combinaciones de presión y de avance de inyección. Además, para uno de los puntos obtenidos se realizará un barrido completo de las variables de las inyecciones piloto (se probará con cada uno de los 4 puntos). De esta forma el modelo contará con cierta información acerca

de las inyecciones adicionales. Realizando esta simplificación se consigue reducir el número de experimentos a 76. En la figura 3.7 se muestra una representación 2D del proceso.

Por otro lado se aplicará una segunda simplificación más contundente, en la que se eliminará toda la variabilidad respecto a las inyecciones piloto, asumiendo que las salidas solo dependen de la presión de inyección y del avance de la principal. En este caso se reducirá el número de experimentos a 16.

Para comprobar los resultados se analizarán las salidas de cada una de las 2 simplificaciones en los dos puntos de funcionamiento de estudio comparando la raíz del error cuadrático medio. Este parámetro representa una media de la diferencia existente entre el estimador de la medida y el valor real, teniendo en cuenta el sesgo y la desviación estándar (donde n es el número total de tratamientos analizados):

$$RECM = \sqrt{\frac{\sum_1^n (y_{modelado} - y_{experimental})^2}{n}} \quad (3.4)$$

3.4.2. Desarrollo de una herramienta experimental-predictiva

Como se pudo ver en la sección 2.2.1 del capítulo de herramientas teóricas y experimentales existen modelos predictivos que, aplicando una serie de ecuaciones generales de la física, pueden proporcionar información muy valiosa acerca del proceso de combustión. En concreto, la herramienta Siculo, teniendo como input la ley de liberación de calor, podría calcular variables instantáneas como la temperatura y presión en cámara, el trabajo realizado y la transferencia de calor y otras variables medias como el rendimiento indicado, presión media indicada, etc.

En esta parte del trabajo se han tomado como variables de salida los ángulos de quemado y el SOC. Con estos valores se puede llevar a cabo un proceso de reconstrucción de la ley de liberación de calor siguiendo los siguientes pasos:

1. Elección de los puntos más adecuados para reproducir la FQL con la menor cantidad de información experimental y con la mayor precisión posible.
2. Realización de una interpolación polinomial cúbica a trozos entre los ángulos de quemado seleccionados.
3. Ajuste del inicio de la combustión con el SOC.

Conectando en serie el modelo experimental y el modelo teórico de Siculo a través de la reconstrucción de la FQL (Figura 3.8) se consigue un modelo teórico-experimental que, partiendo de los settings de inyección, permite obtener las salidas anteriormente comentadas. Esta combinación de modelos, además de proporcionar una valiosa información sobre el proceso de combustión, permite

introducir robustez física a la hora de interpolar el valor de las respuestas en puntos en los que no se ha realizado un ensayo concreto.

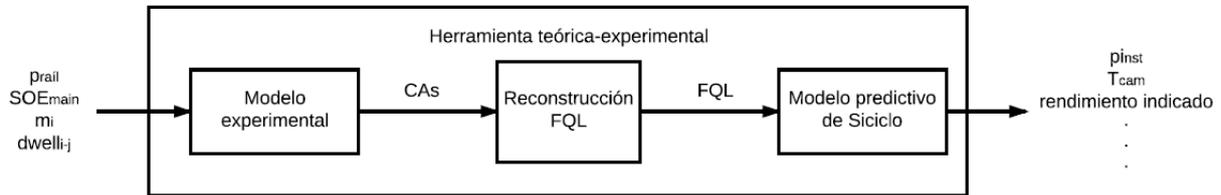


Figura 3. 8. Esquema del procedimiento seguido por la herramienta combinada experimental-predictiva.

Fuente: Autor

Para validar la precisión de esta combinación de modelos se compararán la propia ley de liberación de calor, los rendimientos indicados y las presiones instantáneas modeladas con las experimentales. Finalmente también se comprobará cómo afecta la reducción del número de observaciones (simplificaciones del modelo experimental) en la precisión de esta herramienta combinada.

3.4.3. Modelo experimental para el modelado de la ley de combustión

Hasta ahora se ha planteado un DoE que, en función de los settings de inyección, devuelve rendimientos, emisiones y ángulos de quemado. Establecer los ángulos de combustión como respuesta del modelo está orientado principalmente a la obtención de la ley de liberación de calor. Ésta proporciona información acerca de cómo se lleva a cabo el proceso de combustión y sirve como entrada para modelos físicos como Siculo, el cual permite obtener gran cantidad de variables como se ha visto anteriormente.

Por otro lado, existe un tipo de ecuaciones empíricas, llamadas Leyes de Wiebe [18], capaces de reproducir, en función de una serie de parámetros, la ley de liberación de calor. De esta forma, variando los valores de estos parámetros, se puede establecer una expresión robusta que se ajuste a la ley de liberación de calor experimental.

En esta última parte del capítulo se propone el desarrollo de un modelo experimental alternativo capaz de reproducir la ley de liberación de calor en función de los settings de inyección a través de leyes de Wiebe. Las respuestas del modelo serían los parámetros característicos de la ecuación.

La expresión que modelará la FQL estará compuesta por la suma de 4 leyes de Wiebe simples: la 2 primeras reproducirán las combustiones debidas a las inyecciones piloto, mientras que la combustión principal será reproducida por las 2 leyes restantes. De esta forma se obtendría la siguiente expresión matemática:

$$dFQL = \sum_{i=1}^4 [\beta_i \frac{(C_{1i} C_{2i})}{d_{comb,i}} \left(\frac{\alpha - SOC_i}{d_{comb,i}} \right)^{C_{2i}-1} e^{\left[C_i \left(\frac{\alpha - SOC_i}{d_{comb,i}} \right)^{C_{2i}} \right]}] \quad (3.5)$$

Donde:

- α es el ángulo de giro del cigüeñal [$^{\circ}$ ATDC].
- $d_{comb,i}$ es la duración de la combustión de la fase i [$^{\circ}$].
- SOC_i es el ángulo de inicio de la combustión de la fase i [$^{\circ}$ ATDC].
- β_i es el peso que tiene la fase de combustión i sobre el total. Es adimensional y su valor se encuentra entre 0 y 1.
- C_{1i} es el parámetro de completitud que suele utilizarse para para representar la eficiencia de la combustión.
- C_{2i} es el parámetro de forma que controla la pendiente de la fase i de la combustión.

El procedimiento utilizado para desarrollar el modelo experimental que relacione las variables de inyección con los parámetros anteriores se explica a continuación:

1. Se fijan los rangos en los que deben encontrarse los parámetros de la ecuación. Según Martín [18] y Piqueras [19] los parámetros de la expresión 3.4 deben cumplir las siguientes condiciones:
 - $\beta_4 = 1 - \beta_3 - \beta_2 - \beta_1$
 - $\beta_1 > 0$, $\beta_2 > 0$ y $\beta_3 > 0$
 - $C_{1i} = 6.9 \forall i$
 - $SOC_1 < SOC_2 < SOC_3$
 - $SOC_3 = SOC_4$
 - $d_{comb,1} < 20$ y $d_{comb,2} < 20$

Además se puede establecer una relación funcional entre el peso de las combustiones piloto, β_1 y β_2 , y la proporción de las masas introducidas en cada una de estas inyecciones:

- $\frac{\beta_2}{\beta_1} = m$, siendo m constante y de valor igual a 2 o 0.5 según la relación de las masas.
2. A partir de la ley de liberación de calor calculada mediante CALMEC, se realiza un ajuste de mínimos cuadrados para obtener los valores de los parámetros de la ecuación 3.4. Este ajuste se realiza para todos los ensayos realizados de forma que se obtenga una matriz de parámetros

en la que cada fila representará un tratamiento y cada columna será uno de los parámetros ajustados.

3. Se estudia si existe correlación entre los parámetros de la ecuación obtenidos y los settings de inyección a través del procedimiento de regresión por pasos.

Capítulo 4

Resultados

Índice

4.1. INTRODUCCIÓN	47
4.2. INFLUENCIA DE LAS VARIABLES DE INYECCIÓN EN LA COMBUSTIÓN.....	48
4.2.1. RENDIMIENTO INDICADO	48
4.2.3. EMISIONES DE NOX.....	51
4.2.4. EMISIONES DE HOLLÍN	54
4.2.5. ÁNGULOS DE QUEMADO.....	57
4.3. RESULTADOS DE LA OPTIMIZACIÓN DE LA COMBUSTIÓN	58
4.4. VALIDACIÓN DE LAS MEJORAS DEL MODELO EXPERIMENTAL.....	64
4.4.1. REDUCCIÓN DEL NÚMERO DE OBSERVACIONES.....	64
4.4.2. IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO TEÓRICO-EXPERIMENTAL	66
4.4.3. MODELADO DE LA COMBUSTIÓN MEDIANTE LEYES DE WIEBE	70

4.1. Introducción

En este capítulo se analizarán los resultados obtenidos tras llevar a cabo la metodología planteada. En primer lugar se estudiará la influencia de los parámetros de inyección en cada una de las respuestas. A continuación, se aplicará el procedimiento de optimización multiobjetivo para encontrar los valores de los parámetros de inyección que minimizan las emisiones de NOx y hollín y maximizan el rendimiento. Por último, se validarán las mejoras propuestas en aras de reducir el número de experimentos y de obtener más información acerca del proceso de combustión (introduciendo modelos físicos).

4.2. Influencia de las variables de inyección en la combustión

Una vez realizados los dos modelos (inyecciones piloto y post-inyecciones) para cada uno de los 2 puntos de operación (en total 4 DoEs, presentados en el Anexo de esta memoria), el siguiente paso consiste en ver qué nivel de influencia existe entre los parámetros de inyección y las respuestas. En primer lugar se analizará el rendimiento indicado, luego las emisiones y, por último, los ángulos de quemado.

4.2.1. Rendimiento indicado

En la figura 4.1 se muestran los diagramas de Pareto del primer diseño experimental (inyecciones piloto) para los puntos de funcionamiento estudiados. En estos diagramas se muestra una línea vertical azul que al ser sobrepasada indica que el factor de estudio tiene una significancia con una confiabilidad mayor del 95% y, por tanto, tiene una influencia no despreciable en la respuesta. Además, en función del factor, la barra puede ser gris o azul. Que sea de color gris quiere decir que un aumento de la magnitud de dicho factor implica un incremento en el valor de la salida mientras que si es de color azul un aumento del factor supondrá una reducción del valor de la respuesta.

En ellos puede observarse que las variables que más influyen en el proceso son la presión y el avance de la inyección. Las interacciones, exceptuando las de los 2 factores anteriores, no tienen un efecto importante en la respuesta. Sin embargo, en el caso de menor carga (2000@5), las masas de los pilotos (m_1 y m_2) adquieren más relevancia puesto que el porcentaje de combustible que se inyecta en las inyecciones piloto sobre la masa total es mayor que en el punto a media carga (1500@8). En los diagramas de Pareto de las siguientes respuestas de estudio se mostrarán simplemente los efectos que poseen mayor importancia.

En la figura 4.2 se pueden observar los rendimientos indicados modelados frente a los experimentales. En primer lugar se aprecia que para el punto de 2000@5 se obtienen rendimientos más elevados puesto que se está operando con un mayor grado de sobrealimentación (1.2 en 1500@8 frente a 1.3 en 2000@5) y, en menor medida, a que se está trabajando con regímenes de giro superiores. Si se comparan los ajustes de ambos puntos, en el caso de 1500@8 se consigue una mayor precisión en el modelo (R^2 más elevada) aunque en ambos casos se consiguen precisiones por encima del 96 %, lo cual pone de manifiesto la calidad del ajuste. Los resultados muestran que a presiones de inyección elevadas y adelantando la inyección se consiguen rendimientos indicados mayores, siendo este último factor el más crítico. Las variables relacionadas con las inyecciones piloto apenas tienen influencia en el punto 1500@8 y poseen algo más de importancia, pero sin llegar a ser críticas, en el punto 2000@5, por lo comentado en el anterior párrafo. Este hecho hace que en la gráfica de su ajuste no se vean tendencias tan diferenciadas como en la de 1500@8

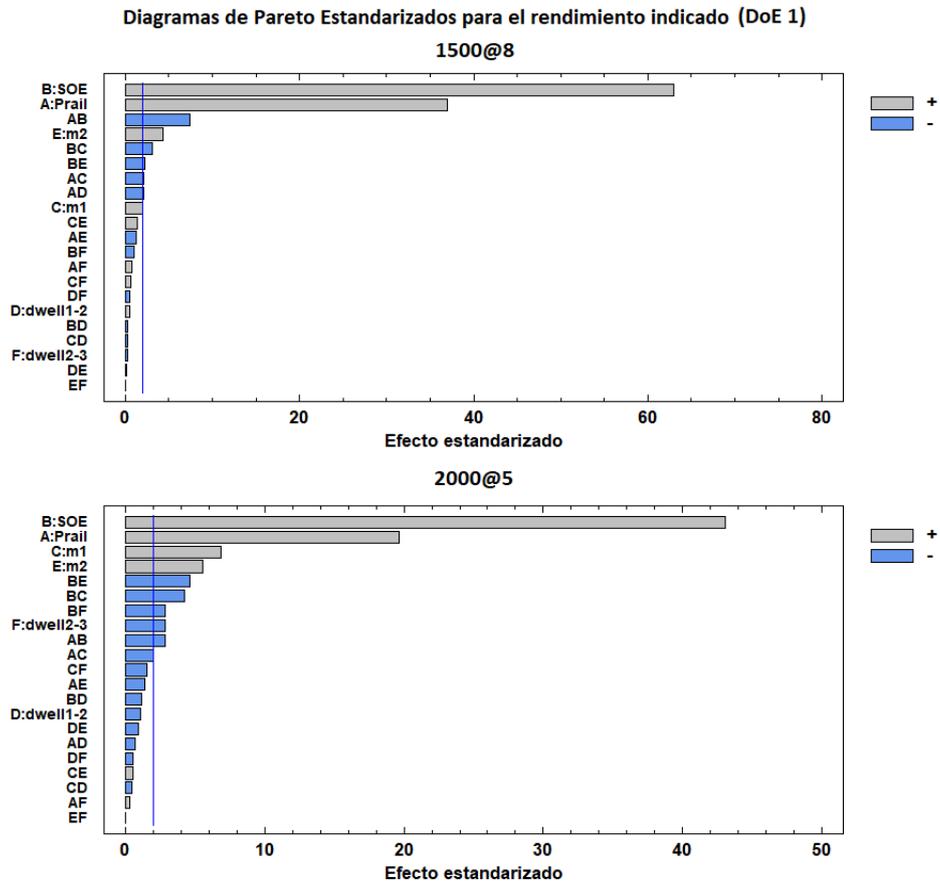


Figura 4. 1. Diagramas de Pareto estandarizados del rendimiento indicado (DoE 1) para los 2 puntos analizados. Fuente: Autor.

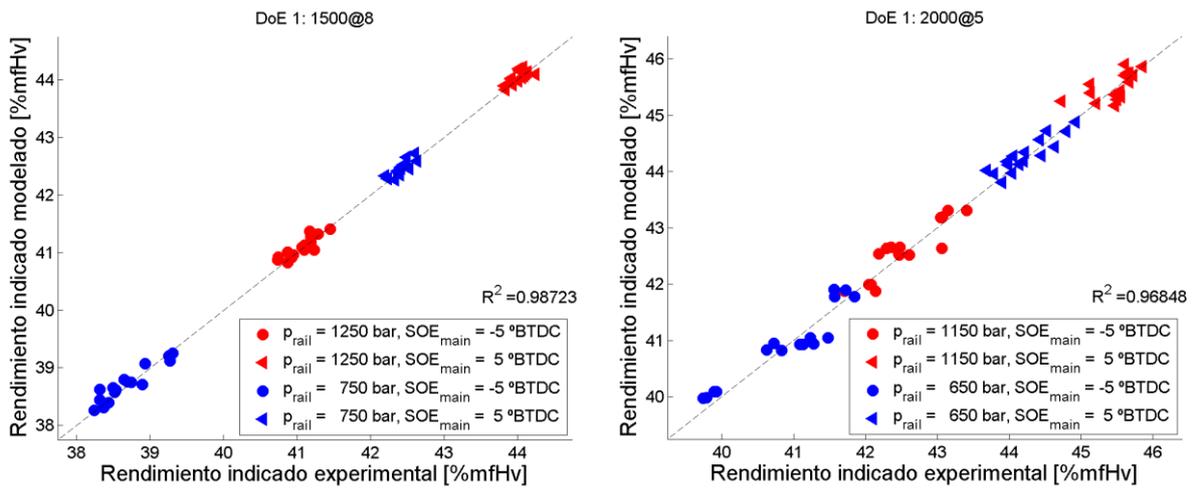


Figura 4. 2. Rendimiento indicado modelado vs experimental del DoE 1 para los 2 puntos analizados. Fuente: Autor.

En el DoE 2 se estudia la influencia de la post-inyección manteniendo las inyecciones piloto constantes. En la figura 4.3 se muestran los diagramas de Pareto de este diseño para los 2 puntos de funcionamiento. Para el punto 1500@8 la duración entre la inyección principal y la post (dw_{3-4}) adquiere significancia en el modelo. Sin embargo, en el punto 2000@5 este efecto no es apreciable y, por tanto, la presión y el avance de inyección serán los únicos parámetros influyentes.

