

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS



CONTRIBUCIÓN AL ESTUDIO DEL RUIDO DE
COMBUSTIÓN EN CONCEPTOS AVANZADOS DE
COMBUSTIÓN DIESEL.

TESIS DOCTORAL

Presentada por:

D. Luisa Fernanda Mónico Muñoz

Dirigida por:

Dr. D. Jaime Alberto Broatch Jacobi

Valencia, Enero de 2013

TESIS DOCTORAL

CONTRIBUCIÓN AL ESTUDIO DEL RUIDO DE COMBUSTIÓN EN CONCEPTOS AVANZADOS DE COMBUSTIÓN DIESEL

Realizada por: D. Luisa Fernanda Mónico Muñoz
Dirigida por: Dr. D. Jaime Alberto Broatch Jacobio

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. Jesús Benajes Calvo
Secretario: Dr. D. Antonio José Torregrosa Huguet
Vocales: Dr. D. Pedro Acisclo Rodríguez Aumente
Dr. D. Joan Jesús García Bonito
Dr. D. Octavio Armas Vergel

Vocales suplentes:

Dr. D. Jordi Romeu Garbí
Dr. D. Manuel Valdés del Fresno

Valencia, Enero de 2013

Resumen

Actualmente, el mundo se enfrenta a dos crisis desde el punto de vista ambiental: la escasez de combustibles fósiles y la degradación ambiental. Según las proyecciones para el año 2020 el uso de vehículos se triplicará y así aumentara la demanda de combustible fósil y por ende, las emisiones de contaminantes. En comparación con el motor de gasolina, el motor Diesel presenta la ventaja de ser un motor más eficiente y por consiguiente, emite menos CO_2 . No obstante, producen elevados niveles de NO_x y partículas. Para encarar estas dificultades, se han propuesto diferentes acciones.

Una solución, la constituyen los avanzados conceptos de combustión Diesel. Estos conceptos, permiten reducir los niveles de NO_x y partículas. Sin embargo, tienen el inconveniente de producir elevados niveles de ruido de combustión, por el empleo de inyecciones tempranas, las cuales hacen que una mayor cantidad de combustible se quemara en condiciones premezcladas.

Por otro lado, los combustibles alternativos han ganado gran importancia en los últimos años. Los biodiesel no sólo sobresalen por su facilidad de producción, utilización y almacenamiento, sino también por su potencial para reducir los niveles de partículas, CO , HC y CO_2 . Sin embargo, las emisiones de NO_x aumentan en la mayoría de las condiciones de operación. Los combustibles sintéticos, también disminuyen notablemente las emisiones contaminantes, y debido a su mayor poder calorífico, reducen el consumo específico de combustible.

Desde el punto de vista acústico, el ruido de combustión de los motores Diesel es uno de los aspectos más negativos, ya que constituye la principal fuente de ruido en los vehículos que emplean este tipo de motores. En los convencionales y especialmente en los nuevos conceptos de combustión Diesel, el quemado del combustible en condiciones premezcladas, provoca un aumento brusco de la presión, deteriorando de esta forma la calidad del ruido de combustión.

Por tales motivos, el objetivo de esta tesis se centra en el estudio del ruido de combustión del concepto PCCI (Premixed Charge Compression Ignition), y del uso de algunos combustibles alternativos (de origen vegetal y sintético). Con este fin, se ha planteado la realización de estudios paramétricos experimentales, los cuales permiten la caracterización del ruido de combustión y el establecimiento de relaciones causa-efecto entre las características del proceso de combustión, y la calidad sonora y el nivel global del ruido. Entre otros conceptos, en los que se requieren cambios importantes en la configuración de la cámara de combustión o sistema de inyección, para

este estudio, se eligió la estrategia de combustión PCCI por su fácil implementación.

Los resultados han mostrado claramente que el ruido de combustión se deteriora notablemente en el concepto PCCI. Entre las acciones que existen para mejorar el ruido de combustión en estrategias de combustión convencional se encuentra el uso la inyección piloto. En las estrategias PCCI con inyección partida, cuando el ángulo dwell es superior a los 20° y porcentajes entre el 20 y el 30 % del total de la masa de combustible es inyectado durante la inyección piloto, es posible sobrepasar la nota de la combustión convencional y en ocasiones el nivel de aceptación de la calidad sonora. Por otro lado, el uso de combustibles con un menor número de cetano, como son las mezclas de Gasolina/Diesel, permiten tener mayores tiempos de retraso, y así promover más fácilmente combustiones premezcladas, sin la necesidad de emplear altas tasas de EGR. Mezclas con 50 % de gasolina, permiten mejorar hasta en 1.5 la nota de la calidad sonora, en comparación con el combustible Diesel estándar.

En cuanto al uso de los combustibles alternativos, en varios puntos de operación convencional, al comparar los resultados con los del combustible Diesel estándar se observó una escasa variación de la calidad sonora y del nivel global del ruido de combustión. Para mejorar el ruido de combustión de diferentes mezclas de biodiesel, se modificó la tasa de EGR. Los resultados mostraron que con tasas de EGR de 35 %, es posible una mejora de la calidad del ruido hasta niveles aceptables, empleando mezclas de biodiesel a base de colza en concentración volumétrica de 50 % y 80 %. Para mezclas con menores porcentajes de biodiesel, se deben utilizar tasas de EGR mayores al 40 %, lo cual provoca un incremento de las partículas y del consumo específico de combustible en más del 27 %.

Como resultado, se espera que este trabajo sirva de guía a futuras investigaciones en la definición del proceso de combustión PCCI y del uso de combustibles de origen vegetal y sintético, que se puedan integrar en el proceso global de desarrollo de estos motores, destacando al ruido de combustión como una dimensión importante a considerar, junto con el rendimiento y las emisiones contaminantes.

Abstract

The world currently faces two kinds of crises from the environmental perspective: the limited availability of fossil fuels and the environmental degradation. Projections indicate that the use of vehicles and consequently the fossil-fuel demand will almost triplicate in 2020. Pollutant emissions are believed to increase excessively as well. Bearing in mind this scenario, it is important to note that the Diesel engine has the advantage of consuming less fuel than the gasoline engine, and hence, of emitting less CO₂. Nevertheless, this type of engines produces high NO_x and particulate levels. Different actions have been proposed to tackle these difficulties.

Researches found that one solution to this problem is the advanced Diesel combustion. These concepts lead to a reduction of NO_x and particulate levels. However, they present the drawback of producing high combustion noise levels. This disadvantage comes from the use of early injections, which promote a burning process of a large amount of fuel in premixed conditions.

On the other hand, alternative fuels have won a great importance in recent years. Biodiesel not only stand out for their ease production, use and storage, but also for its potential to reduce particulate, CO, HC and CO₂. However, NO_x emissions increase in most operating conditions. Synthetic fuels also reduce emissions significantly, and due to its higher calorific value, reduce the specific fuel consumptions.

From an acoustic point of view, combustion noise is one of the main disadvantages of Diesel engines, since it constitutes the main source of noise in vehicles that use this propulsion plant. In conventional, and especially in new concepts of Diesel combustion, the fuel burnt in premixed conditions causes an abrupt increase of the rate of pressure, thus rise in the cylinder deteriorating the quality of combustion noise.

For the above mentioned reasons, the objective of this thesis is to study the combustion noise of the PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) concept, and the use of certain alternative fuels (vegetable and synthetic). For this purpose, experimental parametric studies are proposed, which allow the combustion noise characterization and the establishment of cause-effect relations between the characteristics of the combustion process, and sound quality and the overall noise level. The PCCI combustion was chosen in this investigation due to its straightforward implementation from a conventional Diesel engine, so that the relevant changes in the configuration of the combustion chamber and injection system required by other combustion concepts are avoided.

The results have clearly shown that the combustion noise deteriorates significantly with the PCCI concept. Published research revealed that the pilot injection is one of the most reliable options to improve combustion noise within conventional combustion strategies. In PCCI strategies with split injection, when the dwell angle exceeds 20° and percentages between 20 and 30 % of the total mass of fuel is injected during the pilot injection, is possible to overcome the mark of the conventional combustion, so that the sound quality of engine noise is improved. Furthermore, the use of fuels with lower cetane number as Gasoline/Diesel blends, allows increasing the ignition delay and hence promoting premixed combustion, without the necessity of employing high EGR levels. Mixtures containing 50 % of gasoline, can improve the mark of sound quality of combustion noise up to 1.5 compared with standard Diesel fuel.

The analysis of the engine acoustics at several operating conditions with alternative fuels has shown negligible variations in both sound quality and overall level of combustion noise in comparison with those obtained with standard Diesel fuel. To improve the combustion noise with different biodiesel blends, the EGR rate was modified. The results showed that with EGR rates of 35 %, it is possible to improve the noise quality to acceptable levels, using rapeseed biodiesel blends in volumetric concentration of 50 % and 80 %. For blends with lower percentages of biodiesel, the EGR rate is higher than 40 %, causing an increase in particles and specific fuel consumption of more than 27 %.

In conclusion, the intention of this thesis is to be a contribution to the study of the noise associated with modern combustion modes in Diesel engines, providing guidelines that can be integrated into the overall development process of these engines, highlighting the combustion noise as an important issue to be considered, together with the performance and emissions.

Resum

Actualment, el món s'enfronta a dues crisis des del punt de vista ambiental: l'escassetat de combustibles fòssils i la degradació ambiental. Segons les projeccions per al any 2020 l'ús de vehicles es triplicarà i així augmentarà la demanda de combustible fòssil i per tant, les emissions de contaminants. En comparació amb el motor de gasolina, emet menys CO_2 . No obstant, produeixen elevats nivells de NO_x i partícules. Per a afrontar aquestes dificultats, s'han proposat diferents accions.

Una solució, la constitueixen els avançats conceptes de combustió Diesel. Aquests conceptes, permeten reduir els nivells de NO_x i partícules, Però, tenen l'inconvenient de produir elevats nivells de soroll en combustió, per l'ús de injeccions primerenques, les quals fan que una major quantitat de combustible es cremi en condicions prebarrejades.

Per altra banda, els combustibles alternatius han guanyat importància als últims anys. Els biodiesel no sols sobresurten per la seua facilitat de producció, utilització i emmagatzematge, sinó també per el seu potencial per a reduir els nivells de partícules, CO, HC i CO_2 . Però, les emissions de NO_x augmenten en la majoria de les condicions d'operació. Els combustibles sintètics, també disminueixen notablement les emissions contaminants, i debut al seu major poder calorífic, redueixen el consum específic de combustible.

Des del punt de vista acústic, el soroll de combustió de motors Diesel és un dels aspectes més negatius, ja que constitueix la principal font de soroll als vehicles que utilitzen aquest tipus de motors. Als convencionals y especialment en els nous conceptes de combustió Diesel, el cremat del combustible en condicions prebarrejades, provoca un augment bruscat de la pressió, deteriorant d'aquesta manera la qualitat del soroll de combustió.

Per tals motius, l'objectiu d'aquesta tesi es centra en l'estudi del soroll de combustió del concepte PCCI (Premixed Charge Compressions Ignition), i l'ús d'alguns combustibles alternatius (d'origen vegetal i sintètic). Amb aquesta finalitat, s'ha plantejat la realització d'estudi paramètrics experimentals, els quals permeten la caracterització del soroll de combustió y el establiment de relacions causa-efecte entre les característiques del procés de combustió, i la qualitat sonora i el nivell global del soroll. Entre altres conceptes, en els que es requereixen canvis importants en la configuració de la càmera de combustió o sistema de injecció, per a aquest estudi, es va elegir la estratègia de combustió PCCI per la seua fàcil implementació.

Els resultats han mostrat clarament que el soroll de combustió es deteriora notablement al concepte PCCI. Entre les accions que existeixen per a millorat

el soroll de combustió en estratègies de combustió convencional es troba l'ús de la injecció pilot. En les estratègies PCCI amb injecció partida, quan l'angle dwell es superior als 20° i percentatges entre el 20 i el 30 % del total de la massa de combustible és injectat durant la injecció pilot, es possible sobrepassar la nota de la combustió convencional i en ocasions el nivell de acceptació de la qualitat sonora. Per altra banda, l'ús de combustibles amb un menor nombre de cetà, com son les mescles de Gasolina/Diesel, permeten tenir majors temps de retràs, i així promoure més fàcilment combustions prebarrejades, sense la necessitat de emprar altes tasses de EGR. Mesclades amb 50 % de gasolina, permeten millorar fins en 1.5 la nota de qualitat sonora, en comparació amb el combustible Diesel estàndard.

En quant a l'ús dels combustibles alternatius, en varis punts d'operació convencional, al comparar els resultats amb els del combustible Diesel estàndard es va observar una escassa variació de la qualitat sonora i del nivell global del soroll de combustió. Per a millorar el soroll de combustió de diferents mesclades de biodiesel, es va modificar la tassa de EGR. Els resultats mostraren que amb tasses de EGR de 35 %, és possible una millorar de la qualitat del soroll fins a nivells acceptables, emprant barreges de biodiesel a base de colza en concentració volumètrica de 50 % i 80 %. Per a barreges amb menors percentatges de biodiesel, es deuen utilitzar tasses de EGR majors al 40 %, el que provoca un increment de les partícules i del consum específic de combustible en més de 27 %.

Com a resultat, s'espera obtindre guies per a la definició del procés de combustió PCCI i de l'ús de combustibles d'origen vegetal i sintètic, que es poden integrar al procés global de desenvolupament d'aquestos motors, destacant al soroll de combustió com una dimensió important a considerar, junt amb el rendiment i les emissions contaminants.

*A mi mamá, a mi papá
y a mi hermano*

*A mi abuelito
por ser el mejor ejemplo a seguir*

Agradecimientos

En primer lugar, quisiera agradecer a Alberto Broatch, el director de esta tesis, por toda su ayuda y paciencia durante el desarrollo del presente trabajo. Del mismo modo, quiero expresar mi agradecimiento a toda la línea de ruido y en particular a Antonio Torregrosa, por su colaboración y a Bernardo Planells por su excelente trabajo y siempre buena disposición a la hora de realizar los ensayos.

También quiero agradecer al Departamento de Maquinas y Motores Térmicos por haberme permitido realizar esta tesis y en particular, a la dirección del departamento, Francisco Payri y José María Desantes así como a todos sus profesores, técnicos, proyectandos, administrativos y personal en general.

Unas gracias muy especiales a David Moreno por su compañía y buenos consejos, a Daniel Garcías y todos los doctorandos de la CMT que han compartido conmigo en estos años. A Oscar Venega por no sólo ser un gran amigo todos estos años, sino también por apoyarme y ayudarme tanto en la recta final de esta etapa de mi vida.

Por último, a mi familia y amigos. Me gustaría poder decir algo especial a cada uno pero me extendería en palabras. Así que de forma general agradezco a todos por su apoyo, ayuda y comprensión a través de todo este tiempo, en el cual he tenido la oportunidad de vivir cosas inolvidables, las cuales me ayudaron a crecer como persona. A pesar de la distancia siempre estuve allí con todos ustedes de corazón.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Justificación	3
1.2. Objeto	6
1.3. Metodología	7
1.4. Desarrollo	9
Bibliografía	12
2. Conceptos avanzados de combustión Diesel	13
2.1. Introducción	15
2.2. Estado actual de los motores Diesel	16
2.3. Acciones para afrontar los inconvenientes de los motores Diesel	16
2.4. Nuevos conceptos de combustión	19
2.4.1. Concepto de inyección indirecta	22
2.4.2. Concepto de inyección mixta	23
2.4.3. Conceptos de inyección directa	23
2.4.3.1. Conceptos de inyección directa retrasada	23
2.4.3.2. Conceptos de inyección directa adelantada ..	25
2.5. La influencia de los nuevos combustibles en el funcionamiento de los motores Diesel	32
2.5.1. Biodiesel	33
2.5.2. Combustibles sintéticos	34
2.5.3. Mezclas de Gasolina/Diesel	35

2.6. Problemática de las nuevas alternativas sobre el ruido de combustión	36
2.6.1. El ruido de combustión en motores PCCI	37
2.6.2. El ruido de combustión con combustibles alternativos .	38
2.7. El ruido de combustión Diesel.....	40
2.7.1. Clasificación del ruido total del motor	40
2.7.1.1. Ruido de Combustión	40
2.7.1.2. Ruido Mecánico	44
2.7.2. Métodos de predicción del ruido de combustión	45
2.7.2.1. Atenuación del bloque	46
2.7.2.2. Análisis tiempo-frecuencia	48
2.7.2.3. Descomposición de la señal de presión en cilindro	53
2.7.3. Calidad sonora	58
2.7.3.1. Parámetros psicoacusticos	59
2.7.3.2. Parámetros estadísticos	62
2.8. Síntesis y conclusiones	64
Bibliografía	66
3. Metodología	79
3.1. Introducción	81
3.2. Instalación experimental	82
3.2.1. Modificaciones y adaptación de la instalación	85
3.3. Estudios del ruido de combustión	89
3.3.1. Estudio básico del concepto de combustión PCCI	91
3.3.1.1. Combustión PCCI con inyección partida	95
3.3.1.2. Uso de mezclas Gasolina/Diesel en el concepto de combustión PCCI	96
3.3.2. Estudio básico del uso de combustibles alternativos...	99
3.4. Validación de la herramienta de predicción	103
3.5. Síntesis y conclusiones	107
Bibliografía	108

4. Análisis del ruido de combustión PCCI	111
4.1. Introducción	113
4.2. Estudio básico del concepto PCCI	114
4.2.1. Ruido de combustión PCCI	114
4.2.1.1. Sensibilidad del ruido a los parámetros de combustión	115
4.2.1.2. Contribución de los indicadores de la combustión a la calidad del ruido	121
4.2.2. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor	124
4.2.3. Trade-off entre el ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento del motor	131
4.3. Combustión PCCI con inyección partida	136
4.3.1. Efecto sobre el ruido de combustión	138
4.3.1.1. Sensibilidad del ruido al balance de masas	138
4.3.1.2. Efecto de la variación del avance de la inyección piloto	141
4.3.1.3. Efecto de la variación del avance de la inyección principal	143
4.3.2. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor	144
4.3.3. Efecto de la concentración de oxígeno en la admisión con estrategias de inyección partida	149
4.4. Efecto de las mezclas de Gasolina/Diesel en la combustión PCCI	152
4.4.1. Análisis del ruido de combustión	154
4.4.2. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor	155
4.4.3. Trade-off entre el ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento	160
4.5. Comparativa global de estrategias PCCI	164
4.6. Síntesis y conclusiones	166
Bibliografía	168

5. Impacto de los combustibles alternativos sobre el ruido de combustión	171
5.1. Introducción	173
5.2. Estudio preliminar del efecto de los combustibles alternativos	173
5.2.1. Ruido de combustión	175
5.2.1.1. Contribución de los indicadores de la combustión al ruido	181
5.2.2. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor	183
5.2.3. Trade-off entre el ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento	189
5.3. Sensibilidad a la tasa de EGR.....	194
5.4. Síntesis y conclusiones	198
Bibliografía	201
6. Conclusiones y trabajos futuros	203
6.1. Conclusiones.....	205
6.2. Trabajos futuros	210
Índice Bibliográfico	213

Índice de Figuras

1.1. Datos estadísticos de producción y crecimiento del biodiesel . .	5
2.1. Evolución de la normativa para la reducción de NO _x y partículas aplicable a motores Diesel	17
2.2. Fases del proceso de combustión Diesel	19
2.3. Clasificación de los conceptos de combustión en fase premezclada según el método de inyección de combustible	22
2.4. Comparativa de los resultados de los conceptos de combustión de inyección directa retrasada, combustión HCCI y una combustión convencional	26
2.5. Comparación de la tasa de liberación de calor de estrategias de combustión PCCI y combustión convencional	29
2.6. Comparación de estrategia de combustión homogénea de simple y doble inyección	39
2.7. Fuentes de ruido del motor Diesel	41
2.8. Mecanismo de emisión del ruido de combustión	42
2.9. Comparación entre una curva de atenuación estándar de AVL y una curva de atenuación de modernos motores Diesel de Renault	48
2.10. Análisis Wavelet a la derivada de dos ciclos de la presión en el cilindro a 3000 rpm y 70% de carga en un motor Diesel con inyección piloto y sin inyección piloto	51
2.11. Análisis Wavelet de la señal de presión en el cilindro durante un evento de combustión	52
2.12. Distribución de Wigner de un motor operando a 10000 rpm . .	53
2.13. Señales de presión total, compresión, combustión y resonancia: representación en dominio tiempo y en el dominio frecuencia .	54

3.1. Motor en el interior de la cámara anecoica y la posición del torso	81
3.2. Esquema de la Cámara Anecoica	83
3.3. Torso, ecualizador, amplificador y auriculares	84
3.4. Esquema de la configuración experimental	87
3.5. Esquema de la línea de combustible	88
3.6. Estudios Ruido de Combustión	89
3.7. Metodología empleada para el estudio de ruido de combustión en conceptos avanzados de combustión Diesel	92
3.8. Esquema de la inclinación de los orificios (Ángulo de Cono, δ)	93
3.9. Simulación del chorro para distintos avances de inyección e Include Angle	94
3.10. Curvas de destilación de las mezclas Gasolina/Diesel	97
3.11. Propiedades de combustibles y mezclas de Gasolina/Diesel	98
3.12. Curvas de destilación de los combustibles alternativos	102
3.13. Distribución de las condiciones de operación sobre el mapa del motor	103
3.14. Correlación entre el ruido medido y el ruido calculado de todos los estudios desarrollados en esta tesis	105
4.1. Ruido de combustión del concepto de combustión PCCI	115
4.2. Efecto de la concentración de oxígeno sobre la presión en cilindro	116
4.3. Nivel de EGR y tiempo de retraso	117
4.4. Efecto de la concentración de oxígeno sobre la derivada de la presión en el cilindro y dFQL	118
4.5. Efecto del avance de la inyección sobre la presión en el cilindro y derivada de la presión de la señal de combustión a 800 bar y concentración de oxígeno de 10%	119
4.6. Sensibilidad de la relación ξ al tiempo de inyección y concentración de oxígeno	120
4.7. Indicadores de la combustión PCCI	122
4.8. Contribución del indicador I_2 a la calidad del ruido de combustión para dos niveles de presión de inyección	123