En la figura 4.4 se pueden validar los resultados mostrados en los diagramas de Pareto. En el punto 1500@8 se comprueba que en las estrategias en las que las inyecciones están adelantadas, utilizando dw_{3-4} reducidas se obtienen rendimientos indicados mayores. En el punto 2000@5 no se aprecia influencia de este parámetro, como indicaba el diagrama de Pareto. Sin embargo, el hecho de introducir una post-inyección incrementa el rendimiento indicado en torno a 1 punto respecto de DoE inicial. Esto se debe a que la temperatura media del ciclo se incrementa al realizar esta inyección.

Como conclusión, el efecto de las inyecciones pilotos sobre el rendimiento indicado es despreciable a medida que se aumenta el grado de carga. Por otro lado, la introducción de post-inyección supone un ligero aumento en el rendimiento indicado. Los factores principales que controlan el proceso son la presión y el avance de la inyección.

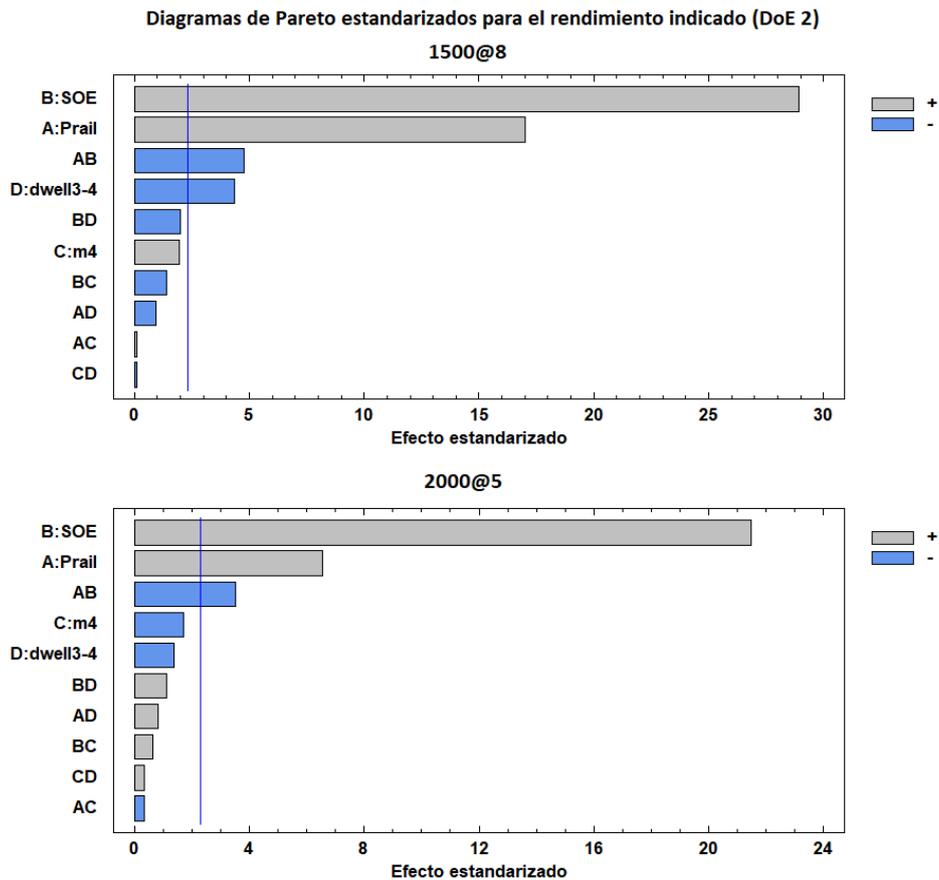


Figura 4. 3. Diagramas de Pareto estandarizados del rendimiento indicado (DoE 2) para los 2 puntos analizados.
Fuente: Autor

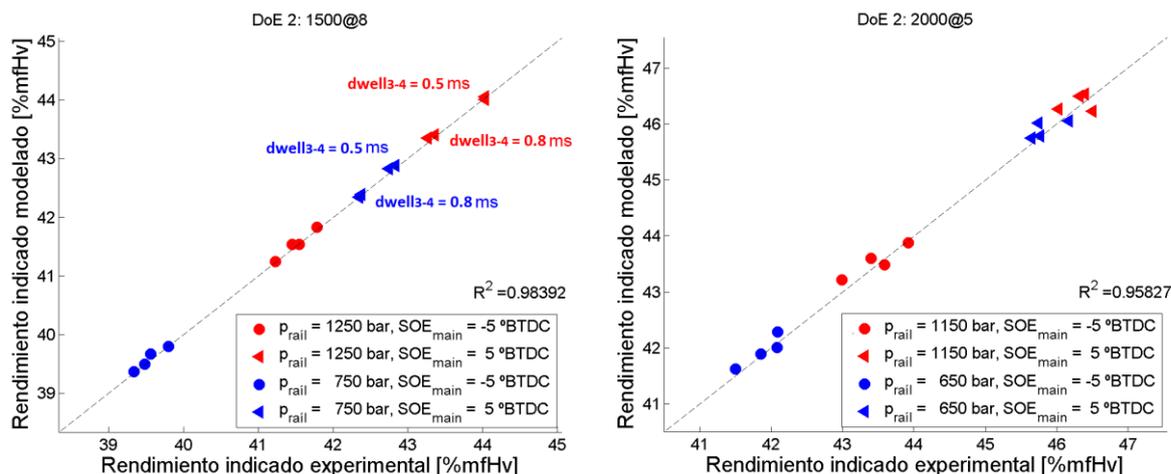


Figura 4. 4. Rendimiento indicado modelado vs experimental del DoE 1 para los 2 puntos analizados. Fuente: Autor.

4.2.3. Emisiones de NOx

En la figura 4.9 se pueden observar los diagramas de Pareto de los efectos de los factores en las emisiones de NOx. Se puede apreciar que las tendencias son las mismas que para el rendimiento indicado. En ambos puntos, los factores más influyentes son la presión de inyección y el avance de la principal. Las masas de las inyecciones piloto también adquieren más influencia cuando el motor funciona a baja carga.

En la figura 4.6 se observa como trabajando a grados de carga inferiores el ajuste es menos preciso. Esto se debe, de nuevo, al aumento del peso de las masas de las inyecciones piloto sobre la total inyectada. En ambos puntos, el adelanto de la inyección supone el aumento más acusado de las emisiones de NOx. El aumento de la presión de inyección también supone un aumento de los NOx, aunque no tan determinante como el factor anterior. En el punto 2000@5, en algunas zonas, también puede observarse la dependencia de las emisiones de NOx con la masa inyectada en la primera piloto, dando lugar a mayores emisiones cuando se inyecta mayor cantidad de combustible.

En el segundo diseño experimental se sigue observando la dependencia de las emisiones de NOx con la presión y el avance de la inyección (Diagramas de Pareto de la figura 4.7). En el punto de 1500@8 se aprecia una ligera influencia de la duración entre la inyección principal y la post y en el punto 2000@5 también parece apreciarse cierta influencia de la masa introducida en la post-inyección. Sin embargo, la influencia de estas variables es muy pequeña comparada con la que ejerce la presión de inyección y el SOE_{main} . Este hecho pone de manifiesto que la post-inyección no influye en la formación de NOx, ya que no varía temperatura máxima del ciclo.

En la figura 4.8 se muestran las curvas de regresión de ambos puntos. Estas gráficas ponen de manifiesto lo comentado anteriormente. El hecho de realizar una post-inyección, independientemente de la cantidad de combustible que se inyecte y del instante en el que se realice, no supondrá apenas influencia en las emisiones de NOx.

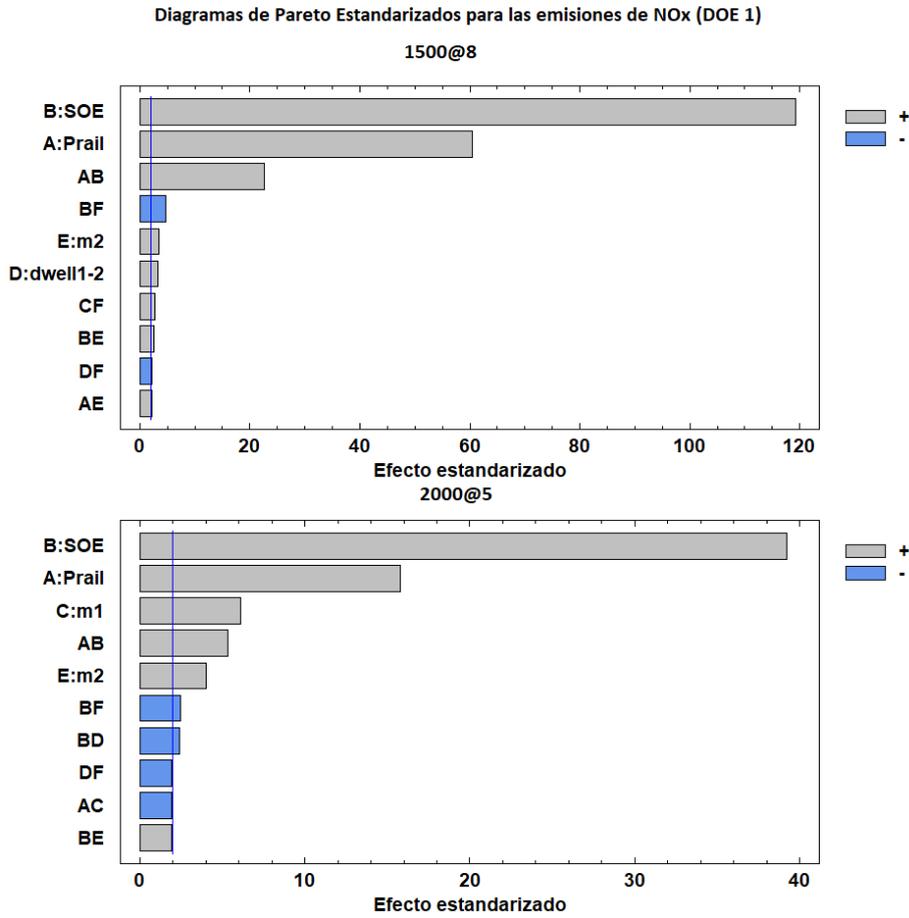


Figura 4. 5. Diagramas de Pareto estandarizados de las emisiones de NOx (DoE 1) para los 2 puntos analizados. Fuente: Autor.

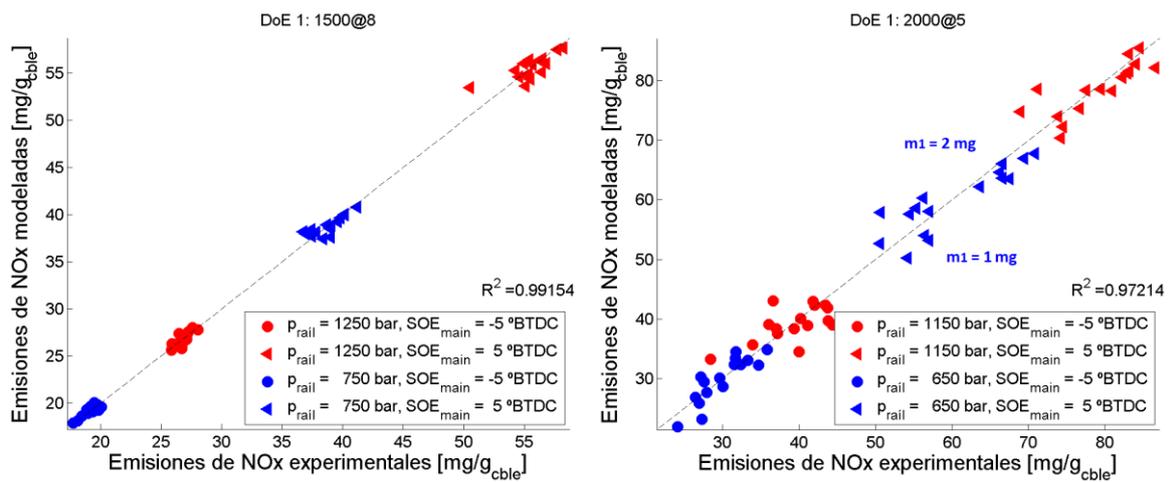


Figura 4. 6. Emisiones de NOx modeladas vs experimentales del DoE 1 para los 2 puntos analizados. Fuente: Autor.

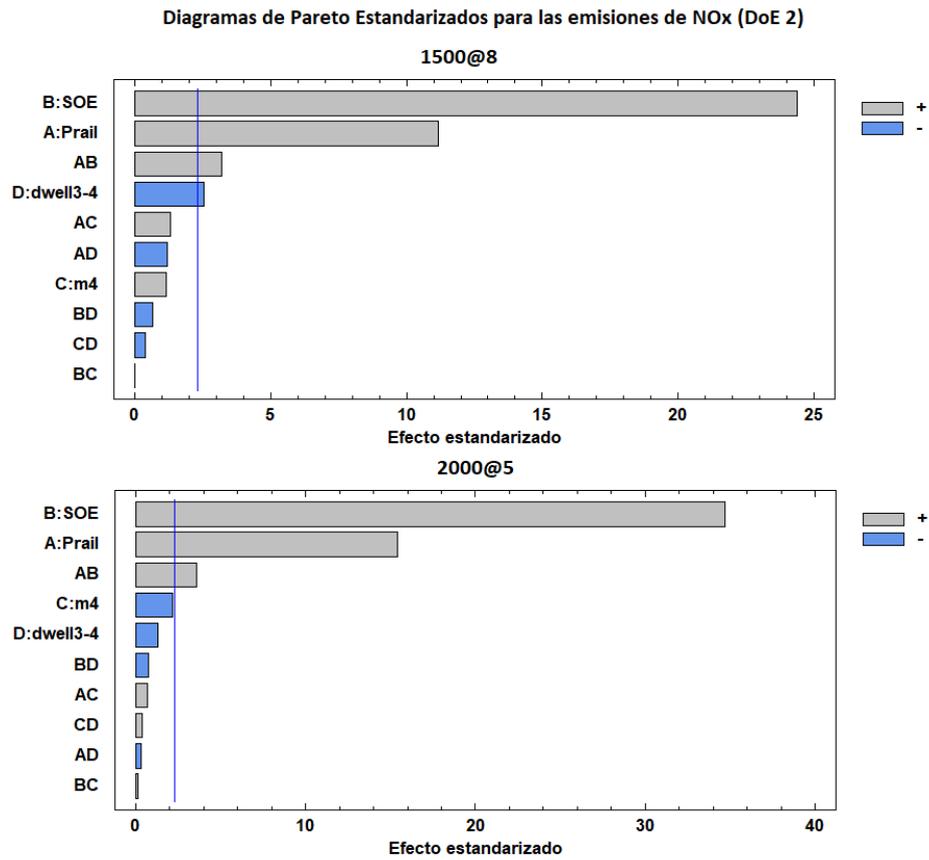


Figura 4. 7. Diagramas de Pareto estandarizados de las emisiones de NOx (DoE 2) para los 2 puntos analizados. Fuente: Autor.

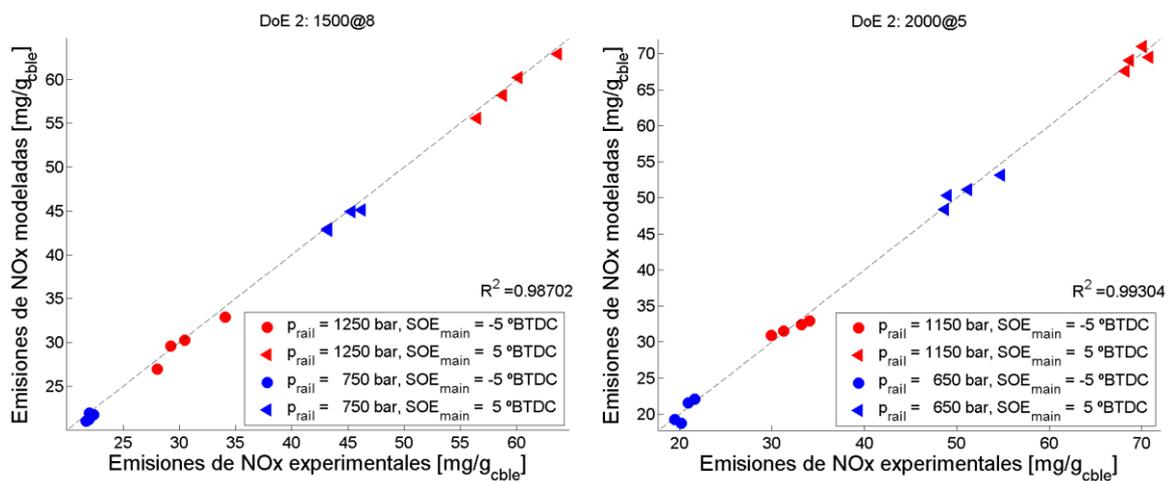


Figura 4. 8. Emisiones de NOx modeladas vs experimentales del DoE 2 para los 2 puntos analizados. Fuente: Autor.

En resumen, la formación de las emisiones de NOx sigue la misma tendencia que el rendimiento indicado. La única diferencia apreciable es que la post inyección posee muy poca influencia en el proceso de formación de NOx, mientras que en el rendimiento indicado aumentaba por el propio hecho de introducirla (aumento del trabajo en la última parte del ciclo).

4.2.4. Emisiones de hollín

Para las emisiones de hollín se puede apreciar de nuevo que los factores más influyentes son la presión y el avance de la inyección, teniendo poca importancia las variables relacionadas con las inyecciones piloto (figura 4.9). Sin embargo, en este caso el parámetro más influyente es la presión de inyección, al contrario de lo que pasaba con el rendimiento indicado y los NOx, en los cuales el avance de la inyección era el factor más crítico.

Para ver cómo afectan los parámetros de inyección en la formación de hollín es necesario acudir a la figura 4.10, en la cual se presentan los valores experimentales frente a los modelados para ambos puntos de funcionamiento. Se puede observar cómo inyectar a presiones más reducidas incrementa la formación de hollín de forma acentuada. Además, si se retrasa la inyección se producirá otro aumento sustancial en la formación de estos contaminantes. También es interesante comprobar que, como en los casos anteriores, en el punto 2000@5 la respuesta está algo más difuminada y no responde exclusivamente a los dos factores principales. Esto se debe a la influencia de la masa de inyección de la segunda piloto. Aunque en este punto de funcionamiento también se puede apreciar que para presiones de inyección elevadas, la formación de hollín depende menos del resto de parámetros (las salidas se encuentran más aglutinadas en puntos concretos).

Si se realiza el diseño experimental con los parámetros relativos a las inyecciones piloto (masas y duraciones) constantes y añadiendo una post-inyección, la presión de inyección y el SOE siguen siendo las variables más determinantes del proceso (Figura 4.11). Sin embargo, para el punto 1500@8, se puede observar cómo la duración entre la inyección principal y la post y sus interacciones con el resto de factores se convierten en parámetros influyentes en el proceso

A partir de las gráficas de la figura 4.12 se comprueba que el hecho de introducir inyecciones piloto en ambos puntos propicia una reducción considerable de la formación de hollín respecto a la situación inicial (Figura 4.10). Por otro lado, aunque en ambos puntos de funcionamiento la influencia de la presión y el avance de la inyección es fácilmente detectable, solo en el punto 1500@8 se aprecia esa dependencia con la duración $d_{well_{3-4}}$. En esas condiciones de funcionamiento mientras más alejada esté la post-inyección de la inyección principal mayor cantidad de hollín se formará en el proceso. Esto se debe principalmente a que en la cámara de combustión no se alcanzarían temperaturas suficientemente elevadas para propiciar la oxidación del carbono existente sin quemar.

Finalmente, desde un punto de vista genérico se puede concluir que, tanto en el rendimiento como en las emisiones de NOx y hollín el papel de las inyecciones piloto es pequeño. No ocurre lo mismo con la post-inyección en la que, aunque la masa introducida y su situación no influya de forma excesiva, el mero hecho de realizarla ya supone una reducción en las emisiones de hollín y un ligero incremento del rendimiento indicado y, lo que es más interesante, sin que suponga un incremento en

la formación de NOx. Además, los parámetros más decisivos en el proceso de combustión serán la presión de inyección y el avance de encendido.

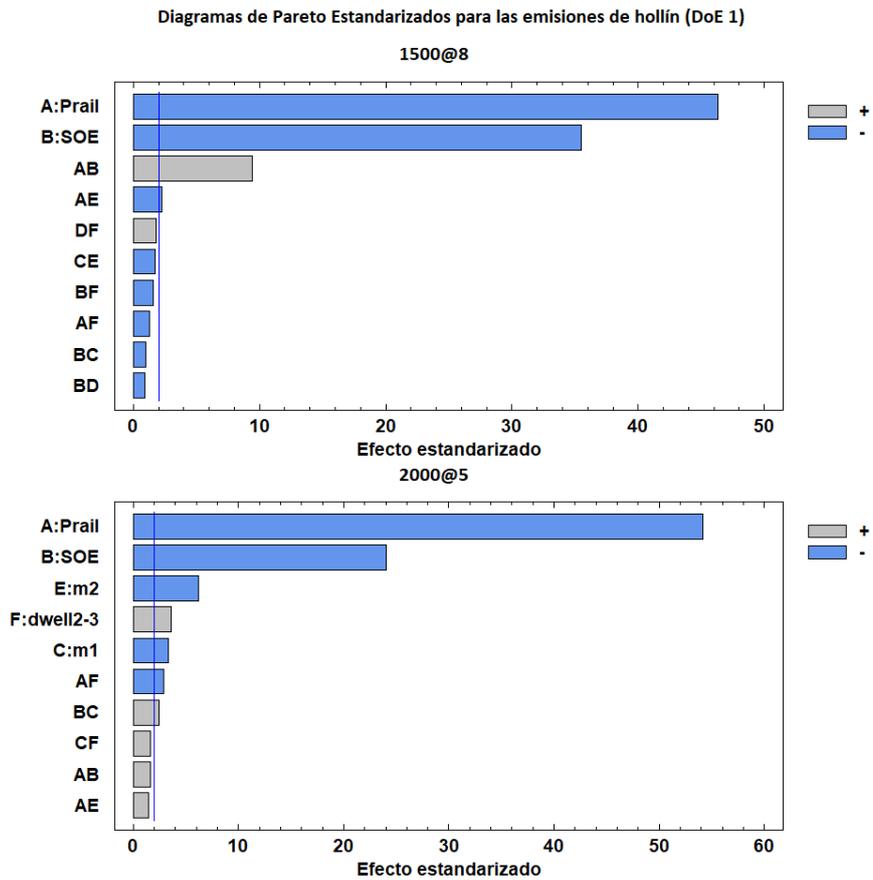


Figura 4. 9. Diagramas de Pareto estandarizados de las emisiones de hollín (DoE 1) para los 2 puntos analizados. Fuente: Autor.

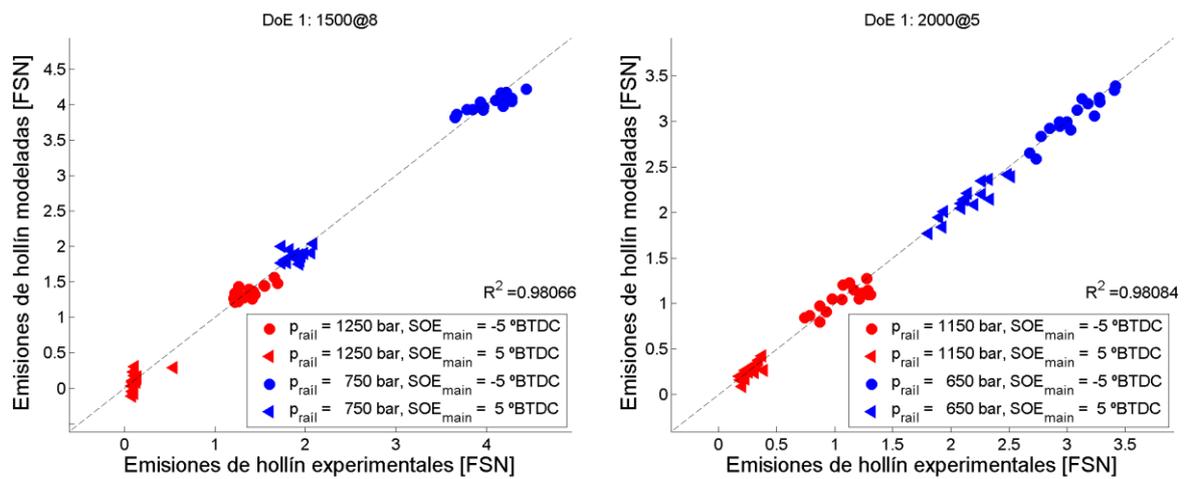


Figura 4. 10. Emisiones de hollín modeladas vs experimentales del DoE 1 para los 2 puntos analizados. Fuente: Autor.

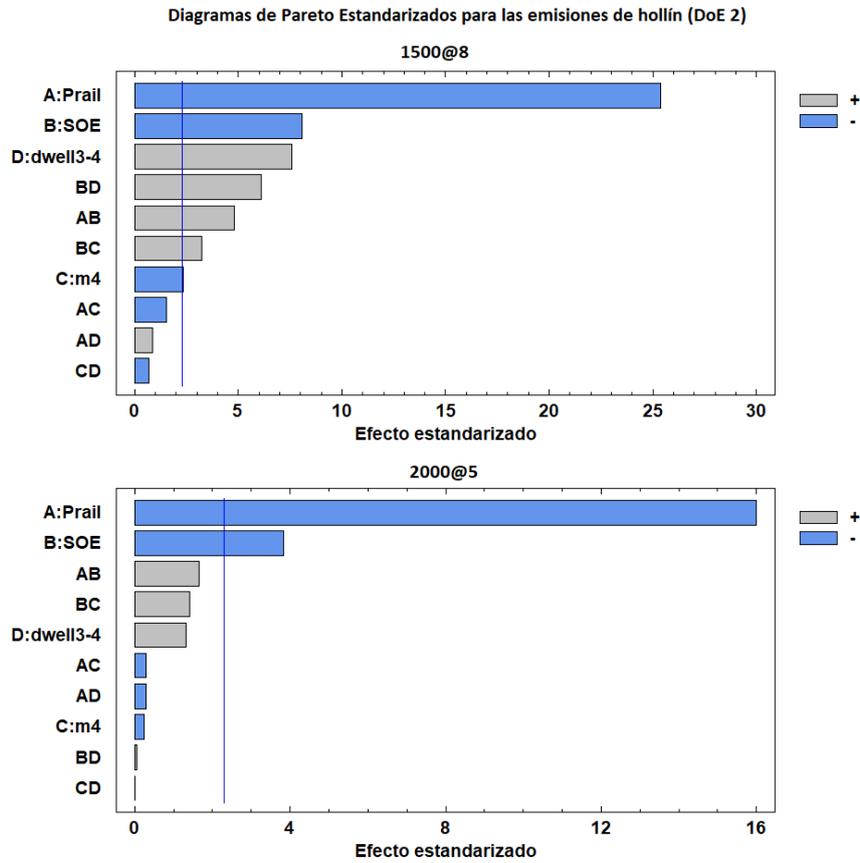


Figura 4. 11. Diagramas de Pareto estandarizados de las emisiones de hollín (DoE 2) para los 2 puntos analizados. Fuente: Autor.

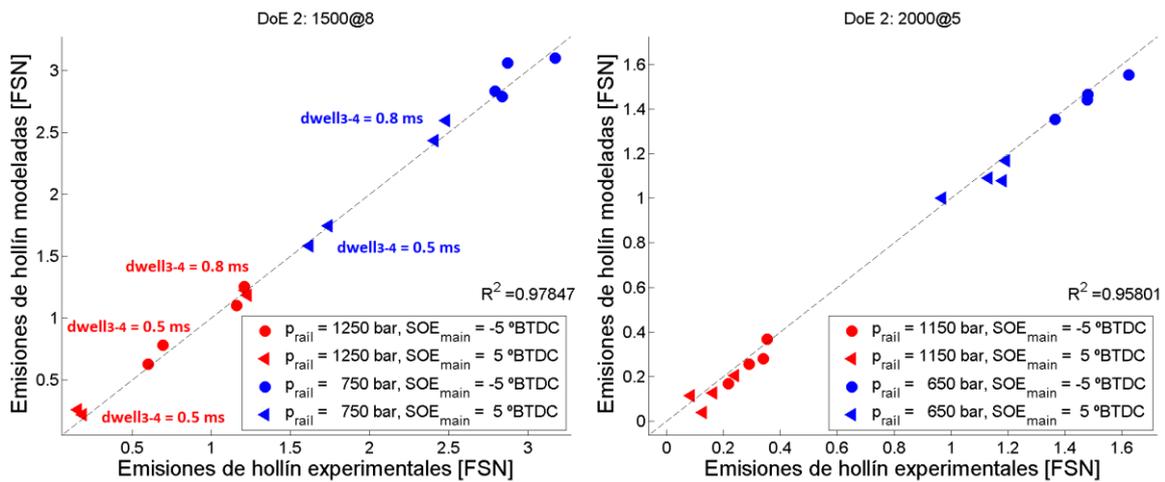


Figura 4. 12. Emisiones de hollín modeladas vs experimentales del DoE 2 para los 2 puntos analizados. Fuente: Autor.

4.2.5. Ángulos de quemado

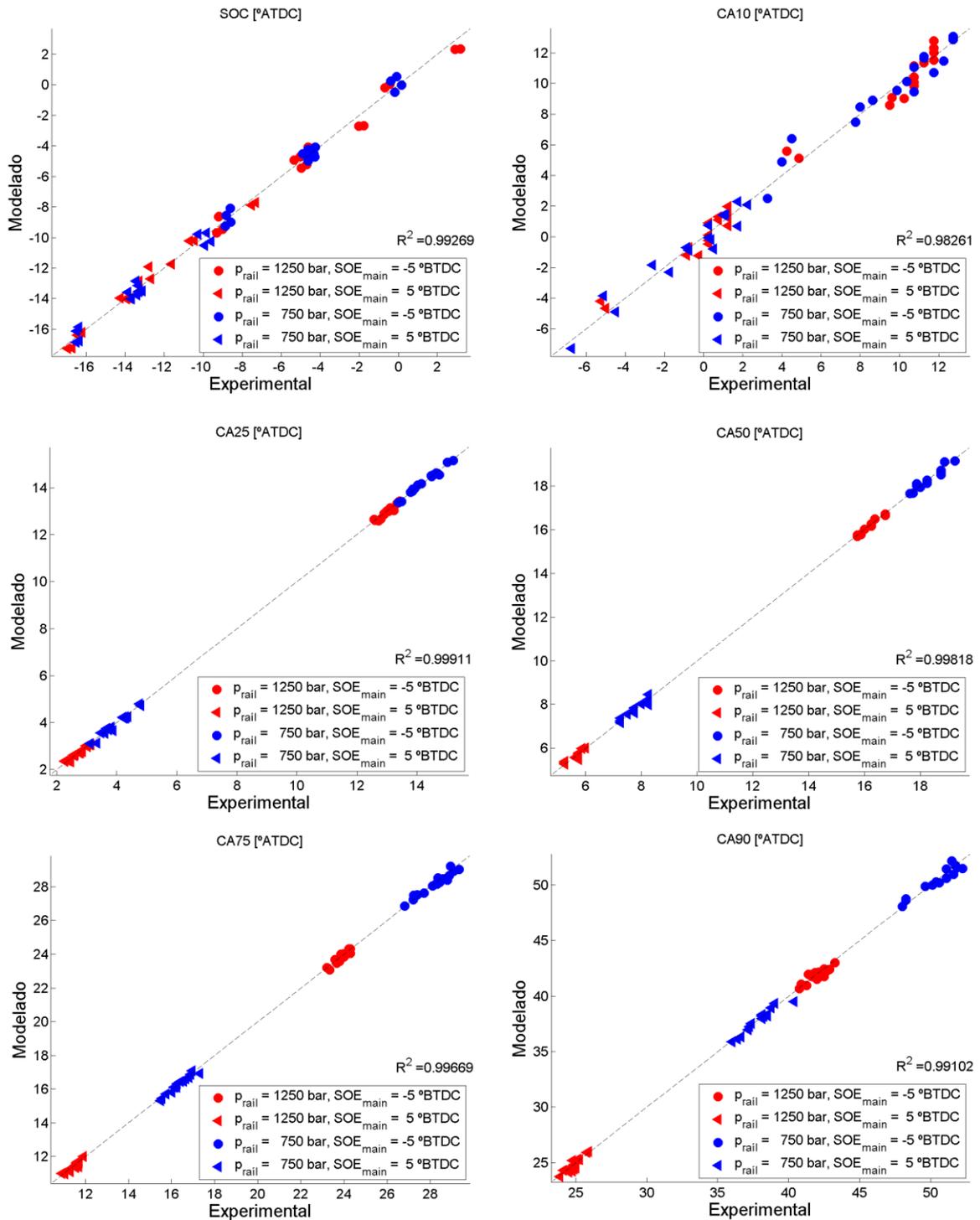


Figura 4. 13. Ángulos de quemado modelados vs experimentales del DoE 1 para el punto 1500@8. Fuente: Autor.

Con el fin de obtener la ley de liberación de calor de forma experimental en función de los parámetros de inyección se ha llevado a cabo el ajuste experimental de los ángulos de quemado obtenidos a partir de la herramienta de diagnóstico CALMEC.

En la figura 4.13 pueden observarse las regresiones obtenidas para el SOC y los ángulos de quemado CA10, CA25, CA50, CA75 y CA90 para el DoE 1 del punto de funcionamiento 1500@8. A raíz de estas gráficas obtenidas pueden observarse las siguientes características:

- El SOC y el CA10 presentan gran variabilidad en función de las variables de entrada. El hecho de realizar inyecciones piloto de distinta masa y en un instante determinado tiene como consecuencia que el inicio de la combustión y los primeros ángulos de quemado no presenten estabilidad frente a un número reducido de factores. La presión de inyección no es un parámetro determinante para la obtención de estos ángulos, sin embargo, el avance de la inyección, lógicamente, sí lo es.
- El resto de ángulos ajustados presenta menos variabilidad frente a los parámetros relativos a las inyecciones piloto puesto que el efecto de las mismas ya se ha desvanecido. Se puede observar que para estos ángulos, los factores más influyentes son la presión y el avance de la inyección, siendo este último el parámetro más crítico. A medida que se adelanta la inyección o si se aumenta la presión de inyección se obtienen ángulos de quemado inferiores. En el caso del avance es porque se desplaza la combustión y en el caso de la presión de inyección se debe a que un aumento de ésta acelera el proceso de combustión. Los ajustes con mayor grado de precisión se obtienen para los ángulos situados en torno a la mitad del proceso de combustión (CA25, CA50 y CA75), aunque por lo general la precisión del ajuste es bastante alta.