4.9. Calidad del ruido de combustión sin la contribución del indicador I_2	123
4.10. Condiciones de operación en las cuales el ruido de combustión está por encima de los niveles de aceptación para las dos presiones de inyección	124
4.11. Relación entre el tiempo de retraso y la duración de la inyección (ID/IT)	125
4.12. Rendimiento del motor y emisiones contaminantes en todas las estrategias	126
4.13. Trade Off entre NO_x y partículas del concepto de combustión PCCI	129
4.14. Características de la combustión PCCI con 10% de concentración de oxígeno en la admisión	130
4.15. Condiciones de operación en las cuales las emisiones contaminantes están por debajo de los límites establecidos	132
4.16. Condiciones de operación en las cuales la combustión PCCI permiten mantener los NO_x y partículas bajo los valores de los límites para dos niveles de presiones	133
4.17. Sensibilidad del par al avance de la inyección y concentración de oxígeno para dos niveles de presiones	134
4.18. Predicción del nivel de emisiones contaminantes empleando combustión convencional y PCCI	136
4.19. Ruido de combustión de la estrategia PCCI con inyección partida	139
4.20. Variación del indicador de la velocidad de combustión (I_1) del concepto PCCI con inyección partida	140
4.21. Tiempo de retraso de la inyección principal y ángulo dwell de las estrategias de combustión PCCI con inyección partida ...	140
4.22. Efecto de la variación de la masa de combustible inyectada durante la inyección piloto sobre la derivada de la presión en el cilindro para avances de inyección piloto y principal en $34^\circ/8^\circ$ (a) y $38^\circ/6^\circ$ antes del PMS	141
4.23. Calidad sonora de las estrategias con inyección principal en 18° antes del PMS	142
4.24. Efecto de la variación del avance de la inyección piloto sobre la derivada de la presión en el cilindro	142

4.25. Calidad sonora de las estrategias con inyección piloto en 34° antes del PMS	143
4.26. Efecto de la variación del avance de la inyección principal sobre la derivada de la presión en el cilindro	144
4.27. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor de la combustión PCCI con dos inyecciones	145
4.28. Relación entre el tiempo de retraso y el tiempo de inyección de la combustión PCCI con dos inyecciones.....	146
4.29. CA50 y par de las estrategias con un ángulo dwell superior e inferior a los 15°	148
4.30. Porcentaje de la cantidad de masa de combustible que va a la pared del cilindro, impacta la cabeza del pistón y va al bowl de las estrategias que tienen ángulos dwell superiores a 15°	149
4.31. Mapas de contorno que relacionan todas las variables evaluadas en la combustión PCCI con inyección partida	150
4.32. Efecto de la concentración de oxígeno en la admisión sobre la nota, par y emisiones contaminantes de una estrategia de combustión PCCI con dos inyecciones	151
4.33. Efecto de las mezclas de Gasolina/Diesel sobre: ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento del motor del concepto de combustión PCCI	154
4.34. Ruido de combustión de las estrategias PCCI con mezclas Gasolina/Diesel y concentración de oxígeno del 10%	155
4.35. Tiempo de retraso y CA50 de las estrategias de combustión PCCI con mezclas Gasolina/Diesel y concentración de oxígeno del 10%	156
4.36. Efecto de las mezclas de Gasolina y Diesel sobre la presión en el cilindro y la derivada de la presión de la señal de combustión para un tiempo de inyección de 34° antes del PMS.....	156
4.37. Rendimiento del motor y emisiones contaminantes del concepto PCCI con mezclas de Gasolina/Diesel y una concentración de oxígeno en la admisión del 10%	157
4.38. Tasa de EGR y relación ID/IT de la combustión PCCI con mezclas Gasolina/Diesel y una concentración de oxígeno en la admisión del 10%	158

4.39. Desarrollo del chorro para todos los avances y combustibles empleados	159
4.40. Desarrollo del chorro en cada uno de los avances de inyección con la mezcla G25	161
4.41. Porcentaje de la cantidad de masa de combustible que va a la pared del cilindro, impacta la cabeza del pistón y va al resto del bowl	162
4.42. Mapas de contorno que relaciona todas las variables evaluadas para los tres tipos de combustibles empleados en la combustión PCCI	163
4.43. Comparación de diferentes estrategias de combustión PCCI y una combustión convencional	165
5.1. Contorno de la tasa de EGR para los diferentes combustibles	174
5.2. Contorno de la calidad del ruido de combustión para los diferentes combustibles	176
5.3. Efecto de la variación del grado de carga sobre derivada de la presión de la señal de combustión para un régimen de 1900 rpm	177
5.4. Contorno de la diferencia del tiempo de retraso de la inyección piloto entre los combustibles alternativos y el Diesel estándar	178
5.5. Contorno de la diferencia del tiempo de retraso de la inyección principal entre los combustibles alternativos y el Diesel estándar	179
5.6. Comparación de la derivada de la presión de la señal de combustión para un régimen de 2400 rpm y 152 Nm al usar el combustible Diesel estándar y mezclas de soja y colza al 80 %	180
5.7. Efecto de diversos combustibles sobre la dFQL para un régimen de 1500 y 38 Nm	180
5.8. Contorno del ruido global para los diferentes combustibles . . .	181
5.9. Contorno del indicador I_1 para los diferentes combustibles . . .	182
5.10. Contorno del indicador I_2 para los diferentes combustibles . . .	184
5.11. Contorno de las emisiones de partículas para los diferentes combustibles	186
5.12. Contorno de las emisiones de NO_x para los diferentes combustibles	187

5.13. Contorno del rendimiento del motor con los diferentes combustibles	188
5.14. Contorno del consumo de combustible para los diferentes combustibles	190
5.15. Trade-off entre los niveles de NO _x y partículas de los diferentes combustibles	191
5.16. Contorno del trade-off entre las emisiones y ruido para los diferentes combustibles	192
5.17. Predicción del nivel de emisiones contaminantes para diferentes combustibles, para el año 2015	195
5.18. Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre las emisiones, consumo y ruido para diferentes mezclas de colza	196
5.19. Efecto del incremento de la tasa de EGR sobre la derivada de la presión de la señal de combustión a 1500 rpm, 38 Nm y mezcla de combustible RB50	197
5.20. Efecto del incremento de la tasa de EGR sobre la dFQL a 1500 rpm, 38 Nm y mezcla de combustible RB50	198

Índice de Tablas

2.1. Correspondencia entre sensación sonora y nota del ruido	57
3.1. Especificaciones del motor e inyector	83
3.2. Matriz de ensayo considerada en el estudio básico de combustión PCCI	95
3.3. Propiedades de las mezclas Gasolina/Diesel	100
3.4. Propiedades de los combustibles alternativos	101
3.5. Parámetros de operación bajo condiciones convencionales de funcionamiento	104
3.6. Parámetros estadísticos de la comparación del ruido de combustión estimado con el ruido medido de todos los estudios desarrollados en esta tesis	106
3.7. Parámetros estadísticos de la comparación del ruido de combustión estimado con el ruido medido sin considerar las condiciones con un error muy alto	106
4.1. Resultados del análisis de aceite	127
4.2. Comparación de los resultados de estrategia de combustión convencional y PCCI	135
4.3. Matriz de ensayos del estudio del concepto de combustión PCCI con inyección partida	138
4.4. Matriz de ensayo considerada en el estudio del ruido de combustión PCCI con mezclas de Gasolina/Diesel	153
4.5. Comparación de estrategias de combustión PCCI y una convencional	164

- 5.1. Máximo y mínimo aumento de las notas del ruido de combustión para todos los combustibles sin considerar a cada uno de los indicadores I_1 e I_2 183
- 5.2. Comparación de los resultados obtenidos con diferentes combustibles a 2850 rpm y 20 Nm de par 193

Tabla de símbolos

Latinos

c_n c_o c_1 c_2	Coefficientes para evaluar la calidad del ruido de combustión
E	Energía
f_s	Frecuencia de muestreo
I_i	Indicadores de la combustión
n	Velocidad actual
p	Presión
t	Tiempo

Griegos

λ	Lambda
ξ	Relación de presiones de inyección
ρ	Densidad

Subíndices

<i>ADM</i>	Relativo a la admisión
<i>comb</i>	Relativo a la sub-señal de combustión
<i>comp</i>	Relativo a la sub-señal de compresión
<i>idle</i>	Relativo a la condición idle
<i>max</i>	Valor máximo
<i>pil</i>	Relativo a la inyección piloto
<i>prin</i>	Relativo a la inyección principal
<i>res</i>	Relativo a la sub-señal de resonancia
<i>tot</i>	Relativo a la señal de presión total

Operadores matemáticos

d Diferencial

Abreviaciones

A/F	Relación aire/combustible
BEM	Método de Elementos de contorno (Boundary Element Method)
BSFC	Consumo específico de combustible (<i>Break Specific Fuel consumption</i>)
CAI	Controlled Auto Ignition
CA50	50% del calor liberado en la combustión
CC	Por cilindro por ciclo
CN	Número de Cetano
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
D	Diesel convencional
DI	Inyección Directa
DME	Di-Metil-Eter
DWV	Distribución de Wigner-Ville
ECU	Unidad de control del motor
EGR	Recirculación de gases de salida
FEM	Método de Elementos Finitos (<i>Finite Element Method</i>)
FSN	Filter Smoke Number
FT	Fischer - Tropsch
FFT	Transformada rápida de Fourier (Fast Fourier Transform)
G	Gasolina
G/D	Mezclas Gasolina/Diesel
HCCI	Ignición por compresión de carga homogénea (<i>Homogeneous charge compression ignition</i>)
HCDC	Homogeneous Charge Diesel Combustion
HCLI	Homogeneous Charge Late Injection
HIMICS	Homogeneous charge intelligent Multiple Injection Combustion System
HPLI	Highly Premixed Late Injection

ID	Tiempo de Retraso
IT	Tiempo de inyección
MEC	Motores de encendido por compresión
MEP	Motores de encendido provocado
MK	Modulated kinetics
MULDIC	MULTiple stage DIEsel Combustion
NADI	Narrow Angle Direct Injection
NO _x	Óxidos de nitrógeno
ON	Ruido global
PCCI	Ignición por compresión de carga pre-mezclada (<i>Premixed charge compression ignition</i>)
PCS	Poder calorífico superior
PM	Partículas de materia
PMS	Punto muerto superior
PREDIC	PREmixed lean DIEsel Combustion
RB	Mezcla de Colza / Diesel
RPM	Revoluciones por minuto
SA	Atenuación estructural
SB	Mezcla de Soja / Diesel
SO ₂	Dióxido de azufre
SOE	Start of Energizing
STFT	Transformada de Fourier de corta duración
UHC	Hidrocarburos sin quemar
UNIBUS	UNIform BULky combustion System

Capítulo 1

Introducción

Contenido

1.1. Justificación	3
1.2. Objeto	6
1.3. Metodología	7
1.4. Desarrollo	9
Bibliografía.....	12

1.1. **Justificación**

Durante la asamblea general de Ingenieros Alemanes celebrada en la ciudad de Kassel en el año de 1897, Rudolf Diesel luego de múltiples ensayos y pruebas, presentó su invento al mundo. Diesel logró construir un motor de combustión interna que funcionaba con petróleo, el cual tenía una cilindrada de 20 l mono-cilíndrico y desarrollaba una potencia de 20 caballos a 172 rpm. En comparación al ya acreditado motor de explosión interna de Otto, este tenía como ventajas la utilización de un combustible más barato y a su vez un menor consumo de éste. Sin embargo, sólo hasta 1898, Rudolf Diesel presenta la versión definitiva del motor Diesel demostrando que el rendimiento era mejor que el de un motor a gasolina, siendo posible además obtener un mayor par.

Desde ese entonces el motor Diesel ha estado en un continuo desarrollo y a través de los años se ha convertido en el sistema de propulsión más usado especialmente en Europa. Su favoritismo se debe básicamente a las mejoras de las prestaciones, al confort en la conducción de vehículos equipados con estos motores, y a la capacidad que ofrecen para afrontar las restrictivas normativas medioambientales a las cuales se ven sometidos. Sin embargo, a pesar de los grandes avances que han tenido los motores de combustión interna desde sus inicios y los múltiples beneficios que han proporcionado a la humanidad, estos sistemas de propulsión, no están exentos de inconvenientes, siendo sus principales problemas los altos niveles de emisiones contaminantes, el uso de combustibles derivados del petróleo y los elevados niveles de ruido que producen.

Las emisiones generadas por los motores de automoción son una de las mayores fuentes de contaminación ambiental en el mundo. En la primera mitad del siglo pasado, las emisiones de los automóviles no eran consideradas como un problema de importancia, principalmente debido al reducido número de vehículos que existían. Sin embargo, con el paso de los años, especialmente a partir de 1940, se empezó a tomar conciencia del gran daño que tendrían a futuro las emisiones de los motores. Las cuatro principales emisiones producidas por un motor de combustión interna son hidrocarburos sin quemar (UHC), monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NO_x) y partículas. Estas contaminan el medio ambiente y contribuyen al calentamiento global, lluvia ácida, niebla tóxica, olores y problemas de respiración, y son en general nocivos para la salud.

Para hacer frente a estas dificultades de los motores Diesel, se han propuesto diferentes acciones entre las que se encuentran conceptos avanzados de combustión que permiten controlar la formación de contaminantes.

Entre otros conceptos, en los que se requieren cambios importantes en la configuración de la cámara de combustión o del sistema de inyección, sobresale la estrategia de combustión PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) por su fácil implementación. Este concepto de combustión tiene el potencial de reducir los niveles de NO_x y partículas, manteniendo rendimientos similares a los de la combustión Diesel convencional. El concepto PCCI se caracteriza por emplear inyecciones tempranas, las cuales hacen que el inicio de la combustión se dé cerca al PMS, haciendo que más combustible se queme en condiciones premezcladas [1]. Este proceso resulta en una rápida liberación de calor que trae como consecuencia velocidades de variación de la presión importantes. Por otra parte, y en contraste con la combustión Diesel convencional, la combustión PCCI requiere altos índices de recirculación de gases de escape (EGR) para disminuir la temperatura de combustión y aumentar el tiempo de retraso (ID), lo cual contribuye a reducir la formación de NO_x y partículas.

Además de los elevados niveles de emisiones contaminantes que producen los motores Diesel, estos sistemas de propulsión emplean grandes cantidades de combustibles fósiles. Expertos sugieren que las reservas de crudo y gas podrán suplir las necesidades sólo por unas pocas décadas más. Por esta razón, los combustibles sintéticos y de origen natural han tomado un gran interés en los últimos años no sólo por ser uno de los principales sustitutos de los combustibles derivados del petróleo, sino también por su facilidad de producción, utilización, almacenamiento y la reducción significativa de emisiones, especialmente de dióxido de carbono (CO_2) [2, 3].

Según los datos del IDEA (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía), en los últimos años, la producción mundial del biodiesel se ha multiplicado. Europa lideró el mercado de biodiesel en 2009, seguido de América, como se muestra en la figura 1.1 (a). El incremento del consumo de biodiesel en Europa ha sido grandioso desde el año 2000, ya que ha pasado de 672.000 toneladas a 12,09 millones de toneladas en el 2009 (figura 1.1 (b)). Los dos principales productores a nivel mundial durante ese mismo año fueron Estados Unidos y Alemania. La totalidad del biodiesel que se produce actualmente proviene en particular de tres cultivos: palma, soja y colza (figura 1.1 (d)) [4, 5].

Por otra parte, el ruido es uno de los problemas ambientales más notables, ya que las fuentes que lo producen forman parte de la vida cotidiana, convirtiéndose en una forma de contaminación muy perjudicial para la salud de los humanos. El ruido de combustión de los motores Diesel continúa siendo uno de los aspectos más negativos y que más atención está recibiendo por parte de los fabricantes, ya que constituye la principal fuente de ruido en los vehículos

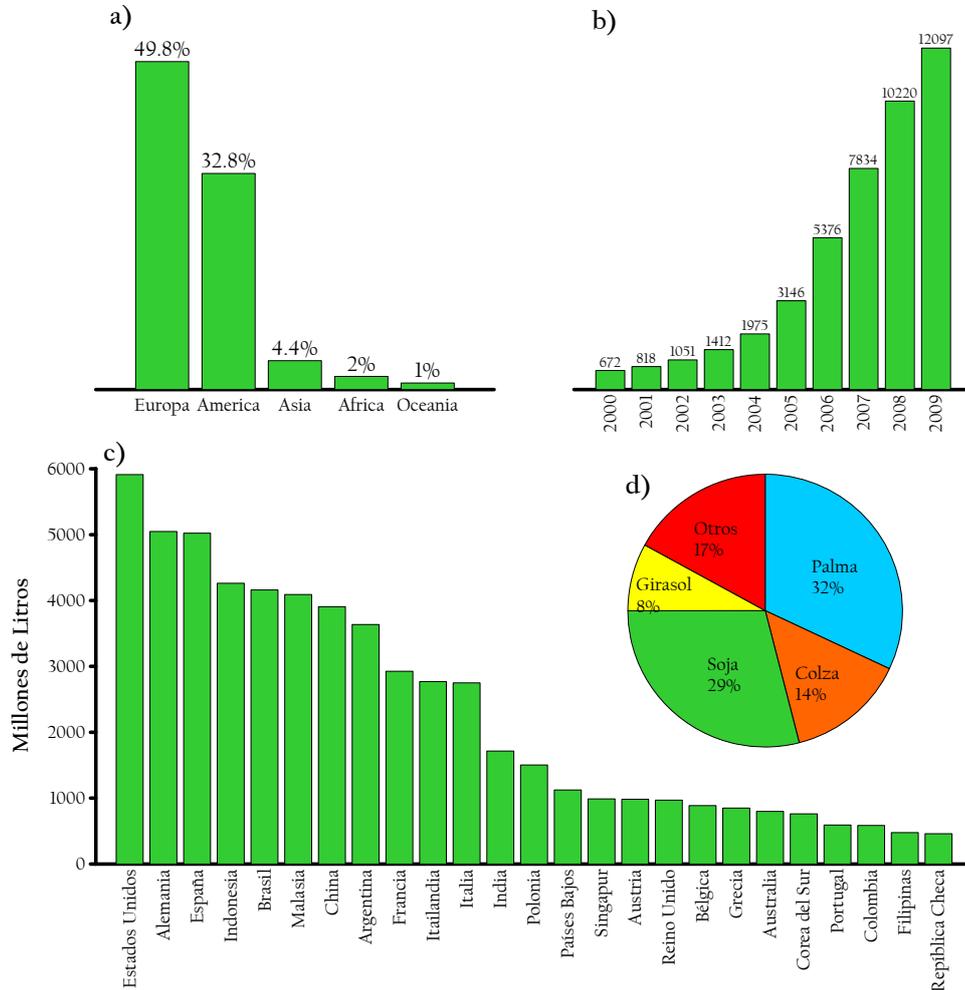


Figura 1.1. Datos estadísticos del biodiesel: producción de biodiesel por continentes (a), consumo de biodiesel utilizado en transporte en la Unión Europea (b), ranking de países productores de biodiesel (c) y principales fuentes para la producción de biodiesel (d).

que emplean este tipo de motores. Tanto en los conceptos convencionales, como en los nuevos conceptos de combustión Diesel, la combustión del combustible en condiciones premezcladas, provoca un aumento brusco de la presión, deteriorando de esta forma la calidad del ruido de combustión. Pese a todas las ventajas que tiene el motor Diesel sobre el motor de gasolina, los niveles de emisión de ruido de éste último son más bajos.

Por lo anterior, las investigaciones orientadas a la optimización de los nuevos conceptos de combustión y búsqueda de nuevas fuentes de energía, no deben olvidar el impacto que tienen tales acciones sobre el ruido del motor. De otro modo, los usuarios podrían mostrarse reacios a conducir vehículos propulsados por motores Diesel y su potencial para la conservación del medio ambiente podría perderse.

Lo anteriormente expuesto, motiva al desarrollo de trabajos que permitan adquirir un mayor conocimiento sobre el ruido de combustión de los motores que operan bajo los nuevos conceptos de combustión o usan combustibles alternativos, debido a que en la mayoría de las investigaciones el análisis se centra en los niveles de emisiones contaminantes y el rendimiento del motor, y muy poco conocimiento se tiene acerca del ruido de combustión, a pesar de ser uno de los principales problemas de los vehículos equipados con motores Diesel. De esta forma se contribuirá al desarrollo de motores Diesel más silenciosos que garanticen la implementación de acciones que favorezcan el cuidado del medio ambiente y la salud de los seres humanos.

1.2. Objeto

El objeto principal de esta tesis se centró en el estudio y análisis de las repercusiones acústicas, por un lado, del nuevo concepto de combustión PCCI, y por el otro, del uso de algunos combustibles alternativos (de origen vegetal y sintético) en condiciones de combustión convencional en los motores Diesel, con el fin de disponer de criterios para la concepción de motores más silenciosos. Para dar cumplimiento a este objetivo principal, se plantearon los siguientes objetivos parciales:

- Modificar un motor Diesel de combustión convencional para operar bajo el concepto de combustión PCCI.
- Adecuar la instalación experimental para poder operar el motor con combustibles alternativos al Diesel estándar fácilmente.
- Caracterizar desde el punto de vista objetivo (nivel de ruido global) y subjetivo (calidad sonora) el ruido emitido por los motores PCCI y el ruido de combustión que se produce al usar combustibles alternativos al Diesel estándar.
- Definir procedimientos de optimización de estrategias de operación del motor que incorporen aspectos relativos al ruido de combustión.

- Establecer zonas de funcionamiento satisfactorias en las cuales se cumpla con aspectos de calidad sonora, rendimiento y niveles de emisiones contaminantes al operar un motor Diesel bajo el concepto de combustión PCCI o con combustibles alternativos.

1.3. Metodología

Para conseguir los objetivos propuestos, el punto de partida de esta tesis se enfocó en la exploración y evaluación del estado actual de los conocimientos relacionados con el ruido de combustión, reducción de emisiones contaminantes y rendimiento de conceptos avanzados de combustión, así como del uso de combustibles alternativos en motores Diesel. A partir de lo encontrado en la literatura, se obtuvo una visión general de los problemas relacionados con la generación del ruido, emisiones y prestaciones de estas nuevas formas de funcionamiento de los motores Diesel y se determinó el guión para el desarrollo de este trabajo.

Posteriormente, y como aspecto fundamental para el logro del objeto propuesto, fue necesario definir la instalación y la metodología experimental adecuada para los trabajos que se pretendían llevar a cabo. Para esto, fue necesario modificar el motor Diesel de combustión convencional con el que se contaba, para que pudiera operar bajo el nuevo concepto de combustión PCCI. Además de esto, fue necesaria la puesta a punto de la instalación experimental, para que el motor pudiera fácilmente utilizar los diferentes combustibles a ensayar y registrar la evolución de la presión en cada uno de los cilindros y el ruido radiado por el motor. Una vez establecida la metodología experimental, fue importante determinar la mejor forma de procesar las señales obtenidas. En el caso de las señales de presión en cilindro, se empleó la metodología de la descomposición de la señal de presión, ya que afronta el problema del ruido de combustión desde la fuente, permitiendo establecer correlaciones directas entre los mecanismos físicos de la fuente extraídos de la señal de la presión en el cilindro y el nivel de ruido y la calidad sonora del mismo.