4.3. Resultados de la optimización de la combustión

Como se comentó en la sección 3 del capítulo de Metodología, una vez obtenidos los modelos empíricos que pueden proporcionar valores aproximados de las respuestas reales del motor es de gran interés la búsqueda de los factores que optimizan el proceso de combustión, maximizando el rendimiento y reduciendo las emisiones lo máximo posible. Debido a este motivo se ha llevado a cabo una optimización multiobjetivo utilizando funciones de deseabilidad.

En la tabla 4.1 y 4.2 se presentan los valores óptimos de las respuestas del primer diseño experimental para cada caso de estudio y el valor de los factores que los posibilitan. Como se comentó en el capítulo de Metodología, para aplicar cada uno de los supuestos se variará el valor del peso, s_i , que se le asigna a la función de deseabilidad de cada una de las salidas a optimizar. Además los pesos mostrados en las tablas han sido normalizados para facilitar la comprensión y, para diferenciarlos de los originales, se les aplicarán el símbolo “ $\hat{}$ ”.

Tabla 4. 1. Variables optimizadas del DOE 1 para el punto 1500@8.

Punto de funcionamiento :	1500@8	
	Factores	Respuestas
CASO 1: Sin Post-tratamiento	$p_{raíl} = 1155.93 \text{ bar}$	$\eta_i = 41.3 \%$
	$SOE_{main} = -5 \text{ }^\circ BTDC$	
	$m_1 = 2 \text{ mg}$	$NO_x = 26.39 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cble}}$
	$dwel_{1-2} = 0.25 \text{ ms}$	
	$m_2 = 2 \text{ mg}$	$Hollín = 1.29 \text{ FSN}$
	$dwel_{2-3} = 0.25 \text{ ms}$	
CASO 2: Pos-tratamiento Hollín (DPF)	$p_{raíl} = 1074.39 \text{ bar}$	$\eta_i = 41.19 \%$
	$SOE_{main} = -4.87 \text{ }^\circ BTDC$	
	$m_1 = 2 \text{ mg}$	$NO_x = 23.84 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cble}}$
	$dwel_{1-2} = 0.25 \text{ ms}$	
	$m_2 = 2 \text{ mg}$	$Hollín = 1.67 \text{ FSN}$
	$dwel_{2-3} = 0.31 \text{ ms}$	
CASO 3: Post-tratamiento NO_x (SCR o LNT)	$p_{raíl} = 1035.2 \text{ bar}$	$\eta_i = 42.77 \%$
	$SOE_{main} = 1.06 \text{ }^\circ BTDC$	
	$m_1 = 1.77 \text{ mg}$	$NO_x = 38.32 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cble}}$
	$dwel_{1-2} = 0.25 \text{ ms}$	
	$m_2 = 1.58 \text{ mg}$	$Hollín = 0.90 \text{ FSN}$
	$dwel_{2-3} = 0.53 \text{ ms}$	
CASO 4: Post-tratamiento Hollín y NO_x (DPF + SCR\LNT)	$p_{raíl} = 976.12 \text{ bar}$	$\eta_i = 42.77 \%$
	$SOE_{main} = 1.77 \text{ }^\circ BTDC$	
	$m_1 = 1.11 \text{ mg}$	$NO_x = 38.46 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cble}}$
	$dwel_{1-2} = 0.28 \text{ ms}$	
	$m_2 = 1.92 \text{ mg}$	$Hollín = 1.04 \text{ FSN}$
	$dwel_{2-3} = 0.59 \text{ ms}$	

Atendiendo a la tabla anterior, se puede observar como en los casos en los que es necesario minimizar de forma contundente los NO_x (caso 1 y 2) se obtienen resultados de rendimiento inferiores que el resto. Por otro lado también se aprecia que la optimización del rendimiento se produce de forma simultánea a la de hollín. Por último, en los casos en los que se le da más peso a la reducción de NO_x la optimización proporciona avances de inyección retrasados, distancias entre pilotos reducidas y masas inyectadas elevadas.

Tabla 4. 2. Variables optimizadas del DOE 1 para el punto 2000@5.

Punto de funcionamiento :		2000@5
		Factores
		Respuestas
CASO 1: Sin Post-tratamiento		$p_{raíl} = 954.76 \text{ bar}$
		$SOE_{main} = -4.98 \text{ }^\circ\text{BTDC}$
	$\hat{s}_{\eta_i} = 0.33$	$m_1 = 2 \text{ mg}$
	$\hat{s}_{NO_x} = 0.33$	$dwell_{1-2} = 0.25 \text{ ms}$
	$\hat{s}_{Hollín} = 0.33$	$m_2 = 2 \text{ mg}$
		$dwell_{2-3} = 0.25 \text{ ms}$
		$\eta_i = 42.92 \%$
		$NO_x = 30.26 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cbte}}$
		$Hollín = 1.43 \text{ FSN}$
CASO 2: Pos-tratamiento Hollín (DPF)		$p_{raíl} = 951.00 \text{ bar}$
		$SOE_{main} = -4.84 \text{ }^\circ\text{BTDC}$
	$\hat{s}_{\eta_i} = 0.5$	$m_1 = 2 \text{ mg}$
	$\hat{s}_{NO_x} = 0.5$	$dwell_{1-2} = 0.25 \text{ ms}$
	$\hat{s}_{Hollín} = 0$	$m_2 = 2 \text{ mg}$
		$dwell_{2-3} = 0.29 \text{ ms}$
		$\eta_i = 42.96 \%$
		$NO_x = 31.04 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cbte}}$
		$Hollín = 1.43 \text{ FSN}$
CASO 3: Post-tratamiento NO_x (SCR o LNT)		$p_{raíl} = 880.51 \text{ bar}$
		$SOE_{main} = 4.30 \text{ }^\circ\text{BTDC}$
	$\hat{s}_{\eta_i} = 0.5$	$m_1 = 1 \text{ mg}$
	$\hat{s}_{NO_x} = 0$	$dwell_{1-2} = 0.25 \text{ ms}$
	$\hat{s}_{Hollín} = 0.5$	$m_2 = 1 \text{ mg}$
		$dwell_{2-3} = 0.25 \text{ ms}$
		$\eta_i = 44.86 \%$
		$NO_x = 56.21 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cbte}}$
		$Hollín = 1.26 \text{ FSN}$
CASO 4: Post-tratamiento Hollín y NO_x (DPF + SCR\LNT)		$p_{raíl} = 880.51 \text{ bar}$
		$SOE_{main} = 4.30 \text{ }^\circ\text{BTDC}$
	$\hat{s}_{\eta_i} = 1$	$m_1 = 1 \text{ mg}$
	$\hat{s}_{NO_x} = 0$	$dwell_{1-2} = 0.25 \text{ ms}$
	$\hat{s}_{Hollín} = 0$	$m_2 = 1 \text{ mg}$
		$dwell_{2-3} = 0.25 \text{ ms}$
		$\eta_i = 44.86 \%$
		$NO_x = 56.21 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cbte}}$
		$Hollín = 1.26 \text{ FSN}$

Para el punto 2000@5 sucede algo similar. Si bien con estas condiciones se consiguen rendimientos más elevados, también se produce mayor formación de contaminantes. Las tendencias son las mismas que en el punto 1500@8 con la diferencia de que al realizar la optimización sin priorizar los NO_x, el incremento que se produce en la formación de éstos es más acusada.

En la figura 4.14 se muestran las gráficas de las superficies de respuesta de ambos puntos de funcionamiento. En ellas se encuentran señalados los puntos conseguidos en la optimización. En éstas puede apreciarse cómo se van desplazando los puntos optimizados a medida que se cambian los criterios. Uno de los aspectos más interesantes que muestran estas gráficas de superficies de respuesta es la posibilidad de apreciar la tendencia que muestra el rendimiento al buscar una solución de emisiones reducidas. En ambas gráficas (pero de forma más acusada en el punto 1500@8 debido a que se encuentra en condiciones más estables) se observa que una reducción de NOx implica un aumento de hollín y viceversa. Además un aumento del rendimiento indicado solo se puede conseguir aumentando las emisiones de NOx, aunque se reduzcan las de hollín.

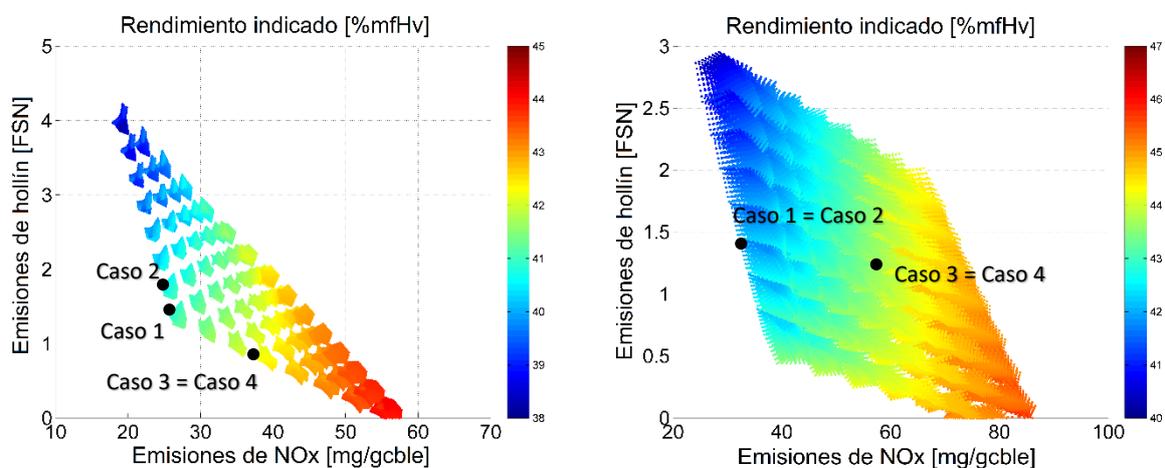


Figura 4. 14. Superficies de respuesta con puntos optimizados del DoE 1 (a la izda. 1500@8 y a la dcha. 2000@5). Fuente: Autor.

Como ya se ha explicado anteriormente, en el segundo estudio se analizará la influencia de introducir una post-inyección. Para ello las inyecciones piloto se mantendrán constantes (por lo que ya no se tendrán en cuenta en el modelo las variables que las definen) e iguales al valor óptimo encontrado en el caso 1 del DoE anterior, es decir, con masas de inyección elevadas y duraciones reducidas entre las mismas.

En las tablas 4.3 y 4.4 se muestran las respuestas que optimizan la combustión en cada uno de los supuestos planteados y el valor que tienen que adquirir los factores para alcanzar dichos valores en ambas condiciones de funcionamiento.

Atendiendo a la primera de las tablas (1500@8), se observa que por el hecho de aplicar la post-inyección no se consiguen reducciones significativas en el hollín, de hecho, si se le da el mismo peso a todas las respuestas, la optimización proporciona un punto con emisiones de hollín ligeramente superiores. Esto se debe a que al aplicar la post-inyección es posible que aumenten las temperaturas en la cámara de combustión y se incremente la formación de NOx. Este hecho sumado a que se desean optimizar todas las respuestas por igual puede originar que se obtengan emisiones de partículas ligeramente superiores. En el resto de casos tampoco se consiguen mejoras apreciables introduciendo un post-inyección.

Tabla 4. 3. Variables optimizadas del DOE 2 para el punto 1500@8 ($m_1=m_2=2$ y $dwell_{1-2}=dwell_{2-3}=0.25$).

Punto de funcionamiento:		1500@8	
		Factores	Respuestas
CASO 1: Sin Post-tratamiento		$p_{raíl} = 1047.40 \text{ bar}$	
	$\hat{s}_{\eta_i} = 0.33$	$SOE_{main} = -5 \text{ }^\circ BTDC$	$\eta_i = 41.03 \%$
	$\hat{s}_{NO_x} = 0.33$	$m_4 = 3 \text{ mg}$	$NO_x = 23.91 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cbte}}$
	$\hat{s}_{Hollín} = 0.33$	$dwell_{3-4} = 0.72 \text{ ms}$	$Hollín = 1.70 \text{ FSN}$
CASO 2: Pos-tratamiento Hollín (DPF)		$p_{raíl} = 1049.36 \text{ bar}$	
	$\hat{s}_{\eta_i} = 0.5$	$SOE_{main} = -5 \text{ }^\circ BTDC$	$\eta_i = 40.97 \%$
	$\hat{s}_{NO_x} = 0.5$	$m_4 = 3 \text{ mg}$	$NO_x = 23.27 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cbte}}$
	$\hat{s}_{Hollín} = 0$	$dwell_{3-4} = 0.79 \text{ ms}$	$Hollín = 1.71 \text{ FSN}$
CASO 3: Post-tratamiento NO_x (SCR o LNT)		$p_{raíl} = 1106.97 \text{ bar}$	
	$\hat{s}_{\eta_i} = 0.5$	$SOE_{main} = -2.81 \text{ }^\circ BTDC$	$\eta_i = 41.89 \%$
	$\hat{s}_{NO_x} = 0$	$m_4 = 3 \text{ mg}$	$NO_x = 33.23 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cbte}}$
	$\hat{s}_{Hollín} = 0.5$	$dwell_{3-4} = 0.55 \text{ ms}$	$Hollín = 1.28 \text{ FSN}$
CASO 4: Post-tratamiento Hollín y NO_x (DPF + SCR\LNT)		$p_{raíl} = 1106.97 \text{ bar}$	
	$\hat{s}_{\eta_i} = 1$	$SOE_{main} = -2.81 \text{ }^\circ BTDC$	$\eta_i = 41.89 \%$
	$\hat{s}_{NO_x} = 0$	$m_4 = 3 \text{ mg}$	$NO_x = 33.24 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cbte}}$
	$\hat{s}_{Hollín} = 0$	$dwell_{3-4} = 0.55 \text{ ms}$	$Hollín = 1.29 \text{ FSN}$

No sucede lo mismo trabajando en el punto de funcionamiento 2000@5. En estas condiciones, el mero hecho de realizar una post-inyección posibilita una reducción de hollín de entorno a un 50 %, un ligero aumento del rendimiento y todo esto sin penalizar la formación de NO_x. De hecho, la optimización permite obtener puntos en los que se consiguen valores más reducidos de ambos contaminantes. Esto se debe a que en estas condiciones (2000@5) las masas del resto de inyecciones tienen más influencia sobre el proceso. También se observa que cuando se le da importancia a la

reducción de NOx se obtienen avances de la inyección muy retrasados, presiones moderadas, masas elevadas y duraciones cortas.

Tabla 4. 4. Variables optimizadas del DOE 2 para el punto 2000@5 ($m_1=m_2=2$ y $dwell_{1-2}=dwell_{2-3}=0.25$).

Punto de funcionamiento:	2000@5	
	Factores	Respuestas
CASO 1: Sin Post-tratamiento $\hat{s}_{\eta_i} = 0.33$ $\hat{s}_{NOx} = 0.33$ $\hat{s}_{Hollín} = 0.33$	$p_{rail} = 889.34 \text{ bar}$ $SOE_{main} = -5^\circ BTDC$ $m_4 = 2.92 \text{ mg}$ $dwell_{3-4} = 0.45 \text{ ms}$	$\eta_i = 43.13 \%$ $NO_x = 24.15 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cbte}}$ $Hollín = 0.62 \text{ FSN}$
CASO 2: Pos-tratamiento Hollín (DPF) $\hat{s}_{\eta_i} = 0.5$ $\hat{s}_{NOx} = 0.5$ $\hat{s}_{Hollín} = 0$	$p_{rail} = 877.55 \text{ bar}$ $SOE_{main} = -5^\circ BTDC$ $m_4 = 2 \text{ mg}$ $dwell_{3-4} = 0.45 \text{ ms}$	$\eta_i = 43.48 \%$ $NO_x = 26.32 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cbte}}$ $Hollín = 0.75 \text{ FSN}$
CASO 3: Post-tratamiento NO_x (SCR o LNT) $\hat{s}_{\eta_i} = 0.5$ $\hat{s}_{NOx} = 0$ $\hat{s}_{Hollín} = 0.5$	$p_{rail} = 891.73 \text{ bar}$ $SOE_{main} = -0.95^\circ BTDC$ $m_4 = 2 \text{ mg}$ $dwell_{3-4} = 0.54 \text{ ms}$	$\eta_i = 44.69 \%$ $NO_x = 40.00 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cbte}}$ $Hollín = 0.60 \text{ FSN}$
CASO 4: Post-tratamiento Hollín y NO_x (DPF + SCR\LNT) $\hat{s}_{\eta_i} = 1$ $\hat{s}_{NOx} = 0$ $\hat{s}_{Hollín} = 0$	$p_{rail} = 891.74 \text{ bar}$ $SOE_{main} = -0.95^\circ BTDC$ $m_4 = 2 \text{ mg}$ $dwell_{3-4} = 0.54 \text{ ms}$	$\eta_i = 44.69 \%$ $NO_x = 40.00 \frac{\text{mg}}{\text{g}_{cbte}}$ $Hollín = 0.60 \text{ FSN}$

En la figura 4.15 se presentan de nuevo las superficies de respuesta del modelo para ambos puntos señalando los valores óptimos obtenidos. Además estas superficies se muestran superpuestas a las del caso inicial. Como puede observarse, realizar la post-inyección en el punto de baja carga (2000@5) traslada la zona de operación del motor a una con menor formación de hollín y con rendimiento más elevados y todo esto sin penalizar la formación de NOx. Sin embargo, en el punto de carga media (1500@8) al influir menos las inyecciones adicionales que se realicen, no es posible alcanzar mejoras apreciables. De hecho, viendo ambas superficies superpuestas parece que se pierde un rango de bajas emisiones de la zona de operación inicial en la que se encontraban los primeros puntos optimizados.

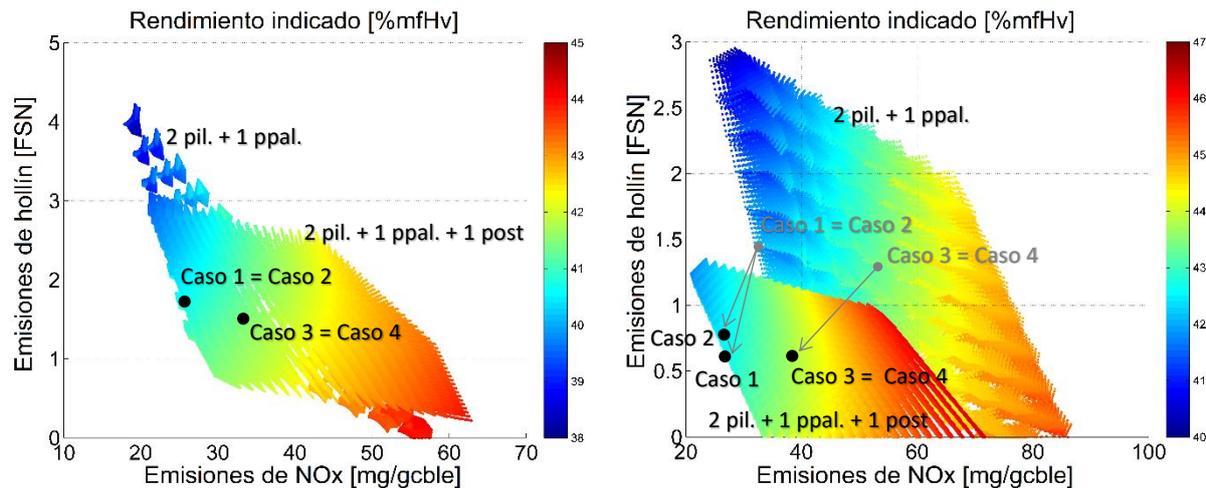


Figura 4. 15. Superficies de respuesta con puntos optimizados del DoE 2 (a la izda. 1500@8 y a la dcha. 2000@5). Fuente: Autor.

4.4. Mejora de la metodología del Diseño de Experimentos

En esta sección del capítulo se presentarán las mejoras realizadas en los modelos experimentales iniciales y posteriormente se validarán en función de los resultados obtenidos.

4.4.1. Reducción del número de observaciones

Como se ha ido indicando a lo largo de este documento, una de las principales incógnitas a la hora de realizar un modelo experimental es ver cuál es el número de observaciones necesarias para conseguir la precisión requerida en la regresión. Para el primer modelo experimental (DOE 1), en el que se analizaban los settings de las inyecciones pilotos, la presión de inyección y el avance de la principal era necesario realizar $2^6 = 64$ observaciones para obtener un modelo factorial completo. Además se repetirían 4 veces cada una de ellas para reducir el error aleatorio. Si se desean analizar n puntos de funcionamiento del motor serían necesarios $n \times 4 \times 2^6$ puntos. Para un número elevado de puntos de funcionamiento la experimentación se hace inviable tanto en términos económicos como en tiempo.

Para hacer más viable este proceso se ha estudiado cómo influye reducir el número de observaciones experimentales. En primer lugar, habiendo demostrado empíricamente que las respuestas de estudio dependen principalmente de la presión y del avance de la inyección, se ha realizado un DoE reducido en el que para una combinación de estas 2 variables se hace un barrido completo de los parámetros de las inyecciones piloto (masas y dwell) y en las 3 combinaciones restantes se mantienen constantes. En este caso se tienen $2^4 + 3 = 19$ experimentos diferentes. Por último se ha llevado a cabo un segundo DoE aún más simplificado sin tener en cuenta las inyecciones piloto en el que solo se han barrido las combinaciones existentes de presión de inyección con el avance de encendido, manteniendo los parámetros de las inyecciones piloto constantes. En este caso se obtienen solamente 4 experimentos diferentes. En las gráficas de la figura 4.16 se observa cómo

evolucionan los errores con el número de experimentos diferentes realizados para los dos puntos de funcionamiento elegidos. Cabe destacar que en la primera simplificación se tienen en cuenta todas las combinaciones posibles tanto de barrido de P_{rail} y SOE_{main} como de las masas y duraciones de las inyecciones piloto. En la segunda reducción también se tienen en cuenta todas las combinaciones posibles de masas y duraciones de las inyecciones piloto.

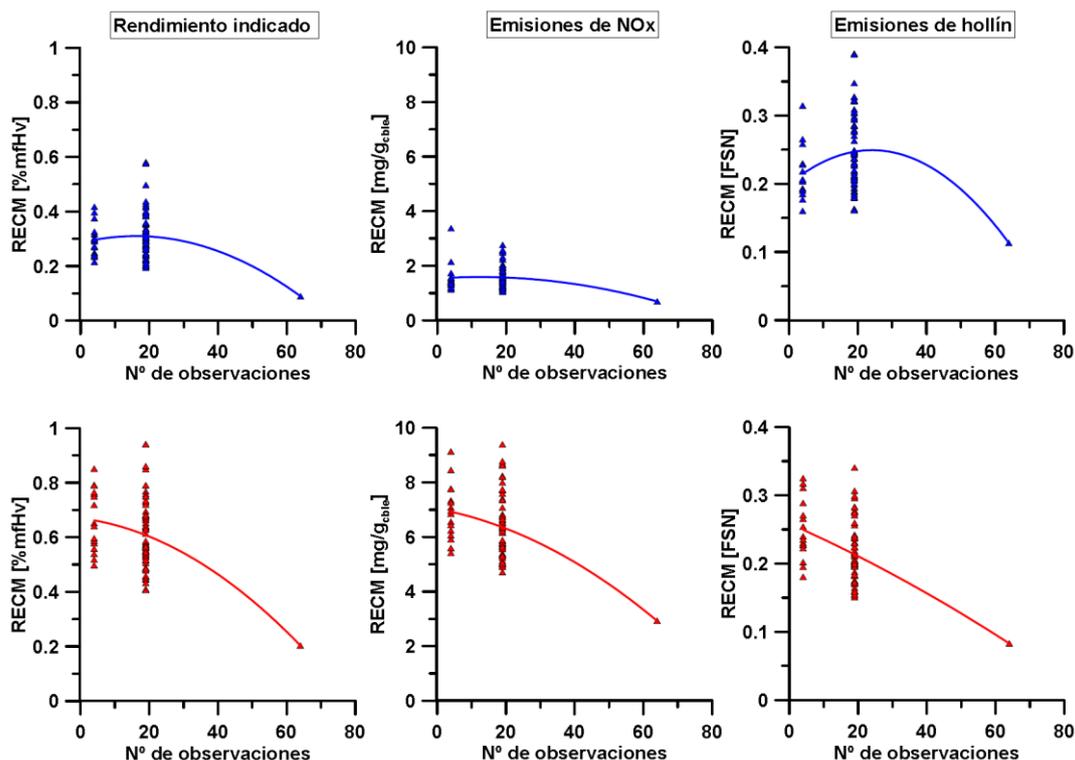


Figura 4. 16. Raíz del error cuadrático medio del rendimiento indicado, emisiones de NOx y hollín frente al número de ensayos (Azul: 1500@8, Rojo: 2000@5). Fuente: Autor.

Tabla 4. 5. Promedio de las RECM de los modelos completos y simplificados (en cada barrido del modelo simplificado 1, el símbolo '+' hace referencia al nivel más elevado del factor y '-' al inferior).

Modelo	Raíz de Error cuadrático medio							
			Rendimiento indicado [%mfHv]		NOx [mg/g _{cbte}]		Hollín [FSN]	
	P_{rail} [bar]	SOE_{main} [°BTDC]	1500@8	2000@5	1500@8	2000@5	1500@8	2000@5
Completo	-	-	0.089	0.203	0.690	2.927	0.113	0.083
Simplificado 1 (19 obs.)	-	-	0.347	0.659	1.498	5.855	0.281	0.200
	+	-	0.257	0.563	1.625	7.503	0.217	0.206
	+	+	0.276	0.532	1.411	6.523	0.248	0.235
Simplificado 2 (4 obs.)	-	-	0.328	0.673	1.683	6.691	0.240	0.201
Simplificado 2 (4 obs.)	-	-	0.296	0.662	1.565	6.926	0.214	0.249

Tras observar las gráficas de la figura 4.16 se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- Como se intuía, el error mínimo se obtiene al realizar todas las observaciones posibles. A medida que se disminuye el número de éstas el error va creciendo pero cada vez con menor pendiente. De hecho, en el caso del hollín se observa que se consiguen errores más reducidos realizando 4 observaciones que llevando a cabo 19. Esto se debe a que las inyecciones piloto no tienen el mismo comportamiento para distintos $P_{\text{raíl}}$ y SOE_{main} , y al barrer una de éstas combinaciones (realizando el modelo simplificado 1) se consiguen resultados más precisos en esa misma combinación pero en el resto se obtienen errores más elevados.
- Comparando las 2 condiciones de funcionamiento se puede observar que el aumento de la pendiente de la RECM al reducir número de observaciones es menos acusada en el caso de 1500@8. Esto es debido a que este punto es menos sensible a las inyecciones piloto ya que se introduce mayor cantidad de combustible en la inyección principal.
- En la tabla 4.5 se representa el promedio de la RECM de todos los puntos analizados para cada una de las simplificaciones del modelo. Se observa que los errores en el punto de funcionamiento de 2000@5 son superiores a los de 1500@8. Esto es consecuencia de que en el punto de menor carga las inyecciones piloto tienen mayor influencia.

Cabe destacar que no es objeto de este estudio analizar si los errores obtenidos son viables o no puesto que, dependiendo de la aplicación y del nivel de precisión deseado se decidirá si realizar la simplificación. Sin embargo, sí está claro que de realizar una simplificación del modelo inicial, utilizar 4 observaciones no penaliza (incluso en algún caso beneficia) la RECM frente a las 19 observaciones. Este hecho se observa de forma más clara cuando se opera a mayor carga.

4.4.2. Implementación del modelo teórico-experimental

En este apartado se desarrollará la combinación del modelo experimental (utilizado para obtener los ángulos de quemado) con la herramienta predictiva Sículo. Para ello, a partir de estos ángulos se reproducirá la ley de liberación de calor (FQL) y se introducirá en Sículo. Esta combinación permitirá conocer, a partir de los settings de inyección, ciertas variables medias (como el propio rendimiento indicado) e instantáneas (como presiones y temperaturas en cámara) propias del funcionamiento del motor y, además, en puntos en los cuales no se han realizado mediciones. En este caso solo se analizará para las condiciones de funcionamiento de mayor estabilidad, es decir, el punto 1500@8.

En primer lugar es necesario seleccionar cuáles serán los ángulos de quemado necesarios y suficientes para poder modelar la ley de liberación de calor a través de una interpolación. Para ello se tomarán los puntos equiespaciados que en el modelo experimental completo presenten mayor coeficiente de determinación (R^2). Estos ángulos son el SOC, CA25, CA50 y CA75. Además se han

incluido el CA5 y CA10 para tener presente el efecto de las inyecciones piloto en el inicio de la combustión y el CA90 para contemplar el final de la combustión.

A partir de estos puntos se ha realizado una interpolación polinomial cúbica para conseguir las leyes de liberación de calor de la figura 4.17, en la que se muestran las FQLs obtenidas para las 4 combinaciones de presión y avance de inyección y unas condiciones de las inyecciones piloto constantes. Además en esta figura también se muestra como varía la precisión del ajuste si el modelo experimental se realiza llevando a cabo un menor número de observaciones (64, 19 y 4, como en el apartado anterior). Se puede observar cómo el modelo experimental completo y el que utiliza 19 observaciones da resultados muy similares a valor experimental de la ley de liberación de calor. Sin embargo, utilizando el modelo de 4 observaciones, el cual no tiene en cuenta la influencia de las inyecciones piloto, se obtienen errores muy acentuados al inicio de la combustión. A medida que progresa la combustión (a partir del CA25) este error se reduce drásticamente y se obtienen valores de la ley de liberación de calor similares a los modelos de mayor número de observaciones.

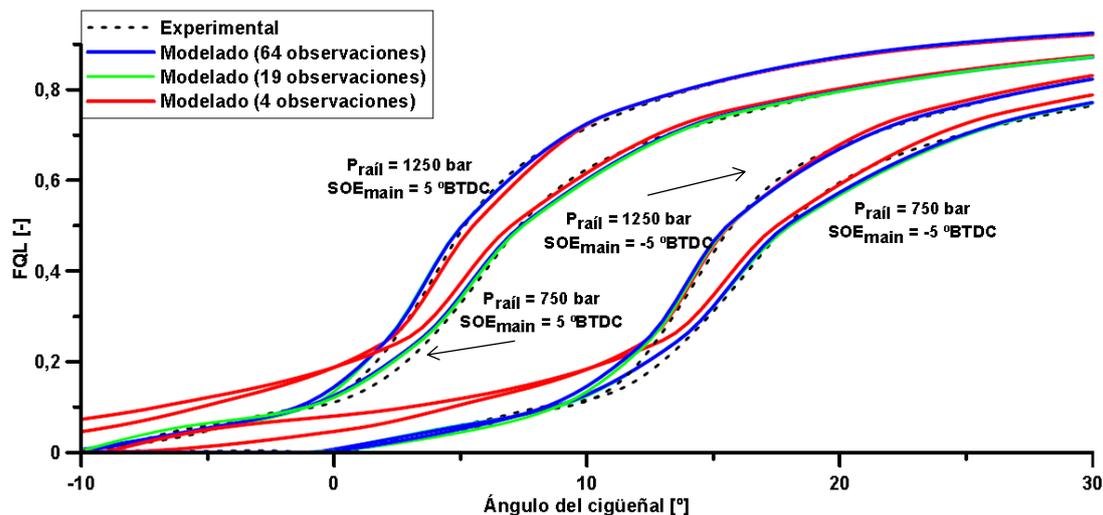


Figura 4. 17. Leyes de liberación de calor para las 4 combinaciones de P_{rail} y SOE_{main} con modelos experimentales completos y reducidos ($m_1=m_2=2$ y $dwell_{1-2} = dwell_{2-3}=0.25$). Fuente: Autor.

Introduciendo esta ley de calor obtenida con el modelo experimental en la herramienta predictiva Siculo se resuelve la ecuación del 1^{er} Principio de la Termodinámica en la cámara de combustión durante el ciclo cerrado, lo cual permite calcular variables instantáneas de gran importancia como la presión. En la figura 4.18 se representa la presión instantánea obtenida para las combinaciones existentes de P_{rail} y SOE_{main} , con unas condiciones de inyección piloto constantes y utilizando modelos experimentales de diferente número de observaciones. En ella se puede observar que los resultados son similares a los de la ley de liberación de calor ya que son consecuencia directa de ésta. Cuando se realizan 64 y 19 observaciones no se aprecian diferencias acusadas (al menos para el barrido de P_{rail} y SOE_{main} realizado en el modelo de 19 observaciones y las condiciones de inyección piloto establecidas). Sin embargo, si se realiza un modelo de 4 observaciones el error es más acentuado debido a la falta de precisión en los primeros ángulos de quemado (SOC, CA5 y CA10).