Para el estudio del ruido de combustión del concepto PCCI se plantearon tres fases:

- Estudio preliminar: como punto de partida para el desarrollo del estudio del ruido de combustión del concepto PCCI, se seleccionó una condición de operación que desde el punto de vista del ruido de combustión tuviera una baja calidad sonora en condiciones convencionales de funcionamiento, que fuera potencialmente buena para operar en este

nuevo concepto de combustión y que además, sea frecuente durante la operación del motor en un ciclo de homologación MVEG. Los parámetros de funcionamiento que se mantuvieron constantes en todos los ensayos fueron la temperatura en la admisión, el número de inyecciones y la cantidad de masa total de combustible inyectada. Con la intención de evaluar la idoneidad del concepto PCCI para la reducción de emisiones contaminantes y el control del ruido de combustión se modificaron los parámetros de la combustión que más influencia tienen dentro del proceso, siendo estos, la concentración de oxígeno en la admisión, el avance y la presión de la inyección. Posteriormente, con el propósito de optimizar los resultados, se plantearon soluciones para salvar las limitaciones encontradas, en cuanto a emisiones contaminantes, prestaciones del motor y ruido de combustión.

- **Análisis del concepto PCCI con inyección partida:** una de las soluciones propuestas para optimizar los resultados del ruido de combustión del concepto PCCI fue el uso de la inyección piloto, con la cual se puede controlar el aumento temporal de la presión en el cilindro. Con el propósito de analizar el efecto del avance, tanto de la inyección piloto como de la principal y la variación de la cantidad de masa inyectada en cada una de las dos inyecciones sobre el rendimiento, las emisiones y el ruido de la combustión PCCI, se definieron diferentes estrategias de inyección teniendo en cuenta los resultados más satisfactorios del primer plan de ensayo, manteniendo la cantidad de masa total de combustible inyectado igual a la del estudio base.
- **Estudio del efecto de las mezclas de Gasolina/Diesel sobre los parámetros evaluados:** otra de las alternativas para optimizar los resultados del estudio base del concepto PCCI es el uso de mezclas de Gasolina/Diesel, las cuales se caracterizan por su mayor resistencia al auto-encendido y menor índice de cetano. Esto permite desarrollar combustiones homogéneas o premezcladas con más facilidad y evitar así el empleo de altas tasas de EGR, con lo cual el rendimiento del motor puede ser mejorado. Al igual que el estudio base, se mantuvo constante el número de inyecciones y la cantidad de masa de combustible inyectado, y se evaluó el efecto del avance y la presión de inyección, la concentración de oxígeno en la admisión y la cantidad de gasolina en la mezcla.

Por su parte, el estudio del impacto del uso de combustibles alternativos sobre la calidad sonora y nivel global del ruido de combustión, las prestaciones y los niveles de NO_x y partículas de un motor Diesel se realizó, en dos fases:

- Estudio base para evaluar las repercusiones acústicas, emisiones y rendimiento del motor Diesel al usar seis mezclas de biodiesel en diferentes concentraciones volumétricas y un combustible sintético en 15 puntos de operación convencional diferentes. Estas condiciones fueron elegidas porque son puntos de operación del motor en el cual el ruido de combustión con combustible Diesel estándar tiene calidad sonora poco aceptable. Los ensayos con cada uno de los combustibles alternativos se realizaron a iso-par respecto a la condición con combustible Diesel estándar. Los parámetros que se mantuvieron iguales en cada una de las condiciones desarrolladas fueron: la cantidad de masa de combustible inyectada en la inyección piloto, presión de inyección, avances de las inyecciones piloto y principal, y el flujo de masa de aire.
- Estudio del efecto de la variación de la tasa de EGR: con el propósito de optimizar los resultados obtenidos en el estudio de base, se evaluó la sensibilidad de las emisiones contaminantes, prestaciones del motor y ruido de combustión con la variación de la tasa de EGR y diferentes mezclas de biodiesel. Una alta tasa de EGR estabiliza y centra el proceso de combustión, lo cual conlleva a una liberación de calor más gradual y una disminución de la velocidad de la combustión, y por tanto, contribuye a la mejora de la calidad sonora.

1.4. Desarrollo

En la presente sección se va a describir en detalle cada uno de los capítulos que se han llevado a cabo para el desarrollo de la presente tesis.

Tras la justificación general del estudio de las repercusiones acústicas, por un lado, de los nuevos conceptos de combustión y, por otro lado, del uso de combustibles alternativos en condiciones convencionales de operación Diesel, en el capítulo 2 se expone la información más relevante de la revisión bibliográfica desarrollada de forma continua a lo largo de la realización de la tesis. Los principales temas de búsqueda, de acuerdo con los objetivos del proyecto fueron:

- Descripción de los nuevos conceptos de combustión, resaltando sus ventajas y desventajas, particularmente en lo que se refiere a la producción de emisiones contaminantes, prestaciones, y ruido de combustión.

- Exploración de algunos de los combustibles alternativos usados en motores Diesel, destacando su efecto en la emisión de contaminantes, consumo de combustible, rendimiento y ruido de combustión.
- Descripción de los estudios sobre el ruido de combustión de los nuevos conceptos de combustión Diesel y del uso de combustibles alternativos en condiciones nominales de funcionamiento que se han desarrollado en los últimos años.
- Dar a conocer los diferentes métodos de predicción del ruido de combustión y técnicas avanzadas de tratamiento de señales aplicadas al estudio del campo acústico externo.
- Presentar los estudios sobre la calidad sonora y la percepción subjetiva del ruido emitido por motores Diesel.

A continuación, se definió la instalación y metodologías experimentales necesarias para el correcto desarrollo de los ensayos llevados a cabo. Para cada uno de los casos de estudio, se han definido estrategias de partida que, por una parte, sean compatibles con las capacidades del motor, y por otra permitan disponer de un abanico suficientemente amplio de variantes que permitieron identificar los aspectos relevantes desde el punto de vista del ruido.

El capítulo 4 se enfoca en el estudio del ruido de combustión del concepto PCCI. Como punto de partida se realiza un estudio básico de dicho concepto en el cual se evalúa el efecto de algunos parámetros de la combustión sobre la calidad sonora, nivel global de ruido de combustión, emisiones contaminantes y prestaciones del motor. De acuerdo con los resultados obtenidos en el estudio de base, se plantean acciones que contribuyen a la mejora del ruido de combustión. Por un lado, el uso de la inyección piloto, que como es sabido en condiciones convencionales de operación Diesel, es una buena medida para reducir el ruido de combustión, y por otro lado, el uso de mezclas de Gasolina/Diesel, que permiten desarrollar combustiones premezcladas con más facilidad y evitan el uso de altas tasas de EGR gracias a su menor número de cetano y mayor volatilidad comparado con un combustible Diesel estándar.

En el capítulo 5 se realiza un estudio del impacto del uso de un combustible sintético y de mezclas de biodiesel sobre el ruido de combustión en condiciones convencionales de operación Diesel. El estudio de base muestra que el impacto de los combustibles alternativos sobre la calidad sonora del ruido de combustión no es tan importante, y que por el contrario, el uso de estos combustibles brinda grandes beneficios en cuanto a la reducción de emisiones contaminantes en zonas específicas de funcionamiento del motor. Con el fin

de mejorar los resultados del ruido de combustión de las mezclas de biodiesel, sin perjudicar de manera significativa los niveles de emisiones contaminantes y consumo específico de combustible, se ha realizado un estudio de sensibilidad a la variación de la tasa de EGR, puesto que es uno de los parámetros que más impacto tiene en el proceso de combustión.

Para finalizar, en el Capítulo 6 se realiza una síntesis de los principales aportes y las conclusiones obtenidas del trabajo realizado. A partir de estas conclusiones se proponen una serie de trabajos futuros.

Bibliografía

- [1] Lilik G. K., Martin J. y Boehman A. L. “Advanced combustion operation in a compression ignition engine”. *Energy & Fuels*, Vol. 23 n° 1, pp. 143–150, 2009.
- [2] Muncrief R. L., Rooks C. W., Cruz M. y Harold M. P. “Combining biodiesel and exhaust gas recirculation for reduction in NO_x and particulate emissions”. *Energy & Fuels*, Vol. 22 n° 2, pp. 1285–1296, 2008.
- [3] Schumacher L. G., Borgelt S. C., Fosseen D., Goetz W. y Hires W. G. “Heavy-duty engine exhaust emission tests using methyl ester soybean oil/diesel fuel blends”. *Bioresource Technology*, Vol. 57 n° 1, pp. 31–36, 1996.
- [4] *Torres y Carrera*. Información técnica disponible en <http://www.torresycarrera.com>.
- [5] *BioOils*. Información técnica disponible en <http://www.bio-oils.com>.

Capítulo 2

Conceptos avanzados de combustión Diesel

Contenido

2.1. Introducción	15
2.2. Estado actual de los motores Diesel	16
2.3. Acciones para afrontar los inconvenientes de los motores Diesel	16
2.4. Nuevos conceptos de combustión	19
2.4.1. Concepto de inyección indirecta	22
2.4.2. Concepto de inyección mixta	23
2.4.3. Conceptos de inyección directa	23
2.4.3.1. Conceptos de inyección directa retrasada.	23
2.4.3.2. Conceptos de inyección directa adelantada	25
2.5. La influencia de los nuevos combustibles en el funcionamiento de los motores Diesel	32
2.5.1. Biodiesel	33
2.5.2. Combustibles sintéticos	34
2.5.3. Mezclas de Gasolina/Diesel	35
2.6. Problemática de las nuevas alternativas sobre el ruido de combustión	36
2.6.1. El ruido de combustión en motores PCCI	37
2.6.2. El ruido de combustión con combustibles alternativos	38
2.7. El ruido de combustión Diesel	40
2.7.1. Clasificación del ruido total del motor	40

2.7.1.1.	Ruido de Combustión	40
2.7.1.2.	Ruido Mecánico	44
2.7.2.	Métodos de predicción del ruido de combustión ...	45
2.7.2.1.	Atenuación del bloque	46
2.7.2.2.	Análisis tiempo-frecuencia	48
2.7.2.3.	Descomposición de la señal de presión en cilindro	53
2.7.3.	Calidad sonora	58
2.7.3.1.	Parámetros psicoacusticos	59
2.7.3.2.	Parámetros estadísticos	62
2.8.	Síntesis y conclusiones.....	64
	Bibliografía.....	66

2.1. **Introducción**

Desde el punto de vista ambiental, los altos niveles de óxidos de nitrógeno (NO_x) y partículas (PM), el uso de combustibles derivados del petróleo y los altos niveles de ruido de combustión, son los principales inconvenientes de los motores Diesel de inyección directa (DI). Para hacer frente a estas dificultades, en los últimos años, se han desarrollado y empleado nuevos conceptos de combustión y combustibles alternativos, respectivamente. Estos, permiten reducir los actuales niveles de emisiones contaminantes que se producen en una combustión Diesel convencional y así evitar el uso excesivo de combustibles de origen fósil. Sin embargo, aún existen numerosas incertidumbres con respecto al ruido de combustión de estas soluciones. Por esta razón, entre los objetivos de este capítulo se encuentran: resumir el conocimiento existente sobre los nuevos conceptos de combustión Diesel y combustibles alternativos y exponer los aspectos más importantes relacionados con la generación del ruido de combustión y los principales métodos de predicción.

En primer lugar, se describe la situación actual del motor Diesel y las restrictivas normativas que deberá afrontar en un futuro cercano. Seguidamente, se enumeran las distintas soluciones en las que se trabaja, tanto para reducir los niveles de emisiones contaminantes, como para evitar el uso de combustibles de origen fósil.

A continuación, se realiza una breve descripción de los principales nuevos conceptos de combustión Diesel y algunos de los combustibles alternativos que están siendo usados actualmente en los motores Diesel de automoción, resaltando sus ventajas y desventajas.

Después, se desarrolla una revisión del conocimiento existente sobre el ruido de combustión de los nuevos conceptos de combustión y del uso de combustibles alternativos en motores Diesel. Posteriormente, se describen los principales componentes del ruido del motor y sus fuentes, dando a conocer que el ruido asociado al proceso de combustión constituye la fuente de ruido predominante en vehículos que emplean motores Diesel. A continuación, se exponen brevemente los principales métodos de predicción del ruido de combustión y se estudia el concepto de calidad sonora.

Finalmente, se resumen las principales conclusiones que se desprenden de la revisión bibliográfica realizada y se plantean las bases de las diferentes aportaciones de la presente tesis.

2.2. Estado actual de los motores Diesel

Tradicionalmente los motores Diesel han sido utilizados en vehículos pesados y aplicaciones navales, pero con el paso del tiempo, estos están siendo empleados cada vez más en vehículos de automoción y aplicaciones poco convencionales, como en el sector aeronáutico [1]. Las mejoras en las prestaciones, el consumo de combustible, el confort en la conducción y la capacidad que ofrecen para afrontar las restrictivas normativas a las cuales se ven sometidos, es lo que hace a los motores Diesel estar en ventaja, con respecto a los motores de gasolina [2, 3]. En los últimos años, el mundo y especialmente el continente Europeo, ha visto como los motores Diesel de inyección directa (DI) equipados con sistemas de inyección de alta presión (common rail) han incrementado su posicionamiento en el sector automotriz. En países como Austria, España, Francia e Italia, el porcentaje de ventas total de automóviles equipados con motores Diesel excede el 50 %, lo cual equivale a más de 8 millones de vehículos anualmente [4, 5].

Sin embargo, a pesar de ser considerado un motor respetuoso con el medio ambiente, debido al menor consumo y por consiguiente, una disminución de los niveles de CO_2 , estos sistemas de propulsión, no están exentos de inconvenientes. De acuerdo con la Asociación de Constructores Europeos de Automóviles [6], los motores Diesel consumen 30 % menos de combustible y emiten 25 % menos de CO_2 en promedio que los motores de Gasolina. Entre las principales desventajas de los motores Diesel se encuentran los altos niveles de NO_x y partículas, el uso de combustibles derivados del petróleo, y los elevados niveles de ruido que emiten. Para encarar estas dificultades, se han propuesto diferentes acciones entre las que se encuentran conceptos avanzados de combustión que permiten controlar la formación de contaminantes y el uso de combustibles alternativos.

2.3. Acciones para afrontar los inconvenientes de los motores Diesel

El impacto que tienen los NO_x y las partículas sobre el medio ambiente incluye: la formación de lluvia ácida, cambios climáticos, deterioro de la calidad del agua y la tierra y problemas de visibilidad [4]. Lo anterior, ha llevado a que numerosas investigaciones se enfoquen en hacer que los motores Diesel puedan afrontar las exigentes normativas que están en vigor desde el año 2007 e irán hasta el año 2014, las cuales exigen la reducción de los actuales niveles de óxidos de nitrógeno y partículas. Como se observa en la figura 2.1, en los

últimos 20 años los niveles de NO_x y partículas se han debido reducir casi en un orden de magnitud. Desafortunadamente, la reducción simultánea de NO_x y partículas de los motores Diesel no es una tarea fácil, ya que ambos contaminantes tienen desarrollos opuestos; esto es usualmente conocido como el “Dilema Diesel” o como trade-off entre PM y NO_x [7, 8].

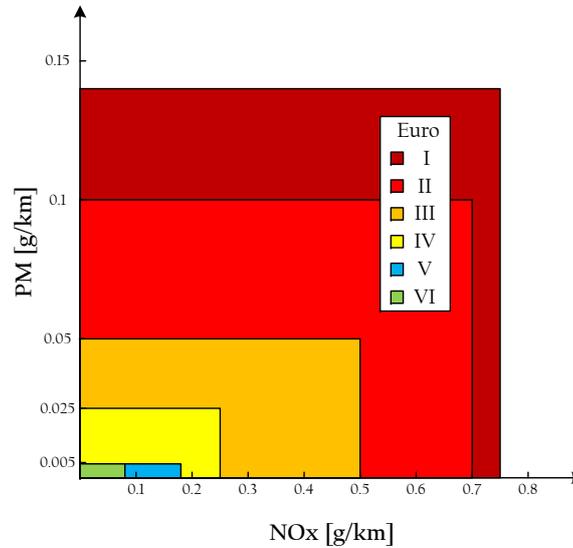


Figura 2.1. Evolución de la normativa para la reducción de NO_x y partículas aplicable a motores Diesel.

La formación de NO_x y partículas depende principalmente de las temperaturas locales que se generan en la cámara de combustión [9]. Los NO_x se forman en las regiones de alta temperatura de combustión y su formación llega a ser mayor en regiones cercanas a la estequiométrica. Para poder reducir los NO_x , la combustión debería desarrollarse a temperaturas locales cercanas a los 2000 - 2200 K. Por su parte, la formación de partículas se desarrolla a una temperatura entre los 1000 K y 2800 K [10], es decir justamente en las temperaturas a las cuales los NO_x se reducen.

Un ejemplo en el cual se evidencia el trade-off entre las partículas y los NO_x es cuando se varía el avance de la inyección. Al inyectar el combustible en un avance retrasado con el propósito de desplazar la fase de combustión principal a la carrera de expansión, se desarrolla una importante reducción de la máxima temperatura, lo cual contribuye a disminuir las emisiones de NO_x . Sin embargo, las bajas temperaturas hacen que menos partículas sean oxidadas y se tenga un bajo rendimiento térmico. Por otra parte, al emplear inyecciones

tempranas, se incrementa el rendimiento efectivo del motor y bajan los niveles de partículas, pero los niveles de NO_x sufren un aumento [10]. Otro caso del trade-off es cuando se intenta disminuir los niveles de NO_x al reducir la temperatura de combustión, generando un aumento en los niveles de partículas debido a la baja oxidación [3, 11, 12].

Como una respuesta a las fuertes normativas sobre las emisiones, se han desarrollado mejoras en los dispositivos de post-tratamiento de gases, nuevos conceptos de combustión y empleado nuevos combustibles alternativos. Las trampas de partículas, son un buen ejemplo de los sistemas de post-tratamiento empleados en los motores de combustión interna alternativos para capturar las partículas producidas durante el proceso de combustión y evitar así su liberación a la atmósfera. Sin embargo, el desarrollo de acciones pasivas, como las trampas de partículas, no es suficiente, y también se requiere del uso de acciones activas que permitan controlar la formación de contaminantes en el cilindro, lo cual exige conceptos avanzados de combustión.

En este orden de ideas, el cambio de una combustión Diesel heterogénea a homogénea (conceptos avanzados de combustión) es considerado una alternativa promisoría para reducir NO_x y partículas, manteniendo rendimientos similares a los de la combustión Diesel convencional y evitando costosos y voluminosos sistemas de post-tratamiento [13]. Para lograr una reducción simultánea de NO_x y PM, las nuevas estrategias de combustión buscan poder desarrollar una buena mezcla de aire y combustible en el cilindro antes de que ocurra el encendido, para evitar la molesta relación C-O la cual lleva a la formación de PM; y poder reducir la temperatura de combustión para minimizar los NO_x . Adicionalmente, se usan grandes cantidades de EGR para extender el tiempo de retraso y reducir aún más los niveles de NO_x .

Así mismo, junto con el desarrollo de los nuevos conceptos de combustión, la búsqueda de combustibles alternativos ha ganado gran importancia en los últimos años, debido a la necesidad de encontrar combustibles idóneos que puedan reemplazar a los combustibles de origen fósil, y de esta forma cubrir la demanda de energía para el desarrollo de las naciones, ya que el consumo de energía global se espera que aumente aproximadamente en un 50 % para el año 2030 [14]. Otro de los motivos que impulsan la producción de combustibles alternativos es la búsqueda de opciones que permitan minimizar los efectos perjudiciales que se producen al utilizar combustibles de origen fósil, como por ejemplo, los altos niveles de emisiones contaminantes. Entre los diversos tipos de combustibles alternativos se encuentran: el biodiesel, el etanol, hidrógeno, metanol, gas natural, propano y combustibles sintéticos.

2.4. Nuevos conceptos de combustión

Para poder entender y distinguir las diferencias que existen entre un proceso de combustión Diesel convencional y los nuevos conceptos de combustión, se desarrollara una breve explicación del proceso de combustión Diesel convencional a partir de la tasa de liberación de calor. La tasa de liberación de calor permite comprender de forma temporal cómo ocurre el proceso de combustión Diesel, definiendo las diferentes fases en las que se divide, tal y como se muestra en la figura 2.2.

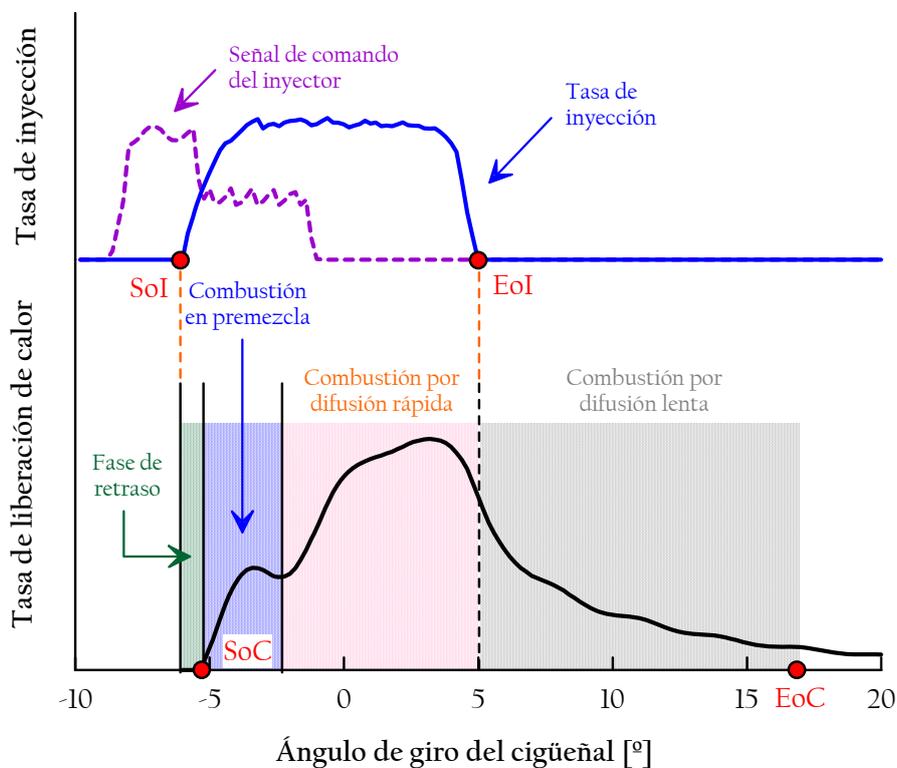


Figura 2.2. Fases del proceso de combustión Diesel.