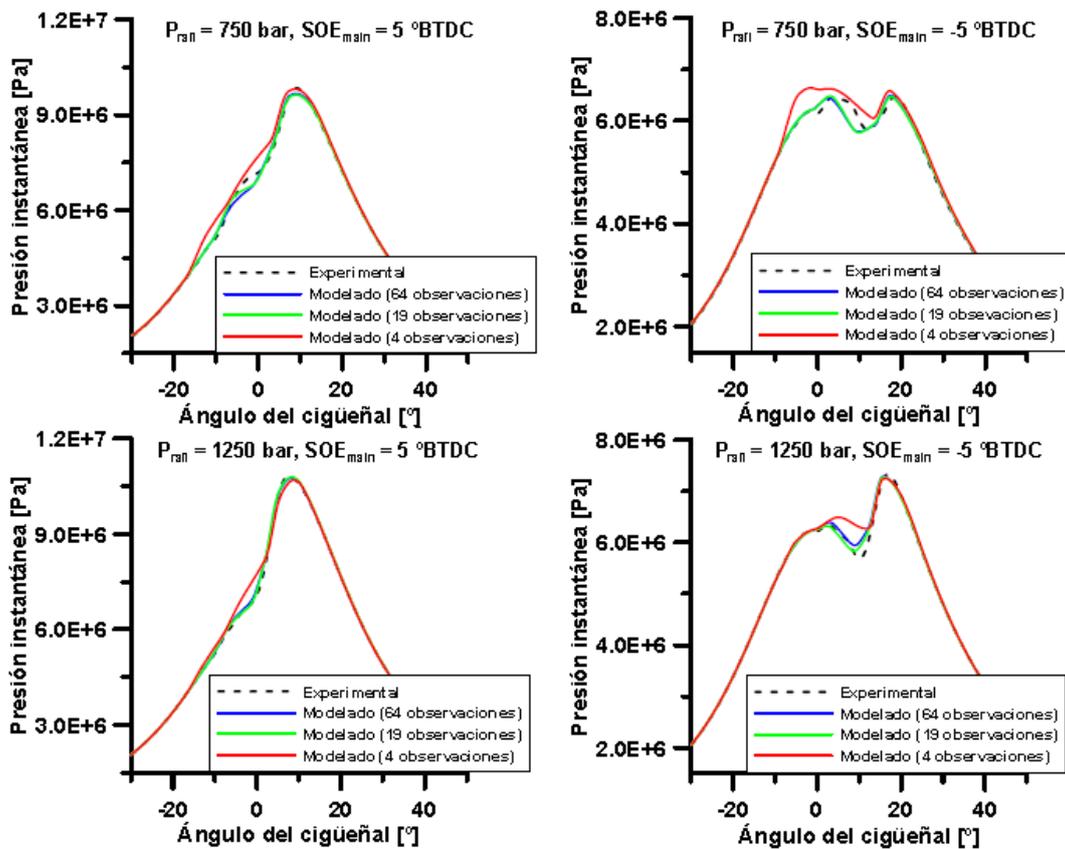


Figura 4. 18. Presión instantánea calculada con Siculo para las 4 combinaciones de P_{rail} y SOE_{main} con modelos experimentales completos y reducidos ($m_1=m_2=2$ y $dwell_{1-2} = dwell_{2-3}=0.25$). Fuente: Autor.

El procedimiento utilizado por Siculo para calcular el rendimiento indicado consiste en integrar la presión instantánea en función del volumen desplazado y luego dividir este valor entre el poder calorífico y la masa inyectada de combustible. Tras realizar este proceso se obtiene el rendimiento indicado en función de los settings de inyección de una forma alternativa al modelo experimental puro, utilizando los ángulos de quemado. Para analizar la precisión de esta alternativa se compararán las RECM obtenidas tras aplicar ambos procesos realizando todas las combinaciones posibles en los modelos simplificados. La figura 4.19 y la tabla 4.6 muestran los resultados obtenidos, de los cuales se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- El error en el rendimiento indicado obtenido mediante el modelo experimental puro es inferior que aplicando un modelo combinado experimental-teórico. Esto está claro puesto que para calcular el rendimiento por el segundo procedimiento se acumulan los errores de cada uno los ángulos de quemado del modelo experimental.
- Sin embargo, como se puede observar en la gráfica de la figura 4.19, el error del modelo combinado no se incrementa con tanta pendiente como en el caso experimental puro al descender el número de observaciones. El hecho de incluir ecuaciones generales de la física en el modelo combinado hace que la tendencia a incrementar el error que tiene reducir el

número de observaciones no sea tan acusada. De hecho, para ciertos modelos combinados de 19 observaciones se pueden obtener errores más reducidos que en el modelo puramente experimental.

- Si se sigue disminuyendo el número de ensayos este equilibrio anterior se rompe volviendo a tener más peso el error acumulado de todos los ángulos de quemado (los cuales si dependen de las variables de las inyecciones piloto). El error del rendimiento calculado por el modelo experimental se mantiene (o incluso cae un poco) debido a que para este punto de funcionamiento las masas y duraciones de las inyecciones piloto eran despreciables.

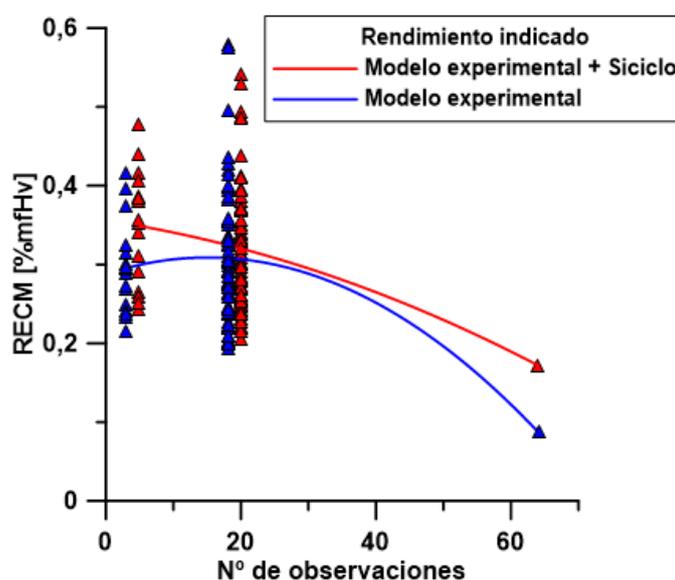


Figura 4. 19. Comparación de las RECM de los 2 procedimientos de cálculo del rendimiento indicado. Fuente: Autor.

Tabla 4. 6. Comparación del promedio de las RECM del rendimiento indicado calculado mediante modelo experimental y mediante experimental + teórico utilizando distinto número de observaciones.

Modelo	Raíz de Error cuadrático medio del rendimiento indicado [%mfHv]			
	P_{rail} [bar]	SOE_{main} [°BTDC]	Modelo experimental puro	Modelo experimental + Sículo
Completo	-	-	0.089	0.172
	-	-	0.347	0.371
Simplificado 1 (19 obs.)	-	+	0.257	0.328
	+	-	0.276	0.294
	+	+	0.328	0.305
Simplificado 2 (4 obs.)	-	-	0.296	0.349

4.4.3. Modelado de la combustión mediante leyes de Wiebe

En este apartado se propone la creación de un modelo experimental que, utilizando como entrada los settings de inyección, devuelva los parámetros de una ecuación formada por leyes de Wiebe (ecuación 3.4) que represente la ley de liberación de calor del combustible dentro del cilindro del motor.

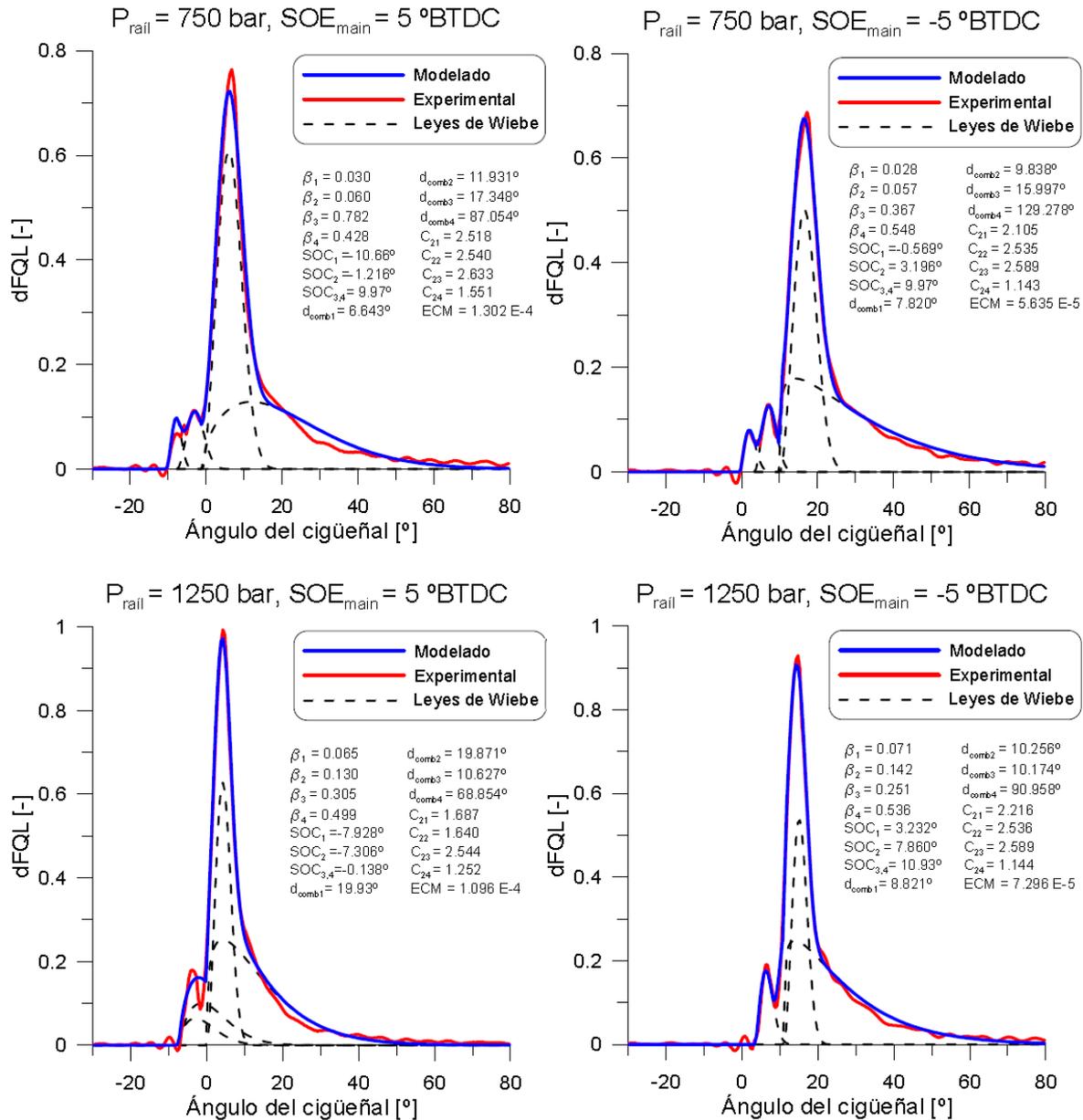


Figura 4. 20. Comparación entre la ley de liberación de calor obtenida a través de Calmec (experimental) y la calculada mediante la suma de leyes de Wiebe (modelado) para el punto 1500@5 ($m_1=1$, $m_2=2$ y $d_{\text{well}1-2} = d_{\text{well}2-3}=0.25$). Fuente: Autor.

En primer lugar, realizando el ajuste de los parámetros de la ecuación a partir de las leyes de liberación de calor calculadas por Calmec se obtienen las gráficas representadas en la figura 4.20. En éstas, la curva roja representa la ley obtenida a partir del modelo de diagnóstico y la azul es la curva calculada tras el ajuste experimental de las leyes de Wiebe. Como puede observarse, el error obtenido tras realizar el procedimiento es muy pequeño. Por otro lado, se aprecia como a cada combustión piloto le corresponde un término de la ecuación completa y la combustión principal es modelada por dos términos: una ley de combustión rápida y otra más lenta.

Tras haber realizado el ajuste experimental de los parámetros de las leyes de Wiebe de todos los ensayos disponibles, el siguiente paso consiste en realizar una regresión por pasos entre estos parámetros y los settings de inyección. El método utilizado es el mismo que el desarrollado para los modelos experimentales anteriores. A continuación se analizará si el ajuste cada parámetro es válido:

- Peso de la fase de combustión (β)

En el caso de los pesos de cada fase de la combustión solo se han ajustado 2 parámetros (β_1 y β_3) puesto que el resto ya vienen determinados a partir de las hipótesis realizadas en la sección 3.4.3. En la figura 4.17 se observa que tanto para el parámetro β_1 como para β_3 no existe mucha precisión en la regresión lineal obtenida. Sin embargo, se observa una tendencia más o menos lineal en los resultados.

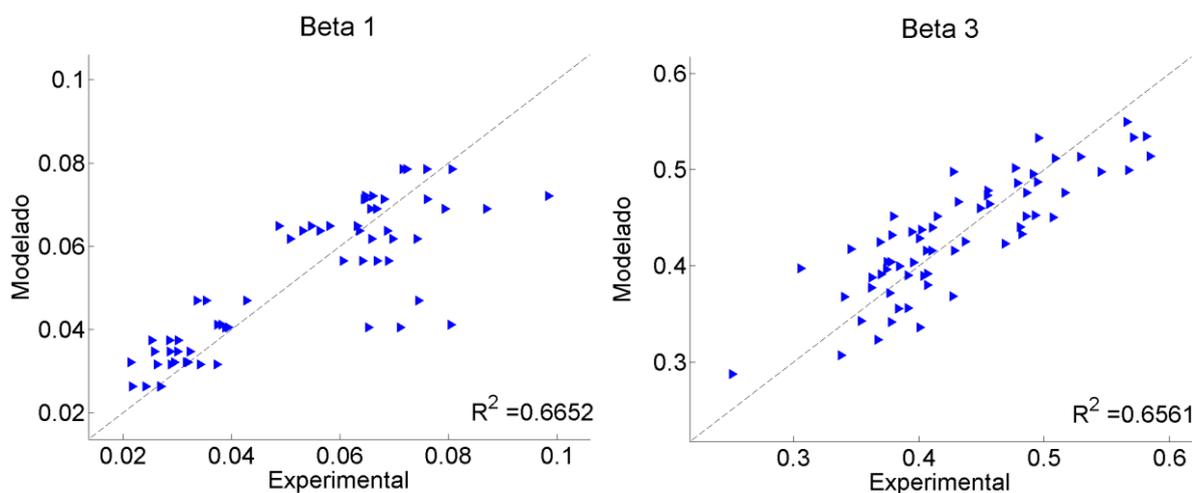


Figura 4. 21. Ajuste lineal de los parámetros β_i de la Ley de Wiebe. Fuente: Autor.

- Inicio de las combustiones (SOC)

Para los parámetros de inicio de combustión se han realizado 3 ajustes diferentes: los 2 primeros para los inicios de las combustiones producidas por las inyecciones piloto y el tercero para el inicio de la combustión principal. En la figura 4.18 se observa cómo queda la regresión de estos parámetros. En este caso se consigue un buen ajuste con coeficientes de determinación superiores a 0.9, siendo el inicio de la combustión principal el parámetro que mejor se ajusta.

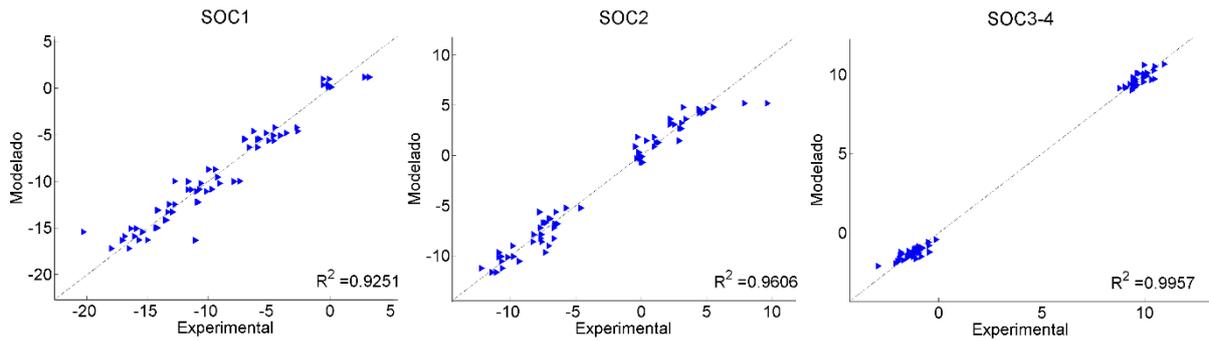


Figura 4. 22. Ajuste lineal de los parámetros SOC_i de la Ley de Wiebe. Fuente: Autor.

- Duración de las combustiones (d_{comb})

Otros parámetros a ajustar son las duraciones de cada fase de combustión. En la figura 4.19 se muestran los ajustes de las duraciones de cada fase en cada una de las leyes de Wiebe que modela la ley combustión. En ella se pueden apreciar como las duraciones de las combustiones piloto no siguen una relación lineal con los settings de inyección. Sin embargo, las duraciones de las 2 combustiones que modelan la combustión principal presentan cierto nivel de linealidad frente a los parámetros de inyección, aunque sin llegar a conseguirse un ajuste muy preciso.

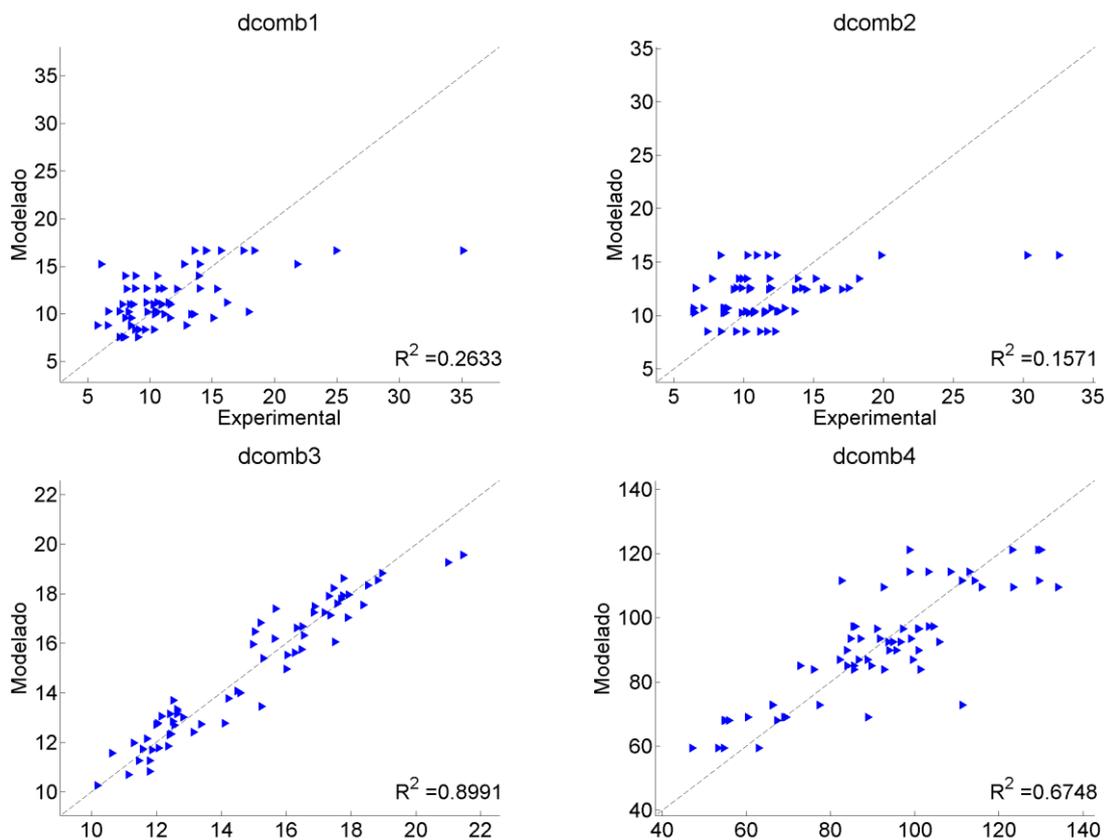


Figura 4. 23. Ajuste lineal de los parámetros $d_{comb,i}$ de la Ley de Wiebe. Fuente: Autor.

- Parámetro de forma (C_{2i})

Por último se muestran los parámetros de forma, C_{2i} , de cada uno de los términos de la expresión 3.4 (figura 4.20). En este caso no existe una relación lineal para ninguno de los parámetros, los cuales presentan coeficientes de determinación muy reducidos aunque es cierto que en el caso de los parámetros de forma que modelan la combustión principal puede apreciarse que los puntos no están tan difuminados y presentan una ligera tendencia lineal.

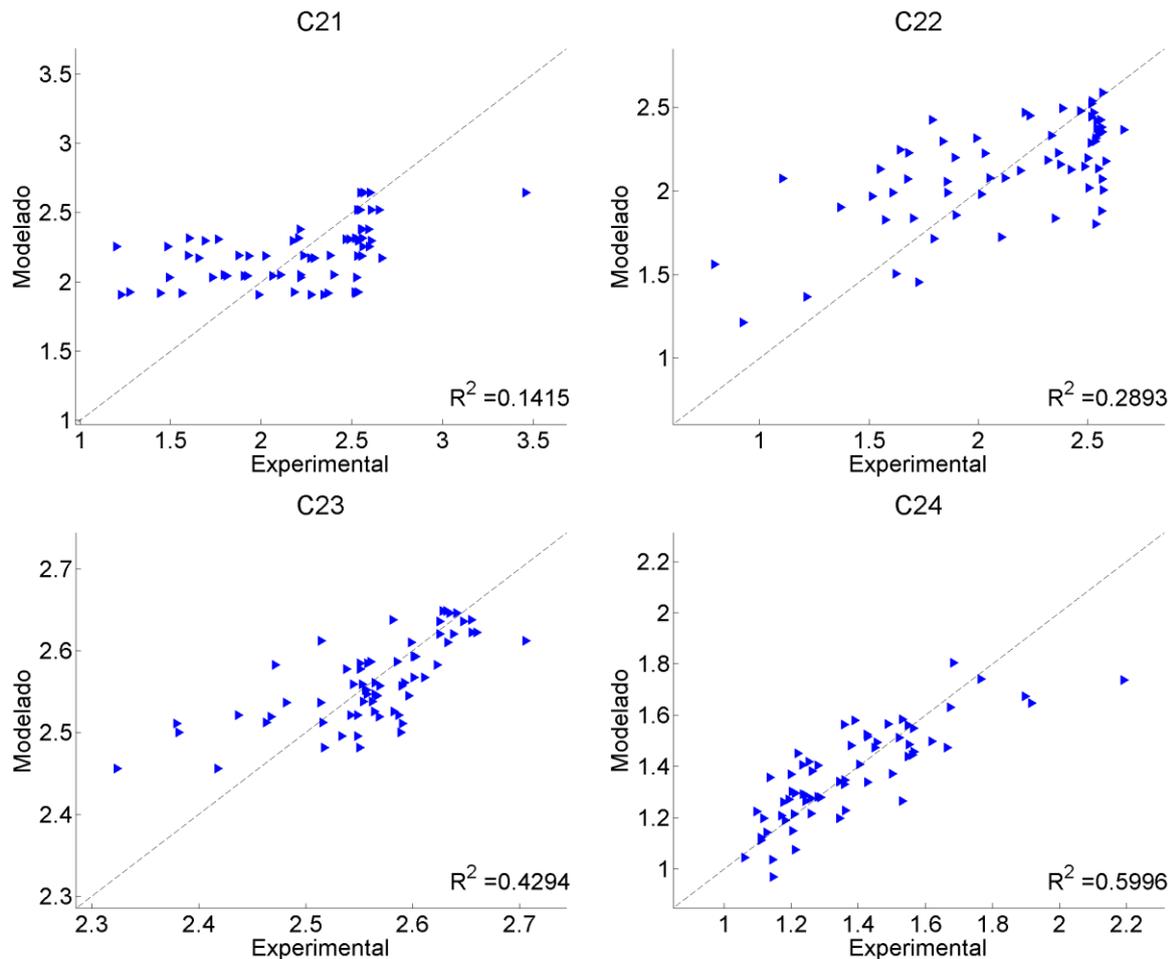


Figura 4. 24. Ajuste lineal de los parámetros C_{2i} de la Ley de Wiebe. Fuente: Autor.

Tras haber analizado uno por uno los parámetros necesarios para modelar experimentalmente la ley de combustión de un motor a partir de los settings de inyección se pueden establecer las siguientes conclusiones:

- Por lo general no existe una relación lineal entre los parámetros de inyección y las constantes de las leyes de Wiebe. Es cierto que existen algunos parámetros como los inicios de las combustiones que sí muestran este comportamiento lineal de forma precisa, pero en el resto de casos la regresión o no existe o no es lo suficientemente precisa.

- Una de las principales fuentes de imprecisión de esta regresión son las variables pertenecientes a las 2 primeras leyes de Wiebe, las cuales representan las combustiones originadas por las inyecciones piloto. Al ser las condiciones en la cámara de combustión tan heterogéneas y las masas inyectadas tan reducidas, la caracterización de las combustiones originadas por las inyecciones piloto presentan un alto grado de incertidumbre.

Para conseguir un ajuste más preciso sería conveniente comprobar si los parámetros que presentan mayor grado de imprecisión podrían ajustarse a un modelo que no fuese estrictamente lineal. Por otro lado, también se podría limitar aún más el rango en el que se encuentran estos parámetros para reducir el número de variables a correlacionar y, de esa forma, evitar que ciertos parámetros del ajuste se compensen con otros, consiguiendo así ecuaciones de leyes de Wiebe más robustas. Sin embargo, todas estas propuestas no se encuentran dentro del alcance de este trabajo pero serán propuestas en futuras líneas de investigación.

Capítulo 5

Conclusiones y líneas futuras de trabajo

Índice

5.1. CONCLUSIONES.....	75
5.2. LÍNEAS FUTURAS DE TRABAJO.....	77

5.1. Conclusiones

Tras llevar a cabo el desarrollo de los modelos experimentales que han permitido analizar la influencia de los parámetros de inyección sobre el efecto global de la combustión (consumo, emisiones y la propia ley de combustión) se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- El avance de la inyección y la presión son los parámetros que tienen más influencia en el consumo y las emisiones de NOx y hollín en un motor diésel, independientemente del punto de operación. Presiones de inyección elevadas y, sobretodo, el adelanto de la inyección principal favorecen un incremento del rendimiento indicado pero también aumentan las emisiones de NOx. La formación de hollín, sin embargo, se ve favorecida en primer lugar por presiones de inyección reducidas y, en menor medida, por inyecciones atrasadas. Por lo tanto, puede observarse el efecto cruzado entre las emisiones de hollín y NOx (trade-off)
- Las masas introducidas y las distancias entre las inyecciones piloto poseen poca influencia sobre el consumo y emisiones de un motor diésel. Por lo tanto, la única función de estas inyecciones será la reducción del ruido que produce el motor. Sin embargo, a pesar de que el efecto es reducido, en puntos de baja carga, a medida que se aumentan las masas de estas inyecciones se observa un incremento del rendimiento y de las emisiones de NOx. Este hecho

se debe a que en estos puntos las combustiones debidas a las inyecciones pilotos poseen un peso mayor sobre la combustión total y pueden incrementar la temperatura del proceso.

- La introducción de una post inyección supone un incremento del rendimiento indicado y una reducción de las emisiones de hollín para condiciones de funcionamiento a baja carga independientemente de la masa que se introduzca y la posición en la que se inyecte. Además, sin observarse un incremento de las emisiones de NOx puesto que no se incrementa la temperatura máxima del ciclo. Para cargas elevadas no se aprecian de forma estas tendencias debido a que se trata de puntos más estabilizados aunque al acercar la post-inyección a la principal se produce un ligero incremento del rendimiento y emisiones de NOx y la consecuente reducción de hollín.
- En cuanto al transcurso de la combustión, el inicio de la misma y los primeros ángulos de quemado presentan gran variabilidad frente a las masas y duraciones entre inyecciones piloto y no se aprecia relación con la presión de inyección. Cuando se ha producido el 20 % de la combustión las masas y duraciones entre inyecciones piloto dejan de tener influencia en los ángulos de quemado y la presión y el avance de la inyección vuelven a ser los factores más importantes.

En cuanto a la optimización de la combustión se ha demostrado que la incorporación de una post-inyección tiene distinto comportamiento en función del punto de operación del motor (especialmente del grado de carga). Mientras que a baja carga se reduce la formación de partículas de hollín entorno a un 50 %, aumentando ligeramente el rendimiento y sin afectar a la formación de NOx, a media carga no se consigue ninguna mejora apreciable. Además, utilizando el método de la optimización multiobjetivo a través de funciones de deseabilidad se pueden priorizar las respuestas de estudio.

Por otro lado, en el supuesto de que se quisiera analizar el motor en un mayor número de condiciones operativas sería necesario realizar una reducción del número de observaciones, pues un DoE factorial de 6 factores (DoE 1) sería inviable en términos de tiempo y económicamente. Analizando la precisión del modelo al reducir el número de observaciones se puede concluir que, en puntos donde las inyecciones adicionales no tienen mucha influencia (media o alta carga), se obtiene la misma precisión (o en ciertos casos como el hollín más precisión) cuando no se tienen en cuenta las duraciones y masas de las inyecciones piloto.

Utilizar una combinación del modelo experimental y de la herramienta predictiva Siculo permite conocer más información del proceso de combustión (presiones instantáneas, temperaturas, trabajo, etc.). Al realizar esta combinación no se aumenta la precisión en los resultados de variables medias respecto al modelo experimental puro. Sin embargo, la tendencia a incrementarse el error tras reducir el número de observaciones es más reducida que utilizando un modelo estrictamente experimental puesto que se está incluyendo robustez física al modelo.

Por último, en un intento de conseguir un modelo experimental que represente a través de leyes de Wiebe la ley de combustión instantánea de un motor diésel se ha demostrado que no existe una relación lineal lo suficientemente precisa entre los parámetros de inyección y los coeficientes de

estas ecuaciones. Sin embargo, existen parámetros que si muestran esta relación, como son los inicios de las combustiones. Además, los parámetros correlacionados que definen la combustión principal presentan tendencias lineales más acusadas que en el caso de las inyecciones piloto.

5.2. Líneas futuras de trabajo

A la vista de futuros proyectos de investigación relacionados con la optimización experimental de la combustión en motores diésel se proponen las siguientes líneas de trabajo:

- Determinar experimentalmente, en función del régimen de giro del motor, a partir de qué grado de carga el efecto de las inyecciones adicionales puede ser despreciado para el desarrollo de nuevos diseños experimentales que barran todo el mapa del motor y permitan la optimización del consumo y de las emisiones en todo su rango de funcionamiento.
- Diseño de metodologías experimentales similares a la desarrollada en este proyecto pero teniendo en cuenta el resto de medidas activas para la optimización de la combustión. Concretamente se propone realizar diseños experimentales en los que los factores de estudio sean la tasa de EGR y el grado de sobrealimentación.
- En relación al modelado experimental de la ley de combustión a partir de Leyes de Wiebe, determinar si existe otro tipo de regresión (polinomial de mayor grado, exponencial, logarítmica, etc.) entre los parámetros que no se ajustaban linealmente a los settings de inyección. Si se sigue sin encontrar una relación clara entre los distintos valores, ver si es posible determinar los coeficientes a partir de modelos físicos o de diagnóstico.

ANEXO

Modelos experimentales detallados

En este anexo se presentarán los parámetros de la ecuación 3.1 para los distintos modelos experimentales realizados en este proyecto (DoE 1 y DoE 2 para los puntos 1500@8 y 2000@5). No se expondrán los valores obtenidos para los modelos simplificados debido a que se trata de un número muy elevado de parámetros y no aporta ninguna información de interés para la comprensión de los resultados. Tampoco se presentarán los DoEs que modelan los ángulos de combustión por el mismo motivo.

A.1. DoE 1 para el punto 1500@8

Tabla A. 1. Parámetros del modelo estadístico completo DoE 1 para el punto 1500@8.

PARÁMETRO	Efecto	Rendimiento Indicado	Emisiones de NOx	Emisiones de hollín
μ_0	<i>intersección</i>	35.9082	14.4769	5.2266
α_1	$p_{raíl}$	0.0055	0.0199	-0.0035
α_2	SOE_{main}	0.5890	0.6262	-0.3116
α_3	m_1	0.3413	-2.2451	0.2305
α_4	$dwell_{1-2}$	0.9392	3.1672	-0.3433
α_5	m_2	0.2858	-1.0816	0.6428
α_6	$dwell_{2-3}$	-0.0222	-2.3369	0.1783
β_{12}	$p_{raíl} - SOE_{main}$	-0.0002	0.0018	0.0002
β_{13}	$p_{raíl} - m_1$	-0.0004	0.0012	0.0000
β_{14}	$p_{raíl} - dwell_{1-2}$	-0.0009	0.0000	0.0000
β_{15}	$p_{raíl} - m_2$	-0.0003	0.0018	-0.0004
β_{16}	$p_{raíl} - dwell_{2-3}$	0.0000	0.0000	-0.0005
β_{23}	$SOE_{main} - m_1$	-0.0328	0.0000	-0.0091
β_{24}	$SOE_{main} - dwell_{1-2}$	0.0000	0.0000	-0.0175
β_{25}	$SOE_{main} - m_2$	-0.0243	0.0998	0.0000
β_{26}	$SOE_{main} - dwell_{2-3}$	-0.0226	-0.3767	-0.0306
β_{34}	$m_1 - dwell_{1-2}$	0.0000	0.0000	0.0000
β_{35}	$m_1 - m_2$	0.1452	0.0000	-0.1648
β_{36}	$m_1 - dwell_{2-3}$	0.0000	2.1896	0.0000
β_{45}	$dwell_{1-2} - m_2$	0.0000	0.0000	0.0000
β_{46}	$dwell_{1-2} - dwell_{2-3}$	0.0000	-3.6648	0.6906
β_{56}	$m_2 - dwell_{2-3}$	0.0000	0.0000	0.0000

A.2. DoE 1 para el punto 2000@5

Tabla A. 2. Parámetros del modelo estadístico completo DoE 1 para el punto 2000@5.