Como se observa en la figura 2.2, la primera fase corresponde al tiempo de retraso, la cual comprende el periodo de tiempo entre el inicio de la inyección y el inicio del proceso de combustión, en donde el combustible se mezcla con el aire gracias a la atomización del chorro, el englobamiento del aire y la evaporación. Debido a que la atmósfera dentro de la cámara de combustión contiene oxígeno, empiezan a darse pre-reacciones químicas de

baja intensidad que llevan al autoencendido espontáneo de la mezcla, dando inicio a la fase de combustión premezclada [15]. Esta etapa se caracteriza por que la generación de calor presenta un máximo para luego descender hasta un mínimo. Posteriormente, la fase de combustión por difusión rápida, comienza en el momento en el que se consume la masa de aire mezclada con el combustible durante la fase de retraso, finalizando la fase de combustión premezclada.

La tasa de liberación de calor se encuentra controlada principalmente por el proceso de mezcla del combustible evaporado con el aire, y la relación oxígeno/combustible en la zona de reacción se encuentra en torno a la estequiométrica [16, 17], lo cual resulta en una alta temperatura de llama y por ende, en un incremento de los niveles de NO_x [18]. Finalmente, en la fase de combustión por difusión lenta, el proceso de formación de la mezcla aire/combustible se deteriora dando como resultado una disminución progresiva de la tasa de liberación de calor hasta que finaliza el proceso de combustión [19]. La fracción másica de oxígeno y la evolución de la temperatura de llama condicionan fuertemente la formación de contaminantes durante el proceso de combustión. Por ello son determinantes tanto para la formación de NO_x como de partículas [16, 20], como se expuso en el apartado 2.3.

Para poder reducir simultáneamente los niveles de NO_x y partículas se han propuesto nuevos conceptos de combustión. Estos conceptos se basan en el desarrollo de procesos de combustión con dosados relativos locales menores a 2 y con una temperatura de combustión inferior a los 2200 K. Con este fin, en los últimos años, han surgido soluciones enfocadas en la consecución de sistemas de combustión de baja temperatura controlada por mezcla y de combustión en fase premezclada [21].

En la combustión de baja temperatura controlada por mezcla, se busca mejorar el englobamiento del aire hasta la sección de lift-off para que el dosado local relativo se reduzca a un valor cercano a 2, evitando así la formación de hollín. Para esto es necesario una alta presión de sobrealimentación, bajas temperaturas del aire en la admisión y altos niveles de EGR. Adicionalmente, se usan inyectores con diámetros de orificio muy pequeños y altas presiones de inyección para mejorar la atomización del combustible. A pesar de que con este tipo de combustión se consiguen reducciones importantes de NO_x y partículas, presenta el inconveniente de penalizar el rendimiento indicado del motor.

Por otra parte con la combustión en fase premezclada se busca aumentar el tiempo de retraso. Esto se puede hacer actuando sobre el punto de inyección y empleando grandes cantidades de EGR [22–25]. El modelo ideal de este

tipo de combustión es el de carga homogénea, HCCI [4, 26]. La combustión HCCI se caracteriza porque el aire y el combustible se mezclan antes del inicio de la combustión y la mezcla se auto-enciende como resultado del incremento de la temperatura en la carrera de compresión [27, 28]. La combustión por compresión de una mezcla homogénea o premezclada, es un proceso híbrido entre los motores de encendido provocado (MEP) y los motores de encendido por compresión (MEC), ya que una mezcla homogénea o premezclada de aire y combustible como en los MEP, se comprime hasta su auto-encendido como en los MEC. Su principio de operación se basa en dos procesos básicos: en el primero, se debe formar una mezcla homogénea, y en el segundo, la mezcla se auto-enciende debido a la temperatura que se genera en la carrera de compresión. Al formarse una mezcla homogénea, la combustión se inicia simultáneamente en muchos puntos de la cámara de combustión y tiene lugar sin propagación de un frente de llama. Lo anterior, evita que las temperaturas locales aumenten significativamente, lo cual reduce la formación de NO_x . Además, la ausencia de una fase de combustión por difusión y regiones de dosado rico evita la formación de partículas.

Experimentalmente con la combustión HCCI se han logrado reducciones hasta del 95 % en los niveles de NO_x [29], pero a pesar de este gran potencial, esta solución tiene algunos problemas que necesitan aun ser resueltos: el difícil control del encendido y la combustión sobre un amplio rango de operaciones (velocidades y cargas) [30]. En los motores Diesel con combustión convencional y más especialmente en las combustiones homogéneas o premezcladas, al inicio de la combustión se produce una importante variación temporal de la señal de presión, provocando el conocido “Golpe” Diesel o Knock. Al ser el incremento de la presión en el cilindro demasiado severo, el ruido del motor aumenta a niveles inaceptables, especialmente en condiciones de altos grados de carga. Debido a los altos niveles de ruido emitidos en el concepto HCCI, se requiere una considerable dilución de la mezcla con el fin de ralentizar la velocidad de la reacción química y así poder, tener un mayor control sobre la combustión.

Debido a la dificultad de producir una mezcla completamente homogénea antes del autoencendido, se han desarrollado otros conceptos más fáciles de producir, los cuales se pueden incluir en el concepto de combustión premezclada. Según la fase del ciclo en la cual ocurre la inyección del combustible, se han clasificado los nuevos conceptos de combustión premezclada, como se muestra en la figura 2.3.

A continuación se describirán las principales características de cada uno de estos conceptos.

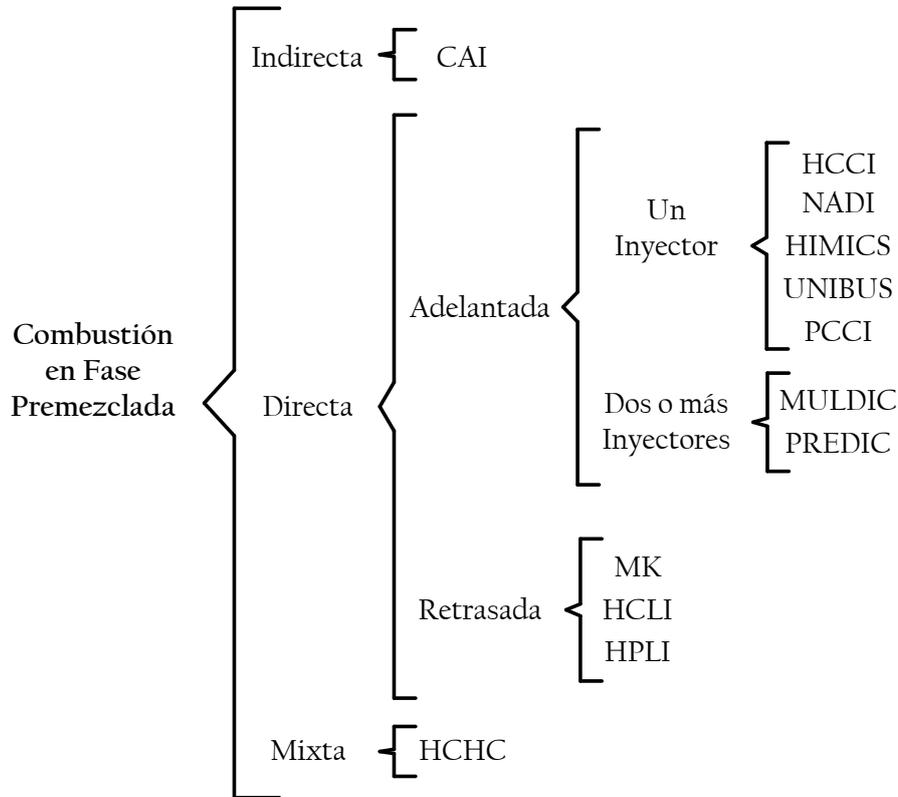


Figura 2.3. Clasificación de los conceptos de combustión en fase premezclada según el método de inyección de combustible.

2.4.1. Concepto de inyección indirecta

En esta categoría se encuentra el concepto CAI (Controlled Auto Ignition). La manera más simple de conseguir una mezcla homogénea es inyectando el combustible aguas arriba de la válvula de admisión e introduciendo la mezcla al cilindro durante la carrera de admisión [28]. Para la inyección del combustible, generalmente se emplea un sistema de inyección de baja presión. En este tipo de combustión normalmente se emplean combustibles volátiles, para evitar depósitos de combustible en estado líquido en el conducto de admisión. Para el autoencendido, el combustible se mezcla con el aire caliente en el colector de admisión y la temperatura de la mezcla aire/combustible se incrementa aún más durante la carrera de compresión. Este concepto tiene el inconveniente de no tener un control directo sobre el inicio de la combustión y que produce

elevados niveles de ruido de combustión, debido a la rápida velocidad de quemado.

2.4.2. Concepto de inyección mixta

Este concepto, combina las características de una inyección indirecta y una inyección directa. Con esto se consigue un grado de libertad adicional al poder producir una carga estratificada en el cilindro. El concepto más sobresaliente de este tipo de combustión es el HCDC.

HCDC (Homogeneous Charge Diesel Combustion): propuesto por el instituto de investigación Traffic Safety and Nuisance en 1997. En este concepto de combustión la mayor parte del combustible se inyecta en el colector de admisión para formar una mezcla homogénea y se da inicio a la combustión inyectando una pequeña cantidad de combustible directamente en la cámara de combustión. Con el fin de mantener los niveles de NO_x y partículas bajos, en la combustión HCDC se debe incrementar la relación entre el combustible inyectado para la premezcla y el inyectado directamente en la cámara de combustión; sin embargo, esta relación se limita por los altos niveles de ruido de combustión emitidos y el grado de carga del motor [31, 32]. Este concepto se caracteriza por evitar combustiones bajo condiciones estequiométricas o mezclas ricas. Al emplear el combustible Diesel estándar se producen auto-encendidos de combustible tempranos y rápidos, debido a su mayor número de cetano, lo cual complica ampliar su rango de operación [33].

2.4.3. Conceptos de inyección directa

El segundo método de inyección utilizado en los nuevos conceptos de combustión consiste en inyectar directamente en la cámara de combustión. Este tipo de inyección, a su vez, se puede realizar de dos formas: inyectando el combustible muy tarde cerca del PMS, o inyectando el combustible muy temprano en la carrera de compresión. A continuación se describen los conceptos que forman parte de estos dos grupos:

2.4.3.1. Conceptos de inyección directa retrasada

Si la combustión es retrasada, la temperatura y la densidad del gas disminuyen –debido al movimiento de expansión del pistón– llevando a largos retrasos de auto-encendido y a una mejora de la formación de la mezcla. Cuando el avance de la inyección es retrasado, la forma de la curva de la tasa

de liberación de calor empieza a cambiar; la fracción de premezcla aumenta mientras que la combustión por difusión llega a ser menos importante, esto junto con el empleo de altas tasas de EGR, hacen que el tiempo de retraso sea lo suficientemente largo, como para formar mezclas completamente homogéneas, permitiendo así reducir las emisiones de NO_x y partículas. Esta estrategia de inyección evita los problemas asociados con el choque de combustible con la pared del cilindro y el inicio demasiado temprano de la combustión.

Entre los más importantes conceptos de combustión de inyección directa retrasada se encuentran:

MK (Modulated Kinetics): este sistema de combustión fue propuesto por Nissan Motor Corporation en 1998. Con el propósito de reducir simultáneamente las emisiones de NO_x y partículas, el tiempo de retraso debe exceder a la duración de la inyección para asegurar que todo el combustible tenga suficiente tiempo para premezclarse. Esto se puede lograr ya sea incrementando la presión de inyección, aumentando el nivel de torbellino del aire para incrementar la velocidad de la combustión y/o usando altas tasas de EGR. Las altas tasas de EGR, reducen la concentración de oxígeno en la admisión, disminuyen la temperatura de combustión y aumentan el tiempo de retraso. Lo anterior, contribuye a la dispersión del combustible inyectado para llevar a cabo una combustión premezclada [25, 34–41]. Este concepto se caracteriza por lograr una reducción de la variación temporal de la presión máxima en el cilindro, especialmente al usar altas tasas de EGR, lo cual evita altos niveles de ruido de combustión [4, 42].

Al desarrollar la combustión MK se evita la mayor parte de los problemas asociados con el choque de combustible con la pared del cilindro, situación que se evidencia en la mayoría de los conceptos de combustión homogénea y tiene un mejor control sobre el inicio de la combustión. Sin embargo, los tiempos de retraso que se alcanzan con combustible Diesel estándar no son lo suficientemente largos, lo cual limita este concepto a cargas parciales del motor. A pesar de la reducción de NO_x y partículas, los niveles de UHC (Hidrocarburos sin quemar) y CO (Monóxido de carbono) aumentan, al igual que el consumo de combustible [43]. El incremento de los niveles de UHC y de CO se debe a la reducción de la concentración de oxígeno y las bajas temperaturas de combustión que se alcanzan con las altas tasas de EGR que se emplean en este concepto [38, 44].

HCLI (Homogeneous Charge Late Injection): este nuevo concepto de combustión se encuentra en etapa de desarrollo por AVL. En este tipo de combustión, la inyección del combustible se produce muy cerca del final de la carrera de compresión, produciéndose una rápida homogenización de la mezcla

[45]. El inicio y la velocidad de la combustión no pueden ser controlados por la inyección del combustible debido a que depende, de la cinemática química de la mezcla y su aplicación se limita sólo a baja carga. Al igual que en otros conceptos, el rápido desarrollo de la combustión, lleva a variaciones importantes de la presión en el cilindro y así a mayores niveles de ruido de combustión.

HPLI (*Highly Premixed Late Injection*): este concepto también se encuentra en etapa de desarrollo por AVL. Normalmente en este concepto la inyección se produce después del PMS. Con el fin de evitar una combustión convencional, el inicio de la inyección debe ser lo suficientemente retrasado para asegurar un tiempo de retraso largo que permita la homogenización de la mezcla antes de la combustión. En el proceso HPLI, el intervalo entre el final de la inyección y el inicio de la combustión es una variable decisiva para la formación de la mezcla debido a que la homogenización ocurre muy tarde. La transferencia de calor del proceso de combustión HPLI es muy baja debido al retraso de la combustión. La gran reducción de partículas que es posible alcanzar con este concepto se debe básicamente a que la combustión es en su mayoría premezclada [45].

Finalmente, la figura 2.4, muestra una comparación de los resultados de emisiones contaminantes, rendimiento indicado y tasa de EGR de los conceptos de combustión de inyección directa retrasada, combustión HCCI y la combustión convencional. De dicha comparación, se observa que los resultados más satisfactorios se deben a la gran reducción de los niveles de NO_x de los nuevos conceptos de combustión con respecto a la combustión Diesel convencional, debido principalmente, a las altas tasas de EGR que son usadas en estos conceptos. Además de esto, se observa que en la mayoría de los casos los niveles de partículas se reducen, y que desafortunadamente los niveles de UHC y CO aumentan, debido a las bajas temperaturas a las cuales se desarrolla la combustión. Con respecto al rendimiento indicado del motor con combustiones con inyección retrasada, la máxima caída de rendimiento que se presenta es de aproximadamente un 10 %, en comparación con el rendimiento de la combustión convencional.

2.4.3.2. Conceptos de inyección directa adelantada

Otro de los métodos usados para obtener una mezcla homogénea de aire y combustible dentro del cilindro es el relacionado con el empleo de una inyección adelantada (muy avanzada con respecto al PMS), de una porción o cantidad total del combustible. La ventaja de esta forma de inyección es que

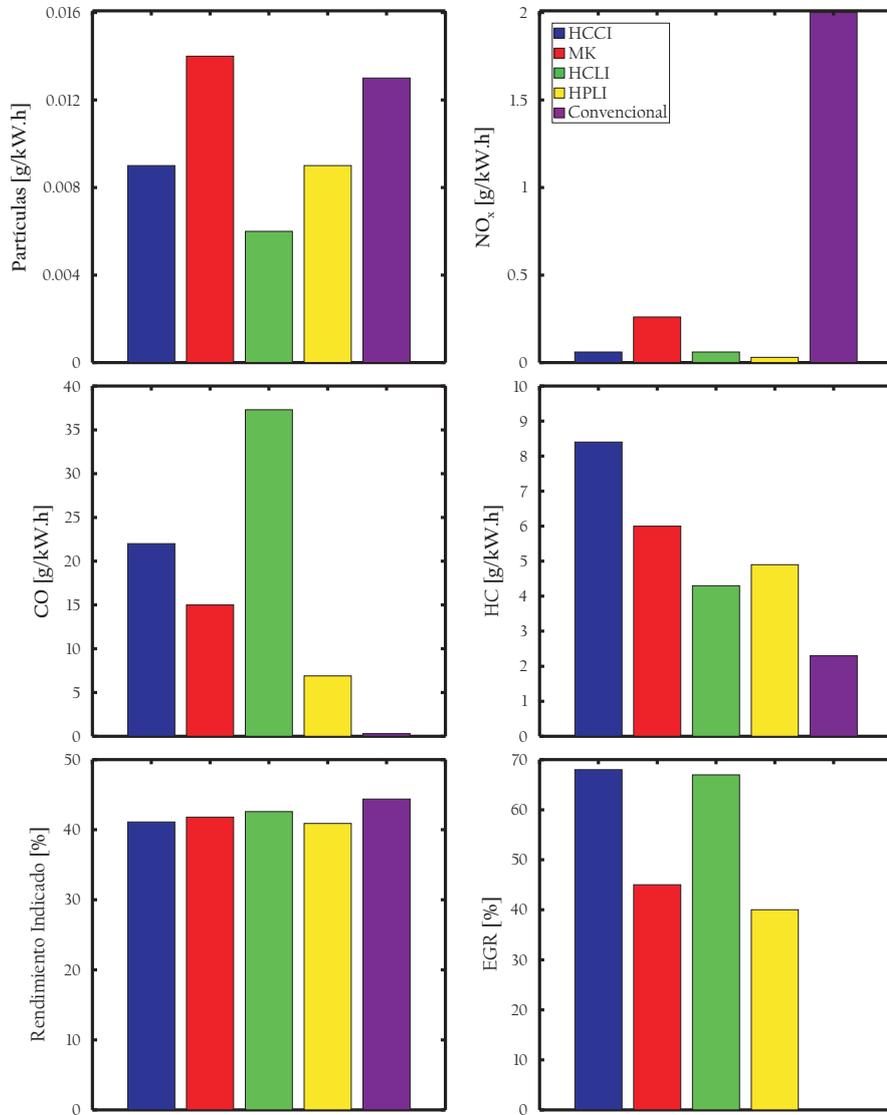


Figura 2.4. Comparativa de los resultados de los conceptos de combustión de inyección directa retrasada, combustión HCCI y una combustión convencional.

el proceso de combustión ocurre cerca del PMS, con lo que el rendimiento del motor puede ser muy alto. La combustión homogénea con inyección directa adelantada tiene el inconveniente del choque de pared especialmente cuando

se usa Diesel estándar. La estrategia de inyección directa se puede realizar por medio de uno o varios inyectores, como se describe a continuación:

Inyección adelantada con dos o más inyectores

Los dos conceptos que emplean dos o más inyectores han sido desarrollados por el instituto japonés New ACE en 1996.

PREDIC (PREmixed lean Diesel Combustion): en este concepto, la inyección del combustible normalmente se realiza empleando dos inyectores laterales. Con esta estrategia de inyección los chorros chocan en la región central del cilindro mejorando de esta manera la mezcla de aire y combustible y reduciendo la penetración, lo cual evita el choque del combustible con la pared del cilindro [46]. Cuando la inyección es muy adelantada se generan problemas para controlar el inicio de la combustión, en cambio, con inyecciones más retrasadas se tienen altos niveles de ruido de combustión [47]. Para incrementar el rango de operación de este concepto se propuso el concepto MULDIC [36].

MULDIC (MULTiple stage Diesel Combustion): se presenta como una solución para las condiciones de operación de alta carga en modo HCCI. Surge con el propósito de incrementar el rango de operación del concepto PREDIC, en donde se adiciona una segunda inyección alrededor del PMS, lo cual combina una combustión premezclada de una mezcla pobre (PREDIC) con una combustión convencional por difusión en condiciones de alta temperatura y baja concentración de oxígeno en la admisión [4]. Emplea múltiples inyecciones de combustible y en ocasiones altas tasas de EGR para reducir aún más los niveles de NO_x [36, 48–51]. A pesar, que la segunda etapa de la combustión se da de forma muy similar a la combustión Diesel convencional, las emisiones de NO_x y partículas se reducen con respecto a las de la combustión tradicional, aunque las emisiones de hidrocarburos sin quemar tienden a incrementar.

Inyección adelantada con un inyector

NADI (Narrow Angle Direct Injection): es un concepto de combustión abanderado por el IFP (Institut Français de Pétrole), en el cual, el diseño de la cámara de combustión y formación del chorro son optimizados para los conceptos de combustión HCCI con inyecciones adelantadas, sin perder las características de una combustión Diesel convencional. El motor opera en combustión HCCI en condiciones de carga parcial y en combustión

Diesel convencional a plena carga [27]. Para evitar el impacto del combustible con la pared del cilindro, se utiliza un inyector con un ángulo de inyección cerrado (formando un cono de aproximadamente 60°), lo cual permite inyectar el combustible muy temprano y así ampliar el rango de operación del motor [52]. El concepto de combustión NADI permite significantes reducciones de NO_x y partículas, mientras los UHC y CO aumentan sustancialmente, debido a las bajas temperaturas de la combustión [49, 53].

HIMICS (Homogeneous charge intelligent Multiple Injection Combustion System): fue desarrollado por Hino Motors Ltd en 1997 [54]. Este concepto de combustión se basa en la compresión de una mezcla pobre premezclada, combinada con inyecciones múltiples. Para formar una mezcla pobre homogénea, parte del combustible se inyecta en una etapa adelantada durante la carrera de compresión y el resto en cercanías al PMS y eventualmente una post-inyección para reducir las partículas. Entre los inconvenientes de este concepto de combustión se encuentran sus altos niveles de emisiones de UHC y CO, prematuro encendido e inadecuada homogenización de la premezcla [4].

UNIBUS (UNIFORM Bulky combustion System): este concepto de combustión fue desarrollado por Toyota Motor Corporation en el año 2000 [48, 55]. Es un concepto que usa dos inyecciones separadas en condiciones de baja velocidad y baja carga. Su primera inyección es muy temprana, lo cual permite crear una mezcla homogénea antes de la segunda inyección. Por su parte, la segunda inyección tiende a quemar la cantidad de combustible restante [23, 49], lo cual mejora significativamente la eficiencia de la combustión sin producir excesivos niveles de UHC y CO. Aunque la segunda inyección aumenta los niveles de NO_x , estos continúan siendo inferiores a los que se producen al realizar una combustión convencional [27].

PCCI (Premixed Charge Compression Ignition): la combustión PCCI puede verse como una situación intermedia entre la combustión convencional y la combustión HCCI [56], en donde el combustible, aire y gases residuales se mezclan parcialmente, lo cual es más fácil de desarrollar en la práctica [48, 57, 58], permitiendo una mayor reducción de emisiones de NO_x y partículas [59, 60]. En el concepto de combustión PCCI, se emplean inyecciones muy tempranas, las cuales junto con altas tasas de EGR y/o con combustibles con un bajo número de cetano, aumentan el tiempo de retraso, lo cual hace que el inicio de la combustión se dé en cercanías al PMS, haciendo que más combustible se queme en condiciones premezcladas [61]. En la figura 2.5 se muestra una comparación entre diferentes estrategias de combustión PCCI y la combustión convencional [62]. De esta gráfica se observa que en el concepto

PCCI se produce un rápido incremento de la tasa de liberación de calor, lo cual eleva los niveles de ruido de combustión. La rápida liberación de calor de este nuevo concepto de combustión, puede ser controlada por la modificación de los parámetros de inyección [63]. El empleo de inyecciones muy tempranas puede causar la dilución del aceite lubricante debido al choque de combustible con las paredes del cilindro y así producir excesivas emisiones de CO y UHC [64].

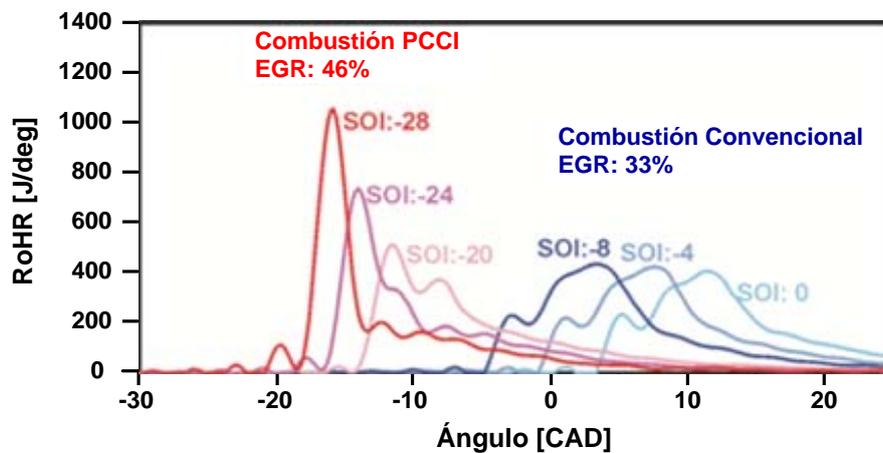


Figura 2.5. Comparación de la tasa de liberación de calor de estrategias de combustión PCCI y combustión convencional.

Por otra parte, y en contraste con la combustión Diesel convencional, la combustión PCCI requiere altas tasas de EGR para disminuir la temperatura de combustión y aumentar el tiempo de retraso, lo cual contribuye a reducir los niveles de NO_x [65]. Adicionalmente, el EGR se usa también como un método base para controlar el tiempo de encendido y la tasa de liberación de calor, haciendo que la duración de la combustión se prolongue y el inicio de la combustión se retrase [66].

Como se mencionó anteriormente, este tipo de combustión no tiene tantas dificultades de implementación como la combustión HCCI, o los otros conceptos, los cuales en algunas situaciones requieren cambios en la configuración de la cámara de combustión o en el sistema de inyección. Por esta razón, se ha seleccionado este concepto para ser estudiado de manera experimental en esta tesis. El concepto PCCI, al no emplear inyecciones tan adelantadas, previene el excesivo choque de combustible con la pared del cilindro, permitiendo de esta manera obtener mejores rendimientos en el motor que cuando se utiliza el concepto HCCI o las estrategias que emplean inyección

retrasada. Lo anterior, permite una implementación en motores de producción más fácil.

A pesar, de las importantes reducciones de emisiones contaminantes (NO_x y partículas) que se alcanzan con estos nuevos conceptos de combustión, para la completa y correcta implementación de dichas estrategias en motores Diesel de automoción, primero se deberán solucionar algunos inconvenientes entre los que se encuentran [27]:

- *Dificultad del control de la fase de combustión:* uno de los principales problemas de los nuevos conceptos de combustión, especialmente cuando la inyección se realiza muy adelantada es el control de la posición de la combustión en el ciclo. El inicio de la combustión en estos conceptos depende de las propiedades del combustible, la homogeneidad de la mezcla, la fracción de gases residuales, la tasa de EGR, la relación de compresión, la temperatura de la admisión y algunos otros parámetros de diseño del motor. Entre las estrategias para controlar la fase de la combustión se propone emplear combustibles más volátiles e intentar controlar la temperatura de la mezcla, ya sea, variando el avance de la inyección, la relación de compresión o la temperatura en la admisión [7, 22, 67].
- *Elevados niveles de ruido:* en cualquiera de los conceptos que se acaban de resumir, el hecho de que el inicio de la combustión se dé en condiciones de premezcla sugiere que los problemas del ruido de combustión sean aún más severos que en los motores convencionales, especialmente en condiciones de alta carga, en donde se produce un significativo incremento de la variación temporal de la presión en el cilindro [22, 45, 67, 68]. Los altos niveles de ruido de combustión producidos, pueden llegar a impedir la implementación de estos nuevos conceptos de combustión, y por tal razón, perder los grandes beneficios en cuanto a la reducción de emisiones contaminantes que estas estrategias brindan.
- *Altos niveles de emisiones de UHC y CO:* en una combustión homogénea, las bajas temperaturas que se emplean para reducir los niveles de NO_x , en algunas ocasiones dificultan el completo desarrollo de la combustión, produciéndose un aumento en los niveles de UHC y CO y altos niveles de dilución de aceite. Lo anterior, causa pérdida de eficiencia de la combustión, lo cual dificulta su implementación a altas cargas [69–71].

El aumento de los niveles de UHC de estos conceptos se debe a varios factores tales como, bajas temperaturas de la combustión, las cuales

dificultan que el combustible se oxide completamente, y al propiciar una inyección muy temprana, parte del combustible puede quedar depositado en las paredes de la cámara de combustión. Por su parte, las emisiones de CO, también se ven afectadas por las bajas temperaturas de combustión, debido a la incompleta oxidación del combustible, y por la formación de mezclas pobres.

- *Rango de operación:* una combustión homogénea estable se puede lograr con dosados relativos pobres y/o con grandes cantidades de EGR. Sin embargo, cuando el dosado se acerca a valores estequiométricos, se pierde la estabilidad de la combustión, se incrementa la tasa de liberación de calor, crecen los problemas relacionados con el ruido de combustión y con respecto a la reducción de contaminantes no se obtienen resultados tan satisfactorios [36, 68].
- *Dificultad de arranque en frío:* dado que las temperaturas de combustión de estos nuevos conceptos son muy bajas, en las operaciones de arranque en frío se aumenta más la pérdida de calor por las bajas temperaturas de las paredes de la cámara de combustión. Por esta razón, el motor al operar bajo el concepto de combustión homogénea tendrá mayor dificultad para encender en este tipo de situaciones.
- *Preparación de la mezcla:* para alcanzar una combustión con alta eficiencia, reducir las emisiones de UHC y partículas y evitar la dilución del aceite, es necesario llevar a cabo la preparación efectiva de una mezcla homogénea y evitar el choque de combustible con la pared. La homogeneidad de la mezcla influye directamente en las reacciones que controlan la fase de la combustión. La preparación homogénea de la mezcla es más difícil con combustibles de baja volatilidad y alta capacidad de auto-encendido, como lo es el Diesel estándar [72]. Con el propósito de encontrar una solución al problema de preparación de la mezcla, a continuación se desarrolla un análisis más detallado de las ventajas e inconvenientes de emplear combustibles más volátiles que el Diesel en los nuevos conceptos de combustión.

Efecto de los combustibles volátiles en el concepto de combustión PCCI

Como se mencionó anteriormente, uno de los inconvenientes que se debe solucionar para la optimización de los nuevos conceptos de combustión es la baja volatilidad del combustible Diesel. El combustible Diesel estándar al tener

una mayor facilidad para auto-encender, hace que la combustión se inicie más pronto, después de que el combustible ha sido inyectado en el cilindro, lo cual dificulta el desarrollo de combustiones premezcladas en motores de combustión interna [36, 37]. En las combustiones premezcladas al usar simultáneamente altas tasas de EGR y combustibles más volátiles, se produce una mayor carga premezclada y simultánea reducción de NO_x y partículas. Sin embargo, las altas tasas de EGR reducen el contenido de oxígeno en el cilindro, deteriorando la eficiencia de la combustión lo cual aumenta los UHC y el CO, así como el consumo de combustible. Para evitar la desventaja de las altas tasas de EGR en los conceptos de combustión que emplean inyección adelantada, los combustibles con bajo número de cetano (CN) y mayor volatilidad son una buena alternativa [73, 74].

Una disminución en el CN, aumenta la resistencia al auto-encendido, produciéndose un incremento del tiempo de retraso y así se dispondría de más tiempo para que el combustible y el aire se mezclen antes del inicio de la combustión [75]. La formación de una buena mezcla de aire y combustible antes del inicio de la combustión, junto con el uso de altas tasas de EGR, es favorable para la reducción de NO_x y partículas [50, 51]. Además de esto, la combustión se iniciaría más cerca al PMS y el rendimiento indicado y efectivo se podrían incrementar [75, 76]. Entre los combustibles alternativos que se pueden emplear en los nuevos conceptos de combustión Diesel se encuentran: metanol, etanol, gas natural, biogás, hidrógeno y mezclas de gasolina y Diesel (G/D).

2.5. La influencia de los nuevos combustibles en el funcionamiento de los motores Diesel

La producción de nuevos combustibles a nivel mundial ha crecido notablemente en los últimos años. Su desarrollo se ha visto favorecido por el alza del precio del petróleo y por la necesidad de las naciones por cumplir con las exigencias de las normativas que giran en torno a los elevados niveles de contaminación que producen los combustibles de origen fósil. Entre los combustibles alternativos que se emplean en los motores Diesel se encuentran el biodiesel, los combustibles sintéticos y las mezclas de Gasolina/Diesel.

2.5.1. Biodiesel

El biodiesel o Metil/Ester [77], es un combustible obtenido de aceites vegetales o grasas animales por el proceso de transesterificación¹, que se muestra como un excelente sustituto de los combustibles derivados del petróleo, debido a su fácil producción, utilización, almacenaje y significativa reducción de emisiones contaminantes, principalmente CO₂. Algunos estudios [78] han mostrado que el biodiesel puede reducir las emisiones de CO₂ hasta un 78 % en comparación con el gasóleo [79]. Esto se debe al ciclo cerrado del carbono, en el cual al quemarse el biodiesel, el CO₂ liberado a la atmósfera es absorbido por las plantas durante el proceso de fotosíntesis para su crecimiento, las cuales son después procesadas para obtener nuevamente el combustible. Al emplear biodiesel es posible reducir la formación de dióxido de azufre (SO₂), partículas, CO y UHC. Esto se debe a que el biodiesel tiene un insignificante contenido de azufre y aromáticos, y una mayor cantidad de oxígeno en sus moléculas [80]. Adicionalmente, el mayor contenido de oxígeno del biodiesel favorece a una combustión más completa especialmente a plena carga o incluso cuando se usan grandes cantidades de EGR [81].

Por su parte, la concentración de oxígeno en el biodiesel es elevada (alrededor de un 10 % en peso). A diferencia de los otros contaminantes, los niveles de NO_x no tienen una tendencia clara. Los NO_x no cambian uniformemente para todos los regímenes de giro y cargas y dependen del diseño del motor [82–84]. La mayoría de las investigaciones que han empleado biodiesel reportan un incremento de los niveles de NO_x, debido a la mayor concentración de oxígeno. No obstante, algunos pocos trabajos revelan que es posible reducir la cantidad de NO_x producido al utilizar mezclas de biodiesel en condiciones de combustión convencional [85, 86], debido a que el menor tiempo de retraso de estos combustibles, evita que se produzcan abruptos aumentos de la presión en el cilindro, y de esta forma, acota la temperatura de combustión. En los nuevos conceptos de baja temperatura de combustión la formación de NO_x se reduce al emplear biodiesel debido a las altas tasas de EGR utilizadas [87].

Otras de las características que resaltan el potencial del uso del biodiesel son: es un combustible biodegradable, no tóxico (se degrada 4 veces más rápido que el combustible Diesel convencional [20, 88]), reciclable, localmente disponible, libre de benceno y más limpio que el combustible fósil [89–91].

¹Reacción química en la cual el triglicérido es convertido consecutivamente en diglicérido, monoglicérido y glicerina. En cada reacción se libera un mol de éster metílico. Todo este proceso se lleva a cabo en un reactor donde se producen las reacciones y en posteriores fases de separación, purificación y estabilización.

Este tipo de combustible puede ser usado puro o en diferentes mezclas con el Diesel estándar debido a su miscibilidad con el combustible convencional [92]. Tiene una excelente lubricidad, haciendo que la vida del motor no se deteriore y su uso no requiere modificaciones del hardware del motor [89]. El biodiesel puede ser producido económicamente en un amplio rango de lugares tanto urbanos como rurales y en diferentes escalas, a partir de diversas semillas oleaginosas como son girasol, palma, soja, colza, algodón y cacahuete.

A pesar de sus muchas ventajas, los biodiesel tienen algunos efectos negativos sobre la operación del motor, causados por su alta densidad y viscosidad, lo cual puede ocasionar daños en el sistema de inyección (obstrucción de las líneas de combustible, etc.) [87, 93] y en el desarrollo de la combustión por la pobre atomización del combustible y cambios en el proceso de inyección [88]. Debido a su mayor tensión superficial, viscosidad y temperatura de ebullición, el arranque en frío de los motores Diesel con biodiesel es mucho más difícil de realizar [16]. La mayor viscosidad del biodiesel ocasiona una menor atomización del combustible y en consecuencia una menor tasa de evaporación de las gotas de combustible. Lo anterior, reduce la calidad de la mezcla con el aire, lo cual promueve situaciones de combustión incompleta, reduciendo de esta forma el rendimiento del motor [94]. Por otro lado, debido a que el poder calorífico del biodiesel es aproximadamente un 13% más bajo que el del combustible Diesel estándar, el consumo específico de combustible (BSFC) del motor se incrementa [95, 96].

2.5.2. Combustibles sintéticos

Los combustibles sintéticos forman parte de los combustibles alternativos más destacados, no sólo por su contribución a la reducción de emisiones contaminantes, sino también, por su capacidad para reducir el consumo específico de combustible, lo cual los pone en ventaja frente a los biodiesel. Entre los carburantes sintéticos sobresalen: Biomass to liquid (BTL), Fisher-Tropsch diesel, Biodiesel sintético, Biometanol, alcoholes pesados y Biodimetileter.

El combustible sintético Fischer Tropsch es producido por la síntesis del gas (CO y H₂), usando gas natural o carbón como materia prima. Su mayor número de cetano, lleva a cortos tiempos de retraso y reduce la fase de combustión premezclada, resultando en la reducción de la señal de presión en el cilindro [97–99]. Como en el biodiesel, el contenido de azufre y aromáticos del Fischer Tropsch es también bajo, lo cual contribuye a la reducción de SO₂, CO, UHC, y partículas [100]; sin embargo, estas propiedades producen un combustible con

pobre lubricidad, lo cual puede ser mejorado con niveles adecuados de aditivos [101]. Debido a su mayor poder calorífico comparado con el del combustible Diesel estándar, el Fischer Tropsch puede también reducir el consumo de combustible de los motores Diesel. Algunos estudios han mostrado que tanto el poder calorífico como las características del fluido del combustible durante la inyección, son los parámetros que más influencia tienen sobre el proceso de combustión y por tanto, sobre el rendimiento del motor [102].

Finalmente, estos combustibles alternativos son más costosos debido a su bajo índice de producción y porque requieren más cuidado para su implementación y mantenimiento [88], lo cual no es atractivo desde el punto de vista económico [103].

2.5.3. Mezclas de Gasolina/Diesel

La gasolina convencional se caracteriza por ser más volátil, menos densa y mucho más resistente al auto-encendido que el Diesel estándar. La facilidad que poseen las mezclas de Gasolina/Diesel en los motores de encendido por compresión para evaporarse y formar la mezcla, la hacen idónea para formar una carga homogénea [37, 104, 105]. Su menor número de cetano contribuye al incremento del tiempo de retraso y por ende, a un aumento del grado de mezcla antes del auto-encendido. Sin embargo, muy largos tiempos de retraso pueden hacer que el proceso de conversión de calor a trabajo sea ineficiente, lo cual resultaría en una pérdida de potencia [76]. Es por esta razón, que es importante determinar correctas concentraciones volumétricas de gasolina y Diesel en la mezcla. Pese a esto, con el incremento del porcentaje de gasolina en la mezcla, el rendimiento indicado aumenta y la potencia efectiva se mantiene similar a la desarrollada con combustible Diesel, debido a que la gasolina tiene un poder calorífico semejante al Diesel convencional [76]. Algunas investigaciones como las de Han *et al.* [73] y Sahin [76], sugieren no usar más del 40% de gasolina, ya que se incrementa la inestabilidad de la combustión y como consecuencia, el knock.

Al utilizar mezclas de Gasolina/Diesel en los motores Diesel, el incremento del tiempo de retraso hace que más combustible se queme cerca al PMS, logrando reducciones de NO_x y partículas [37, 50, 104] y mayores valores de par comparados con los del combustible Diesel, mientras se tiene un control de la fase de combustión [36]. A pesar de todas las ventajas que brindan las mezclas de Gasolina/Diesel a los conceptos de combustión homogénea o premezclada, estos combustibles producen elevados niveles de UHC y CO, debido a que la combustión se desarrolla más tarde en el ciclo [37, 106], y

tienen problemas relacionados con el arranque en frío del motor en condiciones de baja temperatura, debido a su baja inflamabilidad [12, 36, 50, 106].

Pese a todas las ventajas que brindan los nuevos conceptos de combustión y combustibles alternativos, con respecto a la reducción de emisiones contaminantes, es de gran importancia resaltar la influencia que dichas acciones tienen sobre el ruido de combustión, ya que este es otro de los principales problemas de los motores Diesel. A continuación, se expondrá el conocimiento que se tiene acerca de las repercusiones acústicas de los conceptos avanzados de combustión Diesel y del uso de combustibles sintéticos y biodiesel, lo cual resaltarán la importancia de considerar el ruido de combustión en los diferentes estudios que se realizan actualmente.

2.6. Problemática de las nuevas alternativas sobre el ruido de combustión

El ruido es uno de los más importantes problemas ambientales, el cual afecta al confort y a la salud de los seres humanos. Por esta razón, en las últimas décadas se ha considerado la contaminación acústica en el mismo nivel de importancia que la contaminación del aire. El ruido radiado por los motores Diesel ha obtenido más y más atención en los últimos años, debido a la incomodidad que genera en los peatones y pasajeros [107, 108], ya que constituye aproximadamente el 40 % del ruido de la ciudad [109], a pesar que actualmente los vehículos que emplean motores Diesel son menos ruidosos que en el pasado. A pesar de estas mejoras, desde el punto de vista acústico y comercial, es fundamental resaltar que el ruido de combustión de los motores Diesel, y más específicamente el de los motores de inyección directa, sigue siendo uno de los aspectos más negativos y que más atención está recibiendo por parte de los fabricantes, ya que constituye la principal fuente de ruido en los vehículos que emplean este tipo de motores.

Reducir el ruido de los motores, significa crear un mejor ambiente tanto para los peatones como para los conductores. Los primeros estudios acerca del ruido de los motores fueron desarrollados por Ricardo en 1931. Ricardo fue el primero en encontrar una relación entre el incremento de la señal de presión y el ruido producido. Posteriormente, el ruido se relacionó con otras variables entre las que se encuentran las derivadas de primer y segundo orden de la señal de la presión en el cilindro [110, 111].

En los convencionales y especialmente en los nuevos conceptos de combustión Diesel, el combustible se quema en condiciones premezcladas,

lo cual provoca un aumento brusco de la presión máxima en el cilindro, deteriorando así la calidad del ruido de combustión y siendo potencialmente peligroso para el motor [112]. El alto nivel de ruido radiado durante el proceso de combustión es usualmente conocido como Knock [113], el cual cubre normalmente un rango de frecuencias entre 500 Hz a 6 kHz [114], y es más pronunciado en condiciones de ralentí, aceleraciones y arranque.

Entre las soluciones más eficaces para reducir el ruido de combustión de los motores Diesel se encuentran el uso de la inyección piloto. Desde 1940 la inyección piloto ha sido usada para disminuir el ruido de combustión, ya que ayuda a controlar el rápido aumento de la presión en el cilindro durante el proceso de combustión y acorta el tiempo de retraso de la inyección principal. Wang *et al.* [115], reportó que con respecto a una inyección simple, la adición de una o dos inyecciones piloto ayuda a reducir el ruido de combustión hasta 6 dB(A) y 9 dB(A), respectivamente. La inyección piloto reduce la contribución de las fuerzas mecánicas, dado que permite un reparto más uniforme de la energía a lo largo de las frecuencias y mejora la calidad del encendido debido al bajo número de cetano de algunos combustibles Diesel [116].

Pese a todos estos grandes avances que se han obtenido para el control y la reducción del ruido de combustión, es muy difícil encontrar gran cantidad de trabajos que centren su atención en el problema del ruido de combustión de los nuevos conceptos de combustión y en la utilización de combustibles de origen vegetal y sintético. A continuación, se mostrará la información existente tanto del ruido de combustión del nuevo concepto de combustión PCCI como del ruido de combustión de los motores Diesel que usan mezclas de biodiesel o Fischer Tropsch.

2.6.1. El ruido de combustión en motores PCCI

En los nuevos conceptos que emplean inyecciones tempranas, el inicio de la combustión se produce cerca del PMS y la mayor parte del combustible se quema en condiciones premezcladas [61, 117]. En las combustiones premezcladas, se producen aumentos de liberación de calor muy rápidos, los cuales originan importantes variaciones de la señal de presión en el cilindro y consecuentemente elevados niveles de ruido de combustión, como es el caso de la combustión PCCI [45, 58, 68, 118–120]. Especialmente en condiciones de alta carga, en estos nuevos conceptos de combustión aparece el Knock, lo cual tiende a restringir la operación en esta zona, debido a los altos niveles de ruido que producen (aproximadamente un 50 % más, en comparación con la combustión convencional) [27, 38, 53, 70].