PARÁMETRO	Efecto	Rendimiento Indicado	Emisiones de NOx	Emisiones de hollín
μ_0	<i>intersección</i>	37.9951	-6.0734	5.8179
α_1	p_{rail}	0.0044	0.0393	-0.0040
α_2	SOE_{main}	0.6442	1.7173	-0.1490
α_3	m_1	1.2507	18.1579	-0.2797
α_4	$dwell_{1-2}$	-0.1571	15.3726	-0.3334
α_5	m_2	0.7717	3.1888	-0.4170
α_6	$dwell_{2-3}$	0.2770	2.3884	0.6229
β_{12}	$p_{rail} - SOE_{main}$	-0.0001	0.0019	0.0000
β_{13}	$p_{rail} - m_1$	-0.0006	-0.0065	0.0002
β_{14}	$p_{rail} - dwell_{1-2}$	0.0000	-0.0100	0.0000
β_{15}	$p_{rail} - m_2$	-0.0004	0.0000	0.0002
β_{16}	$p_{rail} - dwell_{2-3}$	0.0000	0.0075	-0.0008
β_{23}	$SOE_{main} - m_1$	-0.0625	0.3029	0.0165
β_{24}	$SOE_{main} - dwell_{1-2}$	-0.0307	-0.8447	0.0000
β_{25}	$SOE_{main} - m_2$	-0.0685	0.3146	0.0081
β_{26}	$SOE_{main} - dwell_{2-3}$	-0.0847	-0.8987	0.0135
β_{34}	$m_1 - dwell_{1-2}$	0.0000	-3.7854	0.0000
β_{35}	$m_1 - m_2$	0.0000	-2.0930	-0.0758
β_{36}	$m_1 - dwell_{2-3}$	-0.4686	-3.7794	0.2370
β_{45}	$dwell_{1-2} - m_2$	0.0000	3.8485	0.2357
β_{46}	$dwell_{1-2} - dwell_{2-3}$	0.0000	-12.7794	0.0000
β_{56}	$m_2 - dwell_{2-3}$	0.0000	3.0836	0.0000

A.3. DoE 2 para el punto 1500@8

Tabla A. 3. Parámetros del modelo estadístico completo DoE 2 para el punto 1500@8.

PARÁMETRO	Efecto	Rendimiento Indicado	Emisiones de NOx	Emisiones de hollín
μ_0	<i>intersección</i>	38.5104	20.8918	3.8188
α_1	p_{rail}	0.0038	0.0205	-0.0028
α_2	SOE_{main}	0.5714	1.5275	-0.4646
α_3	m_4	0.1747	-4.4317	0.2494
α_4	$dwell_{3-4}$	-0.2137	7.8743	0.9271
β_{12}	$p_{rail} - SOE_{main}$	-0.0002	0.0014	0.0001
β_{13}	$p_{rail} - m_4$	0.0000	0.0057	-0.0004
β_{14}	$p_{rail} - dwell_{3-4}$	-0.0011	-0.0169	0.0008
β_{23}	$SOE_{main} - m_4$	-0.0246	0.0000	0.0432
β_{24}	$SOE_{main} - dwell_{3-4}$	-0.1202	-0.4644	0.2700
β_{34}	$m_4 - dwell_{3-4}$	0.0000	0.0000	0.0000

A.4. DoE 2 para el punto 1500@8

Tabla A. 4. Parámetros del modelo estadístico completo DoE 2 para el punto 2000@5.

PARÁMETRO	Efecto	Rendimiento Indicado	Emisiones de NOx	Emisiones de hollín
μ_0	<i>intersección</i>	43.7563	30.2807	2.5066
α_1	p_{rail}	0.0021	0.0233	-0.0022
α_2	SOE_{main}	0.4591	2.4487	-0.1133
α_3	m_4	-0.2728	-4.5626	-0.0172
α_4	$dwell_{3-4}$	-0.8568	-5.0058	0.3538
β_{12}	$p_{rail} - SOE_{main}$	-0.0002	0.0014	0.0000
β_{13}	$p_{rail} - m_4$	0.0000	0.0027	0.0000
β_{14}	$p_{rail} - dwell_{3-4}$	0.0000	0.0000	0.0000
β_{23}	$SOE_{main} - m_4$	0.0000	0.0000	0.0189
β_{24}	$SOE_{main} - dwell_{3-4}$	0.1405	-0.5643	0.0000
β_{34}	$m_4 - dwell_{3-4}$	0.0000	0.0000	0.0000

BIBLIOGRAFÍA

- [1] F. Payri y J. M. Desantes, *Motores de Combustión Interna Alternativos*, Valencia: Reverte, 2011.
- [2] F. A. Williams, *Combustion Theory*, Menlo Park, California: Cummings Publishing Co, 1985.
- [3] G. M. Faeth, «Spray Combustion Theory,» de *Twenty-sixth symposium (international) on combustion*, The Combustion Institute, 1996.
- [4] M. Lapuerta, R. Ballesteros y J. Agudelo, «Effect of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel combustion,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, nº 14-15, pp. 1492-1499, 2006.
- [5] F. Payri, J. Galindo, J. Martín y F. J. Arnau, «A simple model for predicting the trapped mass in a DI diesel engine,» *SAE paper*, 2007.
- [6] E. Abdi Aghdam y M. M. Kabir, «Validation of a blow-by model using experimental results in motoring condition with the change of compression ratio and engine speed,» *Exp Therm Fluid Sci*, vol. 34, pp. 197-209, 2010.
- [7] W. J. Annand, «Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines,» *P I Mech Eng*, vol. 177, pp. 973-90, 1963.
- [8] G. Woschni, «A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine,» *SAE Paper*, nº 670931, 1967.
- [9] G. Woschni, «Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung de Bauteile von Dieselmotoren,» *MTZ*, vol. 31, nº 12, pp. 491-90, 1970.
- [10] F. Payri, X. Margot, A. Gil y J. Martín, «Computational study of the heat transfer to the walls of a DI diesel engine,» *SAE Paper*, vol. 2005, nº 1, 2005.
- [11] F. Payri, X. Margot, A. Gil y J. Martín, «Prediction of heat transfer to the walls in DI diesel engines,» de *Proceedings of the 2nd EACC*, 2005.
- [12] A. J. Torregrosa, P. Olmeda, J. Martín y C. Romero, «A tool for predicting the thermal performance of a diesel engine,» *Heat Transfer Eng*, vol. 34, pp. 891-904, 2011.
- [13] A. J. Torregrosa, A. Broatch, P. Olmeda y J. Martín, «A contribution to film coefficient estimation in piston cooling galleries,» *Exp Therm Fluid Sci*, vol. 34, pp. 142-51, 2010.

- [14] J. Martín, Aportación al diagnóstico de la combustión en motores Diésel de inyección directa. Tesis Doctoral, Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2007.
- [15] S. Molina, Estudio de la Influencia de los Parámetros de Inyección y la Recirculación de Gases de Escape sobre el Proceso de Combustión, las Prestaciones y las Emisiones de un Motor Diésel De 1.8 Litros de Cilindrada. Tesis Doctoral, Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2003.
- [16] J. Antony, Design of Experiments for Engineers and Scientists, Edimburgo, Reino Unido: Elsevier, 2004.
- [17] P. Olmeda, J. Martín y A. Villalta, «A combination of swirl ratio and injection strategy to increase engine efficiency,» *SAE Int. J. Engines*, vol. 10, nº 3, 2017.
- [18] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín y A. García, «A complete OD thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines,» *Applied Energy*, vol. 88, nº 12, pp. 4632-4641, 2011.
- [19] «Methodology for characterisation and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. Part 2: Phenomenological combustion simulation,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 150-158, 2007.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

**DISEÑO DE UNA METODOLOGÍA PARA LA
OPTIMIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL
CONSUMO Y EMISIONES DE UN MOTOR
DIÉSEL**

-PRESUPUESTO-

Índice del Presupuesto

- P1. JUSTIFICACIÓN 5
- P2. COSTE DE LA MANO DE OBRA 5
- P3. AMORTIZACIÓN DE EQUIPOS, INSTALACIONES Y SOFTWARE 6
- P4. DESGLOSE DEL PRESUPUESTO POR CAPÍTULOS 6
- P5. PRESUPUESTO TOTAL 8

P1. Justificación

En este documento se estimarán los costes asociados al proyecto realizado. Éstos serán desglosados según el recurso al que le sean asignados. De esta forma se dispondrá de 2 bloques principales: los costes de mano de obra, los cuales recogen el trabajo realizado por los ingenieros encargados del proyecto y los costes de amortización de equipos, en los cuales se recogen los recursos materiales y el software utilizado.

Cabe destacar que en este presupuesto no se tendrán en cuenta los servicios que constituyen los costes indirectos del proyecto (seguridad, limpieza, climatización y aire acondicionado) y el precio de las salas y edificios en los que se ha desarrollado el proyecto, pues se suponen ya amortizados.

P2. Coste de la mano de obra

Para la estimación de la mano de obra se han tenido en cuenta tanto el trabajo del ingeniero que realiza el proyecto, el ingeniero doctorando (cotutor) y el ingeniero doctor (tutor). En la tabla P.1 se desglosan las tareas realizada por cada uno de los componentes, las horas dedicadas a cada una de ellas y la tarifa horaria asignadas.

Tabla P. 1. Desglose de costes de la mano de obra.

Recurso	Tarea	Unidades (h)	Coste Unitario (€/h)	Coste (€)
Ingeniero Industrial	Búsqueda de Información	50	25,00	1.250,00
	Análisis y procesado de datos experimentales	20	25,00	500,00
	Modelado experimental y programación informática	70	25,00	1.750,00
	Análisis de resultados	60	25,00	1.500,00
	Redacción de la memoria	60	25,00	1.500,00
	Tutorías/Reuniones	40	25,00	1.000,00
Mano de obra: Ingeniero Industrial				7.500,00 €
Ingeniero Industrial (Doctorando)	Ensayos experimentales en banco motor	30	40,00	1.200,00
	Supervisión del trabajo	20	40,00	800,00
	Tutorías/Reuniones	20	40,00	800,00
Mano de obra: Doctorando Ingeniero Industrial				2.800,00 €
Ingeniero Industrial (Doctor)	Tutorías/Reuniones	20	60,00	1.200,00
	Corrección del trabajo	30	60,00	1.800,00
Mano de obra: Doctor Ingeniero Industrial				3.000,00 €
Total Mano de Obra				13.300,00 €

P3. Amortización de equipos, instalaciones y software

En este apartado se recogen los costes asociados a la amortización de equipos, instalaciones y licencias de software. Para el cálculo del coste unitario se ha dividido el coste de adquisición de cada recurso entre la vida útil estimada de cada uno de ellos (en horas). En la tabla P.2 se recogen los resultados obtenidos.

Tabla P. 2. Desglose de costes de amortización de equipos, instalaciones y software.

Recurso	Unidades (h)	Coste Unitario (€/h)	Coste (€)
Instrumentación banco de ensayos	220	40,00	8.800,00
Portatil ASUS X550CC	260	0,30	78,00
Licencia Matlab R2013b	100	0,80	80,00
Licencia Microsoft Office 2013	80	0,60	48,00
Licencia Software CALMEC	30	1,50	45,00
Licencia Software Siculo	40	1,00	40,00
Licencia Statgraphics	10	0,50	5,00
Total Amortización de Equipos, Instalaciones y Software			9.096,00 €

P4. Desglose del presupuesto por capítulos

En este apartado se desglosa el presupuesto anteriormente estimado entre los diferentes capítulos que componen el Trabajo Fin de Máster. Se puede comprobar como la suma de los costes de cada capítulo coinciden exactamente con el presupuesto calculado anteriormente en función de la mano de obra y de la amortización de equipos, instalaciones y software. A continuación se presentan las tablas del coste de cada uno de los capítulos:

Tabla P. 3. Costes desglosados del capítulo 1.

Capítulo	Recurso	Tarea	Unidades (h)	Coste Unitario (€/h)	Coste (€)
1. Introducción	Ingeniero Industrial	Búsqueda de Información	25,00	25,00	625,00
		Redacción de la memoria	12,00	25,00	300,00
		Tutorías/Reuniones	8,00	25,00	200,00
	Ingeniero Industrial (Doctorando)	Supervisión del trabajo	4,00	40,00	160,00
		Tutorías/Reuniones	4,00	40,00	160,00
	Ingeniero Industrial (Doctor)	Corrección del trabajo	6,00	60,00	360,00
		Tutorías/Reuniones	4,00	60,00	240,00
	Portatil ASUS X550CC	-	32,50	0,30	9,75
	Licencia Microsoft Office 2013	-	10,00	0,60	6,00
	Coste Capítulo 1				2.060,75

Tabla P. 4. Costes desglosados del capítulo 2.

Capítulo	Recurso	Tarea	Unidades (h)	Coste Unitario (€/h)	Coste (€)
2. Herramientas teóricas y experimentales	Ingeniero Industrial	Búsqueda de Información	25,00	25,00	625,00
		Redacción de la memoria	12,00	25,00	300,00
		Tutorías/Reuniones	8,00	25,00	200,00
	Ingeniero Industrial (Doctorando)	Supervisión del trabajo	4,00	40,00	160,00
		Tutorías/Reuniones	4,00	40,00	160,00
		Ensayos exp. en banco motor	30,00	40,00	1.200,00
	Ingeniero Industrial (Doctor)	Corrección del trabajo	6,00	60,00	360,00
		Tutorías/Reuniones	4,00	60,00	240,00
	Instrumentación banco de ensayos	-	220,00	40,00	8.800,00
	Portatil ASUS X550CC	-	32,50	0,30	9,75
Licencia Microsoft Office 2013	-	10,00	0,60	6,00	
Coste Capítulo 2					12.060,75 €

Tabla P. 5. Costes desglosados del capítulo 3.

Capítulo	Recurso	Tarea	Unidades (h)	Coste Unitario (€/h)	Coste (€)
3. Metodología	Ingeniero Industrial	Modelado exp. y programación	35,00	25,00	875,00
		Redacción de la memoria	12,00	25,00	300,00
		Tutorías/Reuniones	8,00	25,00	200,00
	Ingeniero Industrial (Doctorando)	Supervisión del trabajo	4,00	40,00	160,00
		Tutorías/Reuniones	4,00	40,00	160,00
	Ingeniero Industrial (Doctor)	Corrección del trabajo	6,00	60,00	360,00
		Tutorías/Reuniones	4,00	60,00	240,00
	Portatil ASUS X550CC	-	65,00	0,30	19,50
	Licencia Matlab R2013b	-	50,00	0,80	40,00
	Licencia Microsoft Office 2013	-	20,00	0,60	12,00
	Licencia Software CALMEC	-	15,00	1,50	22,50
	Licencia Software Siculo	-	20,00	1,00	20,00
	Licencia Statgraphics	-	5,00	0,50	2,50
Coste Capítulo 3					2.411,50 €

Tabla P. 6. Costes desglosados del capítulo 4.

Capítulo	Recurso	Tarea	Unidades (h)	Coste Unitario (€/h)	Coste (€)
4. Resultados	Ingeniero Industrial	Modelado exp. y programación	35,00	25,00	875,00
		Análisis y procesado de datos exp.	20,00	25,00	500,00
		Análisis de resultados	30,00	25,00	750,00
		Redacción de la memoria	12,00	25,00	300,00
		Tutorías/Reuniones	8,00	25,00	200,00
	Ingeniero Industrial (Doctorando)	Supervisión del trabajo	4,00	40,00	160,00
		Tutorías/Reuniones	4,00	40,00	160,00
	Ingeniero Industrial (Doctor)	Corrección del trabajo	6,00	60,00	360,00
		Tutorías/Reuniones	4,00	60,00	240,00
	Portatil ASUS X550CC	-	97,50	0,30	29,25
	Licencia Matlab R2013b	-	50,00	0,80	40,00
	Licencia Microsoft Office 2013	-	30,00	0,60	18,00
	Licencia Software CALMEC	-	15,00	1,50	22,50
	Licencia Software Siculo	-	20,00	1,00	20,00
	Licencia Statgraphics	-	5,00	0,50	2,50
Coste Capítulo 4					3.677,25 €

Tabla P. 7. Costes desglosados del capítulo 5.

Capítulo	Recurso	Tarea	Unidades (h)	Coste Unitario (€/h)	Coste (€)
5. Conclusiones y líneas futuras de trabajo	Ingeniero Industrial	Análisis de resultados	30,00	25,00	750,00
		Redacción de la memoria	12,00	25,00	300,00
		Tutorías/Reuniones	8,00	25,00	200,00
	Ingeniero Industrial (Doctorando)	Supervisión del trabajo	4,00	40,00	160,00
		Tutorías/Reuniones	4,00	40,00	160,00
	Ingeniero Industrial (Doctor)	Corrección del trabajo	6,00	60,00	360,00
		Tutorías/Reuniones	4,00	60,00	240,00
	Portatil ASUS X550CC	-	32,50	0,30	9,75
	Licencia Microsoft Office 2013	-	10,00	0,60	6,00
Coste Capítulo 5					2.185,75 €

P5. Presupuesto total

Por último, el coste total del presupuesto se calcula como la suma del total de la mano de obra y el total de la amortización de equipos, instalaciones y software. Además se le aplica un tipo impositivo del 21 % referente al impuesto sobre el valor añadido (IVA). En la tabla P.8 se muestran los resultados.

Tabla P. 8. Presupuesto total del proyecto.

Desglose	Coste (€)
Total Mano de Obra	13.300,00
Total Amortización de Equipos, Instalaciones y Software	9.096,00
Base Imponible	22.396,00
IVA (21%)	4.703,16
Total Presupuesto	27.099,16 €

El presupuesto final del Trabajo Fin de Máster titulado “Diseño de una Metodología para la Optimización Experimental del Consumo y Emisiones de un Motor Diésel” es:

VEINTISIETE MIL NOVENTA Y NUEVE EUROS Y DIECISÉIS CÉNTIMOS