En estrategias de combustión convencional, la inyección piloto permite reducir los niveles de ruido, pero se penaliza la emisión de partículas y el consumo de combustible [22, 121]. El empleo de la inyección piloto contribuye a reducir la velocidad de quemado de combustible inyectado en la inyección principal. Un ejemplo de esto, es el que presenta Schatzberger *et al.* [122] en su trabajo de investigación, en el cual compara los resultados de un proceso de combustión que emplea, por un lado, inyección simple, y por otro, una inyección piloto, como se observa en la figura 2.6. En ambas estrategias de inyección se conservó la tasa de EGR, la presión de inyección, la cantidad de masa total de combustible inyectado, la presión de admisión y la contrapresión de los gases de escape. En la figura 2.6 se observa, que en la estrategia de inyección partida, la segunda inyección se da justo antes del inicio de la combustión de la masa de la inyección piloto. Al comparar las curvas de la tasa de liberación de calor de ambas estrategias de inyección, se observa, que con inyección partida la tasa de liberación de calor es más gradual, con lo cual es posible desarrollar una combustión más suave, disminuyendo el nivel de presión sonora hasta 5 dB(A). Con la estrategia de inyección partida, en este estudio se observó una reducción de CO y UHC de 23 % y 15 %, respectivamente. Por otro lado, la emisión de NO_x se mantuvo en niveles similares a los producidos con inyección simple, mientras que los niveles de hollín aumentaron ligeramente. Contrario a lo que sucede con combustión convencional, en este estudio el consumo específico indicado de combustible al utilizar inyección piloto se redujo 6 g/kWh.

2.6.2. El ruido de combustión con combustibles alternativos

Al utilizarse combustibles alternativos el ruido del motor puede sufrir cambios significativos debido a la reducción o aumento del número de cetano, dado que se incrementa o disminuye el tiempo de retraso [123, 124]. Los resultados en cuanto al aumento o disminución del ruido de combustión al usar biodiesel son muy variados. En algunas investigaciones, donde se han empleado combustibles oxigenados como el biodiesel [125], se dice que es posible reducir los niveles de NO_x y partículas simultáneamente y, a la vez, disminuir el ruido de combustión y mejorar la calidad sonora [92, 109]. Gill *et al.* [124], comenta que el mayor número de cetano de los biodiesel acorta el tiempo de retraso y reduce el máximo de calor liberado debido a una disminución de la fase premezclada, lo cual contribuye a la reducción de los niveles de NO_x y del ruido de combustión [91, 126].

En otros trabajos como el de Agarwal [79] y He *et al.* [127], se muestra que la máxima presión en el cilindro y la variación temporal de la señal de presión

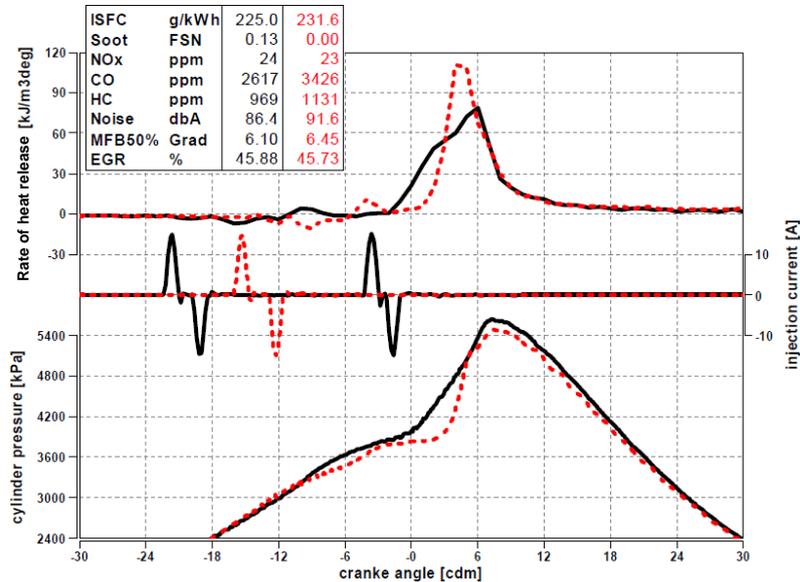


Figura 2.6. Comparación de estrategia de combustión homogénea de simple y doble inyección.

son mayores al emplearse mezclas de biodiesel en concentraciones de 20% en condiciones de baja carga (aproximadamente un 10% de la carga total). Sin embargo, al incrementar la carga y el contenido de biodiesel en la mezcla, en algunos casos se presenta una leve disminución de la señal de presión en el cilindro y de la variación temporal de la señal de presión, al ser comparadas con las del combustible Diesel estándar. En otros casos, el nivel del ruido de combustión se incrementa hasta 0.5 dB(A), con respecto al combustible Diesel, debido a que la velocidad de la combustión de los combustibles oxigenados es mayor y por tanto, también el ruido [127]. Por su parte, Jannsen *et al.* [128], mostraron que el ruido de combustión aumentó cuando usaron un biodiesel a base de colza en diferentes puntos de operación del motor. Finalmente, Ruan *et al.* [129] muestran que al comparar los niveles del ruido de combustión que se producen con diversos tipos de biodiesel a base de aceite de algodón, aceite de linaza y cacahuete, no se presentan grandes diferencias en el ruido emitido.

Con respecto al ruido de combustión que se produce al utilizar el combustible Fischer Tropsch, muy poca es la información que se tiene sobre este tema. Yongcheng *et al.* [99], compararon la señal de presión en el cilindro y la variación temporal de la señal de presión utilizando Fischer Tropsch y combustible Diesel convencional en una misma condición de operación, y

observaron que el máximo de la señal de presión de combustión es ligeramente más bajo y ocurre más temprano cuando se emplea el Fischer Tropsch. Esto se debe al mayor número de cetano del Fischer Tropsch, el cual puede acortar el tiempo de retraso y reducir la fase de combustión premezclada, resultando en una reducción de la presión de combustión y de la variación temporal de la presión en el cilindro. Por su parte, Piperel *et al.* [130], mostraron que con Fischer Tropsch al 40 % y 100 % del total de la concentración volumétrica, el nivel de ruido se incrementó 4.2 dB y 6.1 dB, respectivamente, en condiciones de operación de baja carga y velocidad. El incremento del nivel de ruido con el Fischer Tropsch se relaciona con el incremento del principal pico de liberación de calor debido a la disminución del tiempo de retraso.

Algunos de los procedimientos empleados para la predicción del ruido de combustión, utilizan las técnicas clásicas para separar todas las fuentes del ruido total radiado por el motor. En la siguiente sección, se describirán las principales fuentes del ruido del motor y los métodos experimentales usados para predecir el ruido de combustión.

2.7. El ruido de combustión Diesel

2.7.1. Clasificación del ruido total del motor

Debido a que la legislación actual sobre el ruido es cada vez más estricta, se hace necesario conocer y comprender los diferentes mecanismos o elementos que lo generan para así abordar esta problemática de los motores Diesel. Según Saad y El-Sebai [131], existen varios métodos para clasificar el ruido de los motores de combustión interna, entre los que se encuentra la clasificación por características del ruido y por fuentes de ruido. En la figura 2.7 se muestran las fuentes de generación del ruido radiado por un motor Diesel [132]. Estas fuentes incluyen principalmente al ruido de combustión y al ruido mecánico [107, 116, 133–135].

2.7.1.1. Ruido de Combustión

Se caracteriza por ser la principal fuente de ruido de los motores Diesel, con una contribución al ruido global de aproximadamente un 80 % [136]. El ruido de combustión depende de varios parámetros (velocidad, carga, estrategia de inyección, etc.), al igual que la composición del combustible, el cual afecta al tiempo de retraso y por lo tanto, al control de la fase de combustión

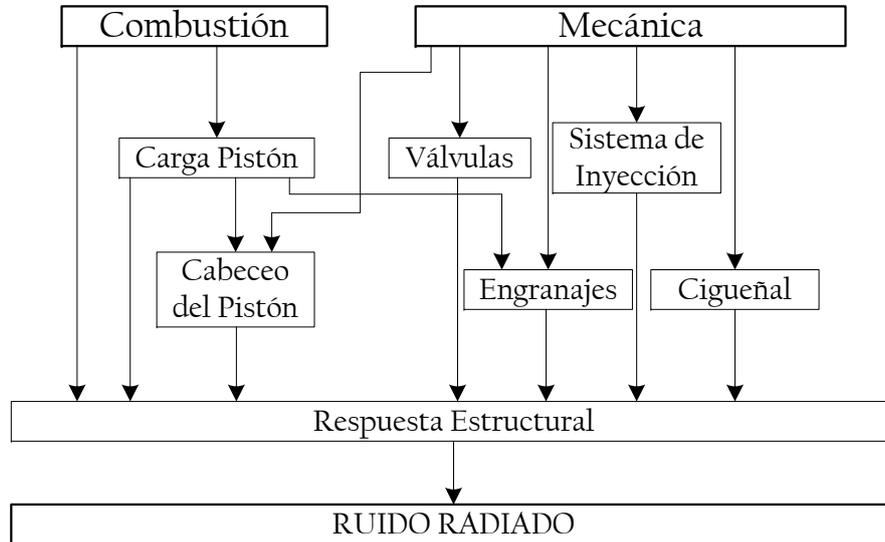


Figura 2.7. Fuentes de ruido del motor Diesel.

premezclada y difusiva [75]. El ruido de combustión es predominante sobre el ruido mecánico en condiciones de baja velocidad y carga [137].

El ruido de combustión es producido por el aumento brusco de la presión en el cilindro, que se origina después del periodo del tiempo de retraso, lo cual provoca un incremento del nivel en la región de alta frecuencia del espectro de la señal [108], resultando en la vibración estructural del bloque y la excitación de la resonancia del gas en el interior de la cámara de combustión [138], radiándose de esta manera ruido [139].

La vibración del bloque se produce por dos mecanismos relacionados con el proceso de combustión: las fuerzas de presión y las fuerzas mecánicas. Las fuerzas de presión actúan directamente sobre las superficies que conforman la cámara de combustión y dependen principalmente de la estrategia de inyección y de distintos parámetros de diseño del motor, como la geometría de la cámara de combustión y la relación de compresión [116]; estos influyen en la velocidad de quemado del combustible y por tanto, afectan a la variación temporal de la presión de los gases en el interior del cilindro. Por su parte, las fuerzas mecánicas, son provocadas por el cabeceo del pistón, holguras en los cojinetes, deformación de los elementos y fricción, entre otras. El ruido de combustión, podría ser controlado cuidadosamente modificando los parámetros de inyección y optimizando el diseño de la cámara de combustión [140].

A partir de lo anterior, la figura 2.8 representa el mecanismo de emisión de ruido de combustión, en donde la presión en el cilindro caracteriza la fuente de excitación del sistema (las fuerzas de presión y mecánicas), estando su respuesta relacionada con la vibración de la pared del bloque y de esta forma el ruido radiado correspondería al efecto final producido por esta vibración. Adicionalmente, la variación temporal de la presión producida durante la combustión también origina la oscilación resonante del gas en la cámara de combustión, que depende principalmente de la temperatura del gas y de la geometría de la cámara de combustión, como se detallará más adelante.

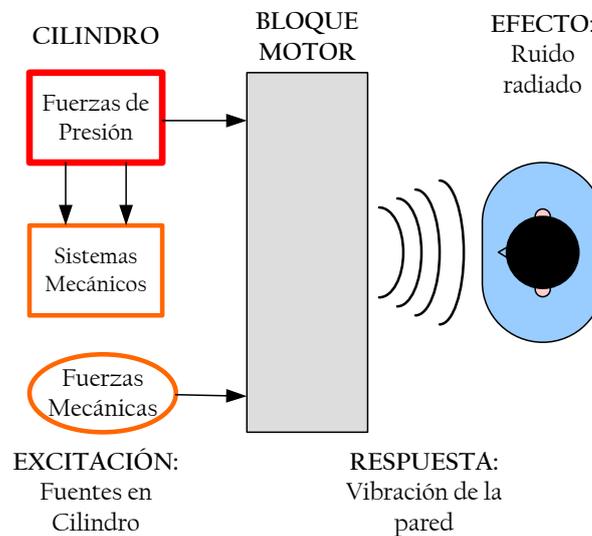


Figura 2.8. Mecanismo de emisión del ruido de combustión.

En los nuevos conceptos de combustión, el ruido de combustión se acentúa más, debido a que la fase de combustión premezclada es la principal fuente de excitación. Por otra parte, el ruido de combustión, a su vez, se divide en dos tipos: el directo e indirecto [141].

- *Ruido de combustión directo:* corresponde al ruido generado por la combustión turbulenta y por lo tanto, se debe a una fluctuación temporal de liberación de calor, que, genera ondas de presión. Por esta razón, se reduce considerablemente cuando se provoca una fase de combustión premezclada corta, o cuando se consigue disminuir la interacción entre la turbulencia y la combustión. La combustión en los motores Diesel se caracteriza por presentar fluctuaciones cíclicas. Dichas fluctuaciones

a pesar de ser muy pequeñas generan ondas de presión, que actúan directamente sobre la estructura del motor, resultando en el ruido radiado por este [142].

- *Ruido de combustión indirecto*: este ruido se debe a que la combustión turbulenta no calienta uniformemente todas las líneas de corriente. Por lo tanto, se producen en el flujo puntos calientes y puntos fríos y estas regiones de no uniformidad de flujo causan ruido cuando interactúan entre ellas. Otros autores como Russel y Haworth [143] también califican este tipo de ruido como ruido entrópico, porque un foco caliente tiene una entropía diferente a la de su entorno [142].

Resonancia de la cámara de combustión

Como se mencionó anteriormente, el ruido de combustión es producido por una rápida variación temporal de la presión en el cilindro, la cual además de ser una fuente de las vibraciones estructurales del motor, también provoca la resonancia en el interior de la cámara de combustión, la cual actúa como una cavidad acústica [11, 137, 144–146]. La resonancia de la cámara de combustión es un fenómeno que aparece en el proceso de combustión y varía según la configuración de la inyección, geometría de la cámara de combustión, temperatura del gas en el interior del cilindro, y por este motivo se producen variaciones en la velocidad del sonido.

La frecuencia de resonancia producida por el auto-encendido de la mezcla de aire y combustible depende de la geometría del bowl y de la velocidad del sonido. Como el pistón se mueve hacia abajo después del PMS la temperatura del gas disminuye debido a la expansión del gas y en consecuencia la velocidad del sonido decrece y por ende, también la frecuencia de resonancia [147]. Usualmente en motores de automoción, la frecuencia de la resonancia de la cámara de combustión se produce a partir de los 4 ó 5 kHz y se considera sólo hasta los 20kHz, es decir, hasta la máxima frecuencia audible por el oído humano, y no contribuye significativamente al ruido del motor.

Por tratarse de un fenómeno que incluye efectos no lineales y no estacionarios [75], debido a los diferentes cambios del proceso de combustión, la transformada de Fourier estándar no es recomendable para el análisis del fenómeno de resonancia. Como se expondrá más adelante en el apartado 2.7.2.2., el análisis tiempo-frecuencia, es el método más idóneo, ya que provee información en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia.

2.7.1.2. Ruido Mecánico

El ruido radiado por el impacto entre la estructura del motor y las partes en movimiento y elementos auxiliares es conocido como ruido mecánico. Las principales fuentes de ruido mecánico son: el cabeceo del pistón, el sistema de inyección, las válvulas y elementos de transmisión y unión (cojinetes y engranajes). El ruido proveniente de las fuentes mecánicas generalmente domina el rango de altas frecuencias a altas velocidades de funcionamiento. El nivel del ruido mecánico se incrementa de manera más rápida que el del ruido de combustión cuando la velocidad del motor aumenta, así la contribución de ruido mecánico al ruido total llega a ser mayor con el aumento de la carga y la velocidad [148]. A continuación se describirán las principales fuentes de ruido mecánico:

- *Ruido del pistón:* una de las principales fuentes de ruido y vibraciones en un motor de combustión interna es el impacto entre el pistón y la pared del cilindro, conocido como “Pistón Slap”. Las fuerzas del gas y de inercia que actúan sobre el pistón cambian de dirección a lo largo del ciclo. Durante el funcionamiento del motor, el pistón se mueve de un lado a otro de la pared del cilindro. Este impacto aparte de excitar al bloque del motor, el cual vibra e irradia ruido, es una posible causa del deterioro del rendimiento del motor [149–152]. La energía desarrollada durante el golpe del pistón es un buen indicador de la intensidad del impacto. Entre las diferentes alternativas para la reducción del piston slap, se encuentra reducir la tolerancia entre el pistón y la pared, amortiguar el impacto del pistón con la pared del cilindro y modificar el diseño del cilindro [151]. Uno de los factores que dificulta la separación del ruido de combustión y el ruido del cabeceo del pistón, es que ambos fenómenos son generados alrededor del PMS.
- *Ruido de elementos auxiliares:* es el ruido causado por el sistema de inyección, los cojinetes, la distribución (las válvulas, el árbol de levas y los balancines) y el grupo turbo-compresor [153–156]. Estas fuentes de ruido mecánico pueden llegar a ser dominantes especialmente a altas frecuencias, en condiciones de carga parcial o plena carga. La bomba de inyección, los inyectores y la cavitación del combustible son las principales fuentes de ruido del sistema de inyección. Por su parte, el ruido emitido por los impactos producidos por el cierre de las válvulas, engranajes y cojinetes no contribuyen apreciablemente al ruido global de origen mecánico. El ruido del turbo-compresor, puede llegar a ser bastante molesto especialmente en condiciones de operación de bajo

régimen [157]. En algunos estudios [158] se ha demostrado que el ruido de los accesorios representa una mínima porción del ruido total radiado por un automóvil con motor Diesel.

- *Ruido producido por la vibración del cigüeñal:* durante un ciclo de trabajo, el cigüeñal está sometido a fuerzas que cambian de dirección e intensidad, esto junto con la inevitable presencia de holguras, genera impactos del cigüeñal que promueve la vibración del sistema y la generación de ruido. Este fenómeno es conocido como ruido estridente y usualmente ocurre a altas velocidades o aceleraciones [159–161]. La vibración del cigüeñal puede ser reducida mejorando su rigidez [162]. No obstante, la teoría precisa de cómo se genera la vibración del cigüeñal es un tema del cual es necesario seguir investigando por el poco conocimiento que se tiene sobre éste.

2.7.2. Métodos de predicción del ruido de combustión

Para un correcto estudio del ruido de combustión de un motor, las medidas y los procedimientos son difíciles y costosos. Normalmente, el motor necesita ser instalado en una cámara anecoica y todos los ruidos no relacionados con el proceso de combustión deben ser evitados. Lo anterior, ha llevado al desarrollo de herramientas teóricas y experimentales que facilitan la comprensión del ruido de combustión. Entre los métodos teóricos, sobresalen los métodos numéricos. Estos han tomado mucha fuerza en los últimos años, ya que son de gran ayuda en las tempranas etapas de los procesos de diseño. Estos métodos, reducen el número de prototipos físicos que en ocasiones deben ser construidos y probados. Para pequeños problemas acústicos, como por ejemplo donde existe un gran número de longitud de ondas, los dos principales métodos usados son el Método de Elementos Finitos (FEM) y el Método de Elementos de Contorno (BEM). Estas dos técnicas tienen ventajas y desventajas dependiendo del problema a resolver. Los métodos numéricos son eficientes en el rango de bajas y altas frecuencias, tienen un alto costo computacional, requieren un mallado muy preciso y son muy sensibles a la geometría del elemento y frecuencia [163].

El modelado del bloque como un sólido mediante métodos de elementos finitos, permite calcular la vibración superficial del mismo, después de ser sometido a fuerzas de excitación generalmente determinadas de la medida de la presión de cada uno de los cilindros. A pesar que los resultado son aceptables, este procedimiento es aplicable solamente en una dirección, es decir, desde la fuente (presión en el cilindro y fuerzas mecánicas) hasta el elemento emisor

(vibración superficial). Lo anterior, no permite hacer un análisis predictivo de los efectos de la fuente sobre la vibración del bloque. En esta aproximación, se usa la medida de la aceleración del bloque, para validar el cálculo.

A pesar de los buenos resultados que proporcionan los métodos teóricos, en esta tesis no serán tenidos en cuenta, ya que estos no son razonables en estudios paramétricos como los que se han realizado en esta tesis. En este trabajo, no sólo se busca evaluar las repercusiones acústicas del ruido de combustión, sino también, relacionar esta variable, con otros parámetros del motor, como son las emisiones contaminantes y el par del motor. Por tal razón, en este apartado se describirán algunos de los métodos experimentales usados para la predicción y evaluación del ruido de combustión. Se resaltarán sus ventajas y desventajas, para finalmente, justificar el método más idóneo para el desarrollo de la tesis.

2.7.2.1. Atenuación del bloque

Una de las herramientas clásicas para estimar el ruido de combustión de los motores Diesel es la utilización de la curva de la atenuación estructural del bloque del motor (SA). Los primeros tratados específicos sobre la emisión del ruido en motores Diesel y en general, sobre las emisiones acústicas en motores de combustión interna alternativos proceden de los años 50. En 1958, utilizando transductores de presión, Priede y Austen lograron el primer gran avance dirigido especialmente a la medida del ruido originado por el proceso de combustión [164]. Los resultados del análisis de los espectros de la presión en el cilindro permiten estudiar el efecto de los sistemas de combustión, grado de carga y régimen de giro sobre el ruido total emitido. La curva de atenuación del bloque fue desarrollada con base en la medida de un gran número de motores, y es considerada como una función de transferencia entre la excitación (presión en el cilindro) y el efecto (ruido radiado) en espectros en $1/3$ de octava [164, 165].

La atenuación del bloque, cuantifica las propiedades acústicas del bloque del motor y es la técnica más usada para evaluar el nivel de ruido del motor [166]. Se define como la diferencia entre los espectros en $1/3$ de octava de la presión en el cilindro y el ruido radiado medido por un micrófono a 1 m de la superficie del motor [114]. La curva de atenuación estructural se basa en la hipótesis de asumir una respuesta lineal de la estructura del motor; debido a esto, la curva de atenuación puede ser utilizada para estimar el nivel de presión sonora que resulta del ruido de combustión emitido por el motor. Con este fin, la contribución del ruido de la combustión al ruido radiado debe ser dominante. Según Russell [167], lo idóneo es determinar la curva de atenuación

en distintos regímenes y grados de carga, y considerar por lo menos 20 ciclos consecutivos de operación del motor para calcular el espectro medio de la presión en el cilindro.

Para un correcto estudio del ruido de combustión, utilizar una única curva de atenuación es una aproximación errónea, ya que al comparar las curvas de atenuación de varias medidas en la que se mantiene constante el régimen de giro y par del motor, estas muestran una dispersión importante entre ellas, las cuales pueden alcanzar los 20 dB. La curva de atenuación de cada motor se obtiene promediando los resultados obtenidos en todas las condiciones de funcionamiento examinadas. Las diferencias en el nivel de atenuación, demuestran la alta sensibilidad que posee la curva de atenuación a aspectos mecánicos de la estructura del motor, lo cual dificulta la posibilidad de establecer algún tipo de curva universal para la correcta evaluación del ruido de combustión en los motores Diesel [166].

El espectro, en $1/3$ de octava, del nivel de presión sonora del ruido de combustión se puede estimar restando la curva de atenuación del motor del espectro promediado de la presión en el cilindro. Por último, por medio del espectro es posible calcular el nivel global del ruido de combustión [168].

Basado en el promedio de las curvas de atenuación de un gran número de motores Diesel, se han desarrollado varias herramientas experimentales, como por ejemplo, el Lucas Combustion Noise Meter que ha sido usado en la industria para predecir el ruido de combustión desde 1980. Debido a que las características de los motores difieren, es necesario aplicar un factor de corrección a la medida registrada por el medidor Lucas. De no ser así, sólo se tendrá una aproximación del nivel del ruido de combustión. Lee *et al.* [148] comprobaron lo mencionado anteriormente. En esta investigación, se compararon los resultados del medidor Lucas con los de una función de transferencia, y se observó que al usar este medidor los resultados del ruido de combustión fueron sobre estimados.

El AVL 450 Noise Meter, producido por AVL List GmbH, es otro dispositivo empleado en diferentes investigaciones [52, 73, 107, 169, 170], para obtener el nivel de ruido de combustión. Al igual que el Lucas Combustion Noise Meter, este dispositivo, presenta ciertos inconvenientes en cuanto a la idoneidad de sus resultados. Wang *et al.* [115] muestra en su trabajo que después de realizar una comparación entre la atenuación estructural del Noise Meter de AVL y la atenuación estructural obtenida para motores Diesel modernos de cuatro cilindros de Renault, los resultados son diferentes, como se muestra en la figura 2.9. Como se observa en esta figura, la atenuación estructural de Renault es globalmente mucho mayor que la del AVL Noise

meter (sobre 13 dB), pero en el rango de muy altas frecuencias, los resultados son contrarios.

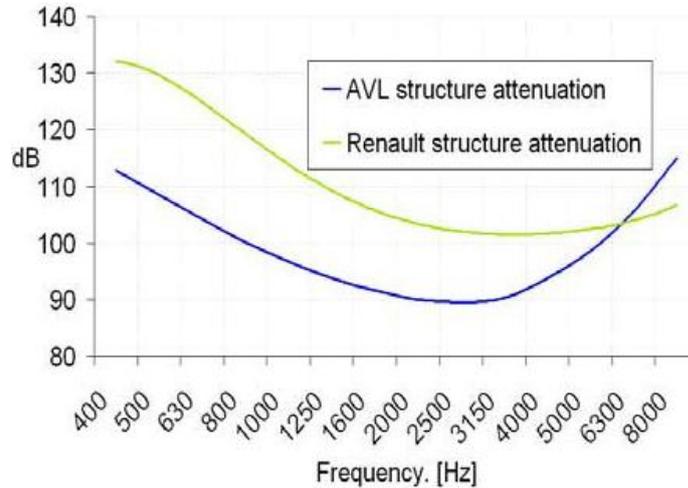


Figura 2.9. Comparación entre una curva de atenuación estándar de AVL y una curva de atenuación de modernos motores Diesel de Renault.

2.7.2.2. Análisis tiempo-frecuencia

Para entender el proceso de combustión y estudiar el ruido del motor [171], se han creado una variedad de métodos para procesar señales, entre los que se encuentran los análisis estadísticos, el análisis espectral, y los análisis tiempo-frecuencia. Estos procedimientos son utilizados para investigar los mecanismos de generación del ruido y revelar las características individuales de la fuente. Cada método se basa en la contribución del contenido de energía de la señal para obtener información sobre el ruido del motor [110].

El desarrollo de la combustión depende fuertemente de parámetros de inyección, como la presión y el avance de la inyección. Carlucci *et al.* [172] en su trabajo de investigación dice que, el evento de la combustión en un motor de combustión interna es sólo una porción del ciclo total de funcionamiento, que no es constante y que generalmente muestra una fase de premezcla, donde la liberación de calor es muy alta y una fase difusiva, donde la liberación de calor es relativamente baja. Lo anterior, origina la oscilación del gas, y como consecuencia de esto la resonancia de la cámara de combustión. Como se mencionó anteriormente, la frecuencia de resonancia depende principalmente de la geometría del bowl y la temperatura del gas en el interior del cilindro.

Estos dos parámetros cambian durante el proceso de combustión, por lo que es un proceso no estacionario.

Las distribuciones tiempo-frecuencia fueron desarrolladas desde los años 40 y han sido aplicadas en las áreas de procesamiento y análisis de señales no estacionarias, ya que posibilita observar la distribución de energía en dos dimensiones, en tiempo y en frecuencia. Las señales de ruido son estudiadas tradicionalmente con análisis espectrales o con la transformada de Fourier. Sin embargo, para el análisis de la vibración y señales de ruido de los motores de combustión interna, debido a que el ruido de combustión es un proceso no estacionario y está conformado por muchos componentes transitorios [145], los métodos tiempo-frecuencia constituye la herramienta más útil. Estas técnicas permiten caracterizar la radiación del ruido de combustión desde el punto de vista de la excitación (medida de la presión en el cilindro) y también desde el punto de vista de la respuesta del bloque (medida de la aceleración) [139].

Las técnicas tiempo-frecuencia que son comúnmente usadas en aplicaciones automotrices para el análisis de fenómenos no estacionarios, como es el estudio del desarrollo de la combustión en motores, ruido en sistemas de propulsión e identificación de múltiples eventos, son la transformada Wavelet, la distribución de Wigner y la Transformada de Fourier de corta duración (STFT).

Transformada Wavelet

A partir de los años 80 se introdujo el estudio de las señales mediante la transformada Wavelet. La transformada Wavelet provee adecuada información sobre la localización del contenido de energía de la señal tanto en el dominio de la frecuencia, como en el dominio temporal [173]. Por medio de ésta, las variaciones de energía a través del tiempo pueden ser determinadas para cada uno de los parámetros característicos asociados con el ruido radiado por un motor Diesel durante el proceso de combustión. La ventaja del análisis Wavelet sobre el método tradicional de la transformada de Fourier es que éste se localiza tanto en el dominio frecuencia (vía dilatación) como en el dominio tiempo (vía translación).

Matemáticamente la transformada Wavelet divide la señal en pequeños segmentos y así facilita su interpretación. De manera general, la transformada Wavelet de una función $f(t)$ es la descomposición de $f(t)$ en un conjunto de funciones $W_{s,\tau}(t)$, la cual puede ser definida como se muestra en la ecuación 2.1:

$$W_f(s, \tau) = \int f(t) \Psi_{s,\tau}(t) dt \quad (2.1)$$

Las Wavelets son generadas a partir de la traslación y cambio de escala de una misma función Wavelet $\Psi(t)$, llamada la “Wavelet madre”, definida como:

$$\Psi_{s,\tau}(t) = \frac{1}{\sqrt{s}} \Psi\left(\frac{t - \tau}{s}\right) \quad (2.2)$$

donde s es el factor de escala, y τ es el factor de traslación.

Las Wavelets $\Psi_{s,\tau}(t)$, generadas de la misma función de la Wavelet madre $\Psi(t)$ tienen diferente escala s y ubicación τ , pero tienen todas la misma forma.

A continuación se mostraran brevemente algunos ejemplos de la aplicación de esta técnica de análisis tiempo-frecuencia para estudiar el ruido de combustión. Desantes *et al.* [139], emplearon la transformada Wavelet para analizar la correlación entre la evolución de la presión en el cilindro (fuente) y el ruido radiado (efecto) durante la combustión de un motor Diesel con y sin inyección piloto. Se aplicó la transformada Wavelet a las señales de la presión en el cilindro y a la del ruido para obtener información acerca de la distribución temporal de energía espectral de los parámetros que caracterizan el ruido de combustión. Por claridad, se analizó sólo una ventana temporal equivalente a dos ciclos consecutivos de funcionamiento del motor. Para que los espectrogramas pudieran ser comparados entre sí, las amplitudes se normalizaron con respecto a la amplitud máxima, es decir, la obtenida en condiciones de funcionamiento sin inyección piloto.

En la figura 2.10 [142], se muestran los espectrogramas de la derivada de la presión en el cilindro con y sin inyección piloto. En esta figura, se observa la periodicidad de la fluctuación de la presión en el cilindro y la fluctuación resonante de la presión a alta frecuencia (~ 10 kHz). También se puede distinguir que la distribución temporal de la energía es diferente cuando se utiliza inyección piloto. En este caso, la energía se distribuye en baja frecuencia (por debajo de 1 kHz) en una banda temporal mayor que sin piloto, mientras en frecuencias intermedias (de 1 a 5 kHz) la amplitud se reduce. Este comportamiento parece estar relacionado con el hecho que cuando se utiliza inyección piloto, la evolución de la presión en el cilindro muestra una forma de onda de mayor duración.

Heinrichs y Abels [114], emplearon el análisis Wavelet para generar un espectrograma de las frecuencias de excitación producidas por un sólo

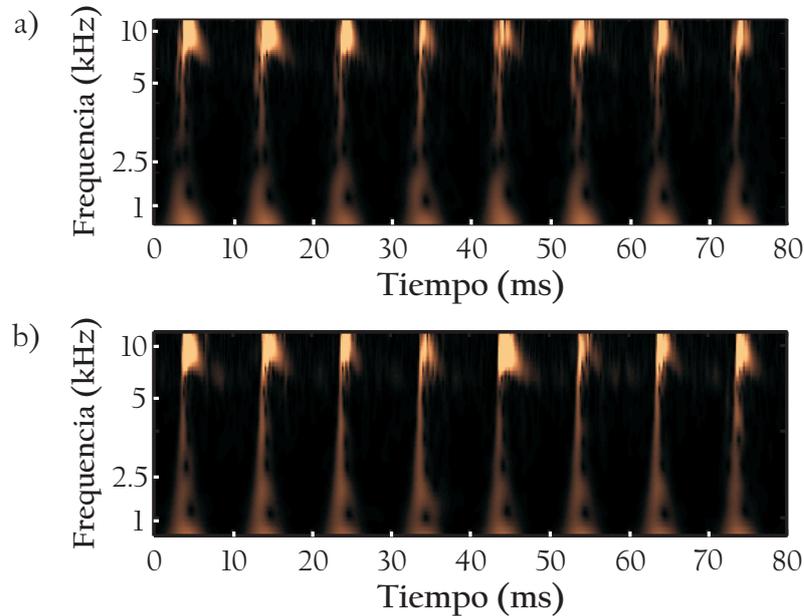


Figura 2.10. Análisis Wavelet a la derivada de dos ciclos de la presión en el cilindro a 3000 rpm y 70 % de carga en un motor Diesel con (a) y sin (b) inyección piloto.

evento de inyección. Como se observa en la figura 2.11, en el rango de 3 a 4 kHz sobresale una región que es causada por la resonancia de la cámara de combustión en respuesta al knock.

Transformada de Fourier de corta duración (STFT)

Con el propósito de obtener información del tiempo de las señales analizadas, Dennis Gabor en 1946 adaptó la transformada de Fourier para analizar una porción de la señal en un momento determinado. Esta adaptación fue llamada STFT, proporcionando información de una señal en función del tiempo y la frecuencia. La STFT provee más información acerca de cuándo y a qué frecuencias ocurre el evento de una señal; sin embargo, está limitada por el principio de incertidumbre de Heisenberg.

La STFT es usada para identificar diferentes fuentes de vibración en los motores de combustión interna a partir de la señal de vibración del motor. Su interés se enfoca en utilizar la STFT para distinguir la contribución de la combustión de otras fuentes de excitación como son el impacto de las válvulas, los pulsos del inyector y el cabeceo del pistón [146]. Los resultados alcanzados

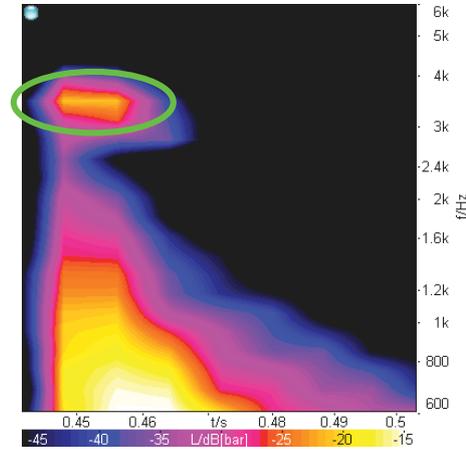


Figura 2.11. Análisis Wavelet de la señal de presión en el cilindro durante un evento de combustión.

con la STFT en cuanto al estudio del ruido de combustión han sido buenos en diferentes investigaciones [172, 174–177]. Pese a esto, dependiendo del ámbito de aplicación es posible encontrar en la literatura diferentes puntos de vista en cuanto a ventajas o desventajas se refiere. Se dice que el espectrograma obtenido por medio de la STFT, no es lo suficientemente eficiente debido a los altos efectos no estacionarios que se presentan en la señal afectada por el proceso de combustión. Por tal motivo, la señal debe ser analizada por medio de otras técnicas de tiempo-frecuencia [139].

Distribución Wigner

La distribución de Wigner (o transformada Wigner-Ville) (DWV) fue desarrollada por Clessen en 1980 y es una herramienta que permite determinar la energía de una señal centrada en un instante de tiempo específico. La distribución de Wigner-Ville es bastante efectiva en la descomposición tiempo-frecuencia de señales no estacionarias; su resolución es mayor comparada con la resolución proporcionada por técnicas lineales como la Transformada de Fourier de tiempo reducido, lo que permite una mejor localización de la energía en el dominio tiempo-frecuencia [175].

La distribución de Wigner permite definir las frecuencias dominantes que se producen durante el proceso de combustión. Por ejemplo, Albabar *et al.* [144], por medio de la representación de la distribución de Wigner observó claramente los picos que dominan el proceso de combustión de un

motor de cuatro cilindros operando a 10000 rpm, como se muestra en la figura 2.12. El análisis espectral mostró que la mayor parte de la energía se ubica a bajas frecuencias (por debajo de los 5kHz). Con la distribución de Wigner se observan unos picos que se extienden hasta los 35 kHz.

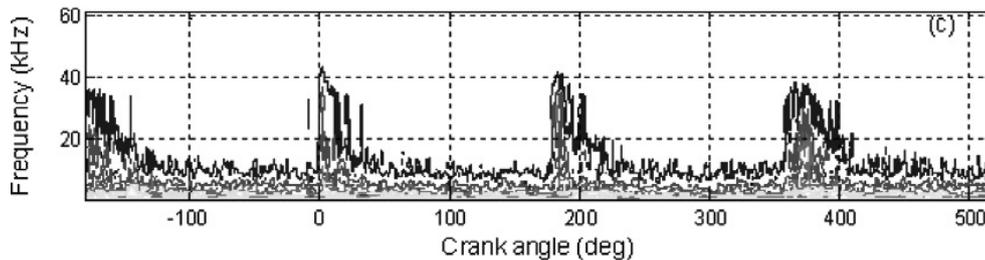


Figura 2.12. Distribución de Wigner de un motor operando a 10000 rpm.

El problema de los términos cruzados de la distribución Wigner, se soluciona promediando las señales de presión de diferentes ciclos en condiciones de operación similares. Los términos cruzados desaparecen, ya que los componentes espectrales no están correlacionados [139, 142, 175].

2.7.2.3. Descomposición de la señal de presión en cilindro

Las limitaciones de los métodos anteriores han obligado a abordar el ruido de combustión mediante los análisis de los mecanismos físicos de la fuente de ruido, extraídos directamente de la medida de la presión en el cilindro durante el funcionamiento del motor. Un novedoso procedimiento para el análisis del ruido de combustión de los motores Diesel es el modelo propuesto por Payri *et al.* [178]. Es un método que establece una relación entre la fuente de excitación (fuerzas de presión y mecánicas) y el ruido radiado durante el proceso de combustión. En este procedimiento, se ha descompuesto la señal de la presión en el cilindro en tres sub-señales que representan los tres principales fenómenos que ocurren durante la operación de un motor Diesel y que influyen de manera directa al ruido radiado por el motor. Estas tres sub-señales son:

- *La señal de compresión:* representa el incremento y la disminución de la presión debido al movimiento del pistón y a la presión de admisión. Esta señal no representa ninguna tendencia relativa a la combustión y es considerada en este procedimiento como un punto de referencia. El contenido energético de esta señal está determinado sólo por el grado de carga y la velocidad del motor.

- *La señal de combustión:* esta señal caracteriza el proceso de combustión, cuya evolución de presión está fuertemente determinada y asociada con la velocidad de la combustión, la cual es definida por la estrategia de inyección para cada velocidad y grado de carga del motor. La estrategia de inyección incluye unos parámetros entre los que se encuentran el tipo de inyección (piloto o principal), el avance, la cantidad de combustible inyectado y la presión de inyección, los cuales controlan la variación temporal de esta señal.
- *La señal de resonancia:* está asociada con la oscilación de los gases quemados en la cámara de combustión, los cuales son producidos por el abrupto aumento de la señal de presión causada por la combustión [179].

La figura 2.13 muestra un ejemplo de la descomposición de la señal de presión en el cilindro, en los dominios del tiempo y frecuencia.

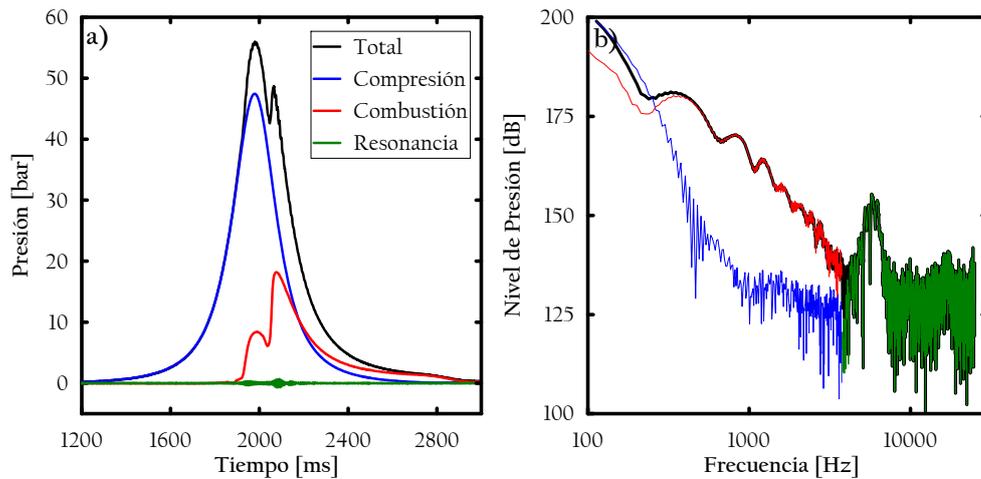


Figura 2.13. Señales de presión total, compresión, combustión y resonancia: representación en dominio tiempo (a) y en el dominio frecuencia (b).

Debido a que el fenómeno de la combustión en cada cilindro es aproximadamente periódico [180], es posible conocer, gracias a la señal de giro del cigüeñal, la evolución de la presión en cada ciclo de la señal total de cada cilindro con el propósito de estudiar cada uno por separado. Con estas características de la señal, se hace posible el uso de la técnica de descomposición de la presión en cada uno de los ciclos y cilindros registrados,

lo cual proporciona información más precisa sobre el fenómeno de combustión en todos los instantes de operación del motor.

El primer paso de la técnica de descomposición de la señal total registrada, es la separación entre la señal de compresión y el exceso de presión relativo a la señal de calor liberado asociado con el proceso de combustión. La señal de compresión se caracteriza por estar dominada por las señales de baja frecuencia (<200Hz), como se observa en la figura 2.13. Esta señal se ha medido experimentalmente cortando la inyección de uno de los cilindros durante un ciclo por cada doce ciclos con combustión.

La señal de presión restante, contiene información de las fluctuaciones de presión de la combustión y la resonancia en el interior de la cámara de combustión. Como se menciono anteriormente, la señal de combustión representa la evolución de la presión generada por el quemado del combustible inyectado, es decir, está fuertemente influenciada por los parámetros de inyección y la tasa de EGR, entre otros. Por su parte, la contribución de la señal de resonancia contiene picos de elevada amplitud ubicados en altas frecuencias, y es más sensible a los cambios de carga que de régimen. Teniendo en cuenta esto, se estima la fluctuación de presión relativa a la resonancia mediante un filtro paso alto del espectro de la señal de presión restante. La frecuencia de corte del filtro es una función empírica [181].

$$f_c = \frac{1}{D} \left(132.2 + 9.2 \cdot \frac{n}{n_{idle}} + 0.41 \cdot L_p \right) \quad (2.3)$$

la cual depende del porcentaje de carga L_p en %, la velocidad de operación (n), el régimen en ralentí (n_{idle}) y el diámetro del cilindro, D . De esta forma, la señal de la combustión se estima restando la señal de la resonancia de la señal del exceso de presión. Las bandas de frecuencia para la señal de combustión se encuentran entre 0.2 y 6 kHz, donde en condiciones de difusión cubren el rango de 0.2 a 2 kHz y las combustiones premezcladas lo hacen de 2 kHz a 6kHz. Las altas frecuencias, comprendidas como valores superiores a 6 kHz, se deben a la resonancia de la cámara de combustión.

Esta técnica de descomposición ha sido aplicada en investigaciones anteriores [166, 182] con el propósito de encontrar las relaciones causa-efecto entre la fuente (causada por la combustión) y aspectos objetivos y subjetivos del ruido. En dichas investigaciones se usaron los parámetros de operación y componentes de la combustión para definir los indicadores idóneos, los cuales fueron posteriormente correlacionados con el nivel y la calidad sonora del ruido de combustión.

El indicador, I_n , que define los parámetros de operación del motor, es determinado por el régimen de giro (n) de la condición evaluada. La adimensionalización de este parámetro se realiza utilizando el régimen de ralentí, n_{idle} , como se muestra en la ecuación:

$$I_n = \log \left[\frac{n}{n_{idle}} \right] \quad (2.4)$$

Por su parte, los parámetros de combustión, que caracterizan este proceso son: el indicador I_1 , el cual está asociado con la velocidad de la combustión, y el indicador I_2 , el cual lleva cuenta de la contribución de la resonancia de la cámara de combustión [179, 183]. Ambos indicadores se expresan matemáticamente como:

$$I_1 = \frac{n}{n_{idle}} \left[\frac{(dp_{max1}/dt)_{comb} + (dp_{max2}/dt)_{comb}}{(dp_{max}/dt)_{comp}} \right] \quad (2.5)$$

$$I_2 = \log \left[E_0 \frac{E_{res}}{E_{comp}} \right] \quad (2.6)$$

donde $(dp_{max1}/dt)_{comb}$ y $(dp_{max2}/dt)_{comb}$ representan los dos máximos de la derivada de la señal de combustión; $(dp_{max}/dt)_{comp}$ es el valor pico de la derivada de la presión correspondiente a la componente de la señal de compresión; E_0 es un factor escalar (10^6); E_{res} es la señal de energía de la resonancia, definida como $E_{res} = \int P_{res}^2 \cdot dt$ y E_{comp} es la señal de energía de la señal de compresión. Estos parámetros se cuantifican con el valor medio de todos los ciclos y todos los cilindros.

Desde el punto de vista físico, el indicador I_1 representa el incremento brusco de la presión que está asociado con la alta velocidad de combustión responsable del característico golpe de la combustión Diesel, y el indicador I_2 , es significativo de la resonancia de la cámara de combustión.

Con estos indicadores, Torregrosa *et al.* [166] encontraron que el nivel global del ruido (ON) puede ser estimado por medio de la siguiente correlación:

$$ON = C_0 + C_n I_n + C_1 I_1 + C_2 I_2 \quad (2.7)$$

donde C_i son coeficientes que dependen del tamaño y arquitectura del motor.

Por su parte, Payri *et al.* [182] verificaron que los indicadores de combustión están correlacionados también con la calidad sonora del ruido

Nota	Sensación Sonora	Interpretación
1	Ruido doloroso para el oído	Situación intolerable
2	Ruido intolerable	
3	Ruido difícilmente soportable	Necesidad de una mejora importante
4	Ruido muy molesto	
5	Ruido molesto	Necesidad de una mejora
6	Ruido desagradable	
7	Ruido aceptable	Necesidad de una mejora ligera
8	Ruido nada molesto	
9	Ruido agradable	Situación favorable
10	Ruido muy agradable	

Tabla 2.1. Correspondencia entre sensación sonora y nota del ruido.

de combustión, el cual es cualificado por una nota entre un rango de 1 a 10 representando el grado de satisfacción de un usuario de motores Diesel promedio. La correlación en este caso fue:

$$\text{NOTA} = 10 - C_1 I_1 - C_2 I_2 \quad (2.8)$$

Donde una nota de 1 corresponde a una situación extrema, la cual puede llegar a producir dolor en los oídos, haciendo que el cliente se rehusé a utilizar un vehículo equipado con dicho motor. Un 7 es una situación límite, en donde los clientes aceptan la condición pero no se sienten totalmente satisfechos. Y un 10 representa un ruido muy placentero, que satisface completamente las expectativas de los clientes. La tabla 2.1, muestra la sensación sonora e interpretación que le corresponde a cada una de las notas [142, 181].

Esta técnica de descomposición de la señal de presión en el cilindro, también ha sido usada en las investigaciones de Siano y Bozza [184] y Costa *et al.* [1], para calcular el nivel global del ruido, dando resultados satisfactorios. En estos trabajos, se buscaba desarrollar procedimientos de optimización que permitieran determinar la mejor estrategia de inyección compatible con altos rendimientos del motor y bajos niveles de emisiones contaminantes y ruido de combustión.

2.7.3. Calidad sonora

La demanda de los vehículos equipados con motores Diesel y las exigencias de los clientes sobre la acústica del vehículo han aumentado en los últimos años, ya que desde el punto de vista comercial el ruido de combustión de estos motores puede ser su principal desventaja [185, 186], en una época en la cual los vehículos son cada vez más silenciosos y la sensibilidad de los clientes hacia el confort acústico es mayor [123, 187]. Por esta razón, los fabricantes de motores trabajan por una nueva generación de motores Diesel que no sólo sean menos contaminantes y ruidosos, sino que también cumplan con las expectativas y preferencias de confort de los clientes.

En el desarrollo de productos de automoción es de vital importancia la reducción del ruido. Al hablar del ruido generado por un automóvil no se trata sólo de que sea silencioso, sino también que tenga una aceptable calidad sonora [188]. Es por esto, que no sólo cobra más importancia la reducción del nivel de ruido emitido, sino también la calidad sonora de los vehículos equipados con motores Diesel para el confort de los pasajeros. El incremento del nivel de calidad demandado por los clientes, puede ser afrontado considerando dos estrategias básicas, las cuales incluyen la reducción y aislamiento de la fuente de ruido y vibración con el fin de evitar la percepción negativa de los usuarios.

La calidad sonora de los motores Diesel desafortunadamente no ha logrado alcanzar los niveles de los motores de gasolina. La calidad del ruido en el interior del vehículo ha sido un tema que ha tomado importancia desde 1920. El ruido radiado por un automóvil, nos puede orientar sobre la calidad, funcionalidad, daños y medio ambiente; o imprimir una cierta imagen ya sea de lujo, deportivo o económico a un automóvil. En la literatura es posible encontrar diferentes definiciones de calidad sonora, como por ejemplo las proporcionadas por Piñero *et al.* [171] y de Oliveira *et al.* [189]. En estas, se define, por un lado, a la calidad sonora como el grado en el que se encuentran o se conjugan la totalidad de los requerimientos o condiciones individuales realizadas sobre un evento auditivo, y a la vez es un término que describe de forma objetiva la percepción subjetiva de un sonido radiado, y por otro lado se define como la ciencia que estudia la apreciación humana a un determinado estímulo auditivo. Más que una interpretación matemática de la señal de presión, la calidad acústica y psicoacústica tratan de correlacionar el estímulo acústico con la sensación auditiva. La calidad acústica comprende 3 diferentes tipos de variables de influencia: física (campo sonoro), psicoacústico (percepción auditiva) y psicológica (evaluación auditiva) [123]. Estas variables, nos permitirán evaluar el sonido desde el punto de vista subjetivo (psicológico) y objetivo (física y psicoacústica).

El ruido es un sonido que ocurre dentro del rango de frecuencias del oído humano, el cual rompe el silencio o la percepción de otro sonido deseado, resultando en molestia o peligro para la salud [190]. El ruido es el contaminante más común y barato de producir, ya que necesita muy poca energía para ser emitido y es complejo de medir y cuantificar. El nivel de molestia que el ruido de un vehículo produce puede ser definido por una serie de descriptores psicoacústicos entre los que se encuentran: Loudness, Sharpness, Impulsiveness, Roughness, Harmony y los componentes tonales del sonido [191]. Se han hecho varios intentos para desarrollar modelos de predicción del grado de molestia que puede producir un motor Diesel, teniendo en cuenta medidas objetivas. Todos los modelos no predicen de manera satisfactoria el nivel de molestia del ruido del motor en función de las características físicas del sonido. Esto se debe a que la respuesta subjetiva del ruido es extremadamente compleja y muestra una considerable variación según la población a la que se encuentra expuesta [110]. Los parámetros subjetivos son determinados estadísticamente teniendo en cuenta la variabilidad de la respuesta humana a una situación en particular [190].

Las variaciones en tiempo y amplitud de los eventos que ocurren durante la combustión en los motores Diesel y la presencia de componentes tonales afectan al ruido generado por estos sistemas de propulsión. Con el fin de caracterizar el ruido de los motores Diesel, se emplean algunos parámetros psicoacústicos, para tener un mejor entendimiento de cómo son percibidos por los seres humanos.

2.7.3.1. Parámetros psicoacústicos

Los parámetros psicoacústicos pueden ser definidos como una medida objetiva de las características de un sonido que ayudan a predecir su percepción subjetiva. Estos proveen una forma de medir varios aspectos de la sensación subjetiva que el sonido puede producir en los humanos. Entre los parámetros empleados para la caracterización de la calidad sonora se encuentran *Loudness*, *Sharpness*, *Roughness*, *Fluctuation Strength* e *Impulsiveness*.

Loudness: o sonoridad de una señal acústica, es una característica determinante a la hora de evaluar su calidad subjetiva. Es un atributo subjetivo vinculado a la intensidad con la que un sonido es percibido por el oído humano. Esta medida no sólo depende de la intensidad, sino también de su frecuencia, del ancho de banda, del contenido espectral y de la duración del sonido. Esta medida determina cuán fuerte es un sonido con respecto a otro, y es definido como “el nivel de presión sonora de un tono de 1 kHz en

una onda plana incidente y frontal que es tan fuerte como el sonido evaluado” [192].

Un pequeño incremento en el nivel de unos pocos decibelios puede llevar a un dramático incremento del Loudness y así causar serias molestias. Este parámetro, depende del ancho de banda, de la integración temporal y de la distribución espectral de la energía, por consiguiente no siempre está relacionado con la intensidad de la medida total [193]. La sonoridad de una señal de banda estrecha está en función de su frecuencia, siendo las frecuencias próximas a 4 kHz las que mayor sonoridad tienen para un mismo nivel de presión, y las frecuencias más altas y más bajas, dentro del margen de frecuencias perceptibles, las que menos [194]. El símbolo empleado para representar el parámetro Loudness es N , y se mide en sonos. Como punto de referencia, se dice que un tono puro de 40 dB SPL y frecuencia de 1 kHz tiene un Loudness de 1 sono.

El Loudness no puede ser obtenido por métodos de análisis espectral, como son las transformadas de Fourier y Wavelets. A inicio de los años 60, ya existía un modelo de Loudness, desarrollado por S.S. Stevens, y estaba en desarrollo el método de Zwicker, basado en el concepto de bandas críticas [195]. Una serie de revisiones de ambos modelos, concluirían en la publicación de la norma internacional ISO 532:1975 [196, 197], la cual contiene los únicos 2 modelos de sonoridad estandarizados y aun vigentes. Esta norma es útil para medidas en campo libre y campo difuso, y utiliza las bandas en tercios de octava. Debido a que las bandas críticas y la separación espectral entre los tonos juegan un papel importante en el Loudness, es recomendable considerar el Loudness como una integral de una función dependiente de las bandas críticas. Zwicker [198], definió el valor a integrar como “Loudness específico” (N').

$$N = \int_0^{24Bark} N' dz \quad (2.9)$$

donde la integral está extendida sobre todas las bandas críticas.

$$N' = 0.08 \frac{E_{TQ}}{E_0} \left[\left(0.5 + 0.5 \frac{E}{E_{TQ}} \right)^{0.23} - 1 \right] \quad (2.10)$$

siendo, E_{TQ} , la excitación en el límite de silencio, E_0 , la excitación correspondiente a la intensidad de referencia, $I_0 = 10^{-12} W/m^2$, y E , la excitación.

Sharpness: es el parámetro subjetivo que permite la medida de sonidos agudos o estridentes, en otras palabras corresponde a la sensación subjetiva

de frecuencias altas del sonido [193, 197]. Este índice está relacionado con las características espectrales del sonido. Un sonido agudo en el que predominen las altas frecuencias tendrá un valor de Sharpness elevado y viceversa. Se simboliza con S y su unidad es el acum. Zwicker y Fastl definen un sonido de 1 acum como “un ruido de banda estrecha, a una frecuencia central de 1 kHz con un nivel de 60 dB” [192]. Matemáticamente el Sharpness se representa de la siguiente manera:

$$S = 0.11 \frac{\int_1^{24} N'(z)g(z)z dz}{\int_1^{24} N'(z) dz} \quad (2.11)$$

$$g(z) = \begin{cases} 1 & \text{para } z \leq 16 \\ 0.066^{0.171z} & \text{para } z > 16 \end{cases} \quad (2.12)$$

donde, N' es el Loudness específico y $g(z)$ es la ponderación en función del tipo de banda crítica. La función $g(z)$ da un aumento exponencial a los rangos de las bandas críticas mayores que 16 Barks, llegando a una ponderación de 4 en la banda de 24 Barks [199].

Roughness: (o aspereza) este parámetro cuantifica el grado de molestia producido por modulaciones rápidas del sonido. Su unidad es el asper y se define como la rugosidad producida por un tono a una frecuencia de 1000 Hz y a una amplitud de 60 dB, alcanzando un máximo para frecuencias de modulación de alrededor de 70 Hz [193]. Hay dos factores que influyen en el Roughness: la resolución en frecuencia y la resolución temporal del sistema auditivo. Para determinar el Roughness son importantes los siguientes parámetros:

- Para la modulación en amplitud, los parámetros son el grado de modulación y la frecuencia de modulación, y
- Para la modulación en frecuencia, es el índice de modulación en frecuencia y la frecuencia de modulación.

El Roughness, R , de un sonido puede ser descrito por el producto de la profundidad de modulación, ΔL , y la frecuencia de modulación, f_{mod} .

$$R \approx \Delta L \cdot f_{mod} \quad (2.13)$$

Fluctuation Strength: se simboliza con F , es medido en vacil y es muy similar al Roughness, debido a que mide variaciones de frecuencia o amplitud que se producen en una señal. Sin embargo, el máximo de frecuencia de modulación esta alrededor de los 4 Hz. El Fluctuation Strength representa la fuerza como se perciben las variaciones de baja frecuencia de un sonido. Mide la sensación producida por una variación temporal [197], y la tasa de fluctuación de los sonidos y por tanto, se puede establecer una relación directa entre el Fluctuation Strength y la frecuencia de modulación. Este parámetro puede ser calculado como:

$$F \approx \frac{\Delta L}{(4Hz/f_{mod}) + (f_{mod}/4Hz)} \quad (2.14)$$

2.7.3.2. Parámetros estadísticos

Impulsiveness: o también conocido como Kurtosis. No existe una definición clara para este parámetro psicoacústico, sin embargo se puede decir que representa la impulsividad de la distribución de la presión sonora. Es predominante en las condiciones de ralentí [181]. Puede ser característico de eventos simples o múltiples y ser periódico o aperiódico. La impulsividad se calcula para todo el contenido en frecuencia y sólo para las bandas de 0.8 a 3 kHz. Para su cálculo se emplea la siguiente fórmula:

$$K = \frac{\frac{1}{X} \sum_{n=1}^X s((n) - \mu)^4}{\left[\frac{1}{X} \sum_{n=1}^X s((n) - \mu)^2 \right]^2} \quad (2.15)$$

donde X , es el número de muestras, $s(n)$ es la señal y μ es el promedio de las muestras de la señal en un intervalo de $1 \leq n \leq X$.

Skewness: se puede calcular como el “nivel acumulado” normalizado de tercer orden. Al igual que el parámetro impulsiveness, se calcula para todo el contenido en frecuencia y sólo para las bandas desde 0.8 a 3 kHz. El Skewness, determina el grado de asimetría que posee una distribución.

Con el fin de obtener una descripción global de la calidad sonora del ruido de combustión, se han propuesto expresiones que combinan algunos parámetros psicoacústicos y estadísticos. A continuación se describirán algunos ejemplos de estas correlaciones. Cabe aclarar, que el uso de un único parámetro

psicoacústico permite describir los atributos de un sonido, pero no tiene la capacidad para describir el concepto global de la calidad del ruido de un motor Diesel.

Perceived Annoyance (PA): este índice fue desarrollado por Hugo Fastl [195] para predecir el grado de molestia total que produce un motor de combustión interna, mediante la combinación de varios parámetros psicoacústicos:

$$PA \approx N_5 \cdot \left(1 + \sqrt{w_S^2 + w_{FR}^2}\right) \quad (2.16)$$

donde

- N_5 , es el percentil 5 de la sonoridad frente al tiempo, en sonos.
- w_S , es la componente que contiene el valor de Sharpness (S).

$$w_S = (S - 1.75) \cdot 0.25 \cdot \log \cdot (N_5 + 10) \quad (2.17)$$

- w_{FR} , es la componente correspondiente a las modulaciones fluctuation strength(F) y Roughness (R).

$$w_{FR} = \frac{2.18}{(N_5)^{0.4}} \cdot (0.4 \cdot F + 0.6 \cdot R) \quad (2.18)$$

Annoyance Index: fue desarrollado por Shafiquzzaman *et al.* [191] para estimar la sensación de molestia del ruido emitido por tres motores Diesel de camión, en condiciones de funcionamiento normales y de ralentí. El modelo de predicción en términos de regresión lineal se define como:

$$Y = \beta_o + \beta_1 \cdot N + \beta_2 \cdot S + \beta_3 \cdot HR \quad (2.19)$$

donde N el Loudness total en sono, S Sharpness en acum, HR la relación armónica en dB, β_o un término constante, 2.4931 y β_1 , β_2 y β_3 los coeficientes de regresión.

Noise Quality Index: fue desarrollado por Piñero *et al.* [171] para evaluar la calidad sonora de un automóvil equipado con motor Diesel. La calidad sonora es expresada como una regresión múltiple de algunos parámetros psicoacústicos y estadísticos, entre los que se encuentran: Kurtosis (K), Loudness (N), Fluctuation Strength (F), Skewness (Sk) y Sharpness (S). La expresión matemática que relaciona los parámetros anteriores es la siguiente:

$$NQI = 12.59 - 1.71 \cdot K - 1.23 \cdot N - 2.48 \cdot F + 7.85407 \cdot Sk + 9 \cdot S \quad (2.20)$$

Lo anteriormente expuesto, evidencia que no existe una expresión universal que permita tener un conocimiento global sobre la calidad sonora del ruido de combustión a partir de la medida del ruido radiado. En cada uno de los casos, las correlaciones han sido ajustadas a condiciones específicas de funcionamiento, por tal razón no aplican a todo tipo de motores o condiciones de operación.

2.8. Síntesis y conclusiones

Los elevados niveles de NO_x y partículas emitidos y el excesivo uso de combustibles de origen fósil de los motores Diesel han obligado a los constructores e investigadores a buscar soluciones para el cuidado del medio ambiente. Sin embargo, estas soluciones no tienen en cuenta, en muchas de las situaciones, las repercusiones acústicas que se producen en el motor. Para encarar estas dificultades se han propuesto diferentes acciones entre las que se encuentran los nuevos conceptos de combustión y el uso de combustibles alternativos al Diesel convencional. Considerando lo anterior, el presente capítulo se ha dedicado a la exposición y discusión del estado actual de dichas acciones y las repercusiones acústicas que tiene su implementación en los motores Diesel.

El ruido de combustión de los motores Diesel es uno de los aspectos más negativos, ya que constituye la principal fuente de ruido en los vehículos equipados con este tipo de motor. En los convencionales y especialmente en los nuevos conceptos de combustión Diesel, el combustible se quema en condiciones de premezcla, haciendo que el ruido de la combustión tienda a empeorar. Lo anterior, justifica el interés de estudiar el ruido de combustión con las soluciones adoptadas en los motores Diesel para el cuidado del medio ambiente.

Posteriormente, se han descrito los principales métodos experimentales de predicción desarrollados para el estudio del ruido de combustión, entre los que se encuentran la curva de atenuación del bloque, el análisis tiempo-frecuencia y la metodología de la descomposición de la señal de presión del cilindro. Al existir diversos patrones de propagación de la energía acústica a través del bloque del motor, siendo su respuesta no lineal y variante con el tiempo, se cierra cualquier vía de estudio del ruido de combustión a través de

la respuesta del bloque, ya que no existe una curva de atenuación universal que sea independiente de las características de la fuente, es decir, del proceso de combustión. Además de esto, las no linealidades se vuelven relevantes cuando se quiere evaluar la calidad sonora del ruido de combustión. Por esta razón, el análisis del ruido de combustión de los motores Diesel modernos y motores con combustión homogénea parece ser inabordable mediante la atenuación del bloque.

Lo anterior, obliga a abordar el ruido de combustión a partir de la medida de la señal de la presión en el cilindro, es decir, directamente desde la fuente. De esta forma, se podrán establecer correlaciones directas entre los mecanismos físicos y el nivel de ruido o la calidad sonora del mismo. Lo anterior, justifica el empleo de la metodología de la descomposición de la señal de presión en el cilindro, como la herramienta más idónea para el análisis del ruido de combustión. Esta metodología se basa en la búsqueda de indicadores de la combustión correlados con la calidad sonora y nivel global del ruido de combustión. Estas correlaciones permiten la evaluación de la sensibilidad del ruido de combustión tanto a las condiciones de operación del motor como a la estrategia de combustión utilizada.

Desde el punto de vista de la calidad sonora del ruido de combustión, la percepción subjetiva de un sonido es un procedimiento altamente no lineal. Para un correcto entendimiento de la percepción del ruido de combustión por parte de los seres humanos, se han descrito una serie de parámetros psicoacústicos que permiten caracterizar su calidad sonora. Dentro de este grupo se destacan por su importancia los parámetros Loudness, Sharpness, Roughness, Fluctuation Strength e Impulsiveness. Mediante estos parámetros calculados a partir de las medidas de la presión sonora, se han propuesto diferentes funciones para predecir la calidad acústica del ruido radiado por motores Diesel. No obstante, no ha sido posible obtener una relación única entre la nota y los parámetros psicoacústicos que abarque todas las condiciones de funcionamiento del motor. Por lo tanto, parece más adecuado emplear la metodología de la descomposición de la señal de presión en cilindro, ya que permite establecer una correlación directa entre la fuente y el efecto, es decir, entre la evolución de la presión en el cilindro y las características del ruido radiado.

Bibliografía

- [1] Costa M., Siano D., Allocca L., Montanaro A. y Bozza F. “Light duty diesel engine: optimization of performances, noxious emission and radiated noise”. *SAE Paper 2009-32-0105*, 2009.
- [2] Arrègle J., Pastor V., López J. y García A. “Insights on postinjection-associated soot emissions in direct injection diesel engines”. *Combustion and Flame*, Vol. 154 n° 3, pp. 448–461, 2008.
- [3] Agarwal D., Singh S. K. y Agarwal A. K. “Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine”. *Applied Energy*, Vol. 88 n° 8, pp. 2900–2907, 2011.
- [4] Suyin G., Hoon K. N. y Kar M. P. “Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: implementation and effects on pollutants in direct injection diesel engines”. *Applied Energy*, Vol. 88 n° 3, pp. 559–567, 2011.
- [5] Dober G., Tullis S., Greeves G., Milovanovic N., Hardy M. y Zuelch S. “The impact of injection strategies on emissions reduction and power output of future diesel engines”. *SAE Paper 2008-01-0941*, 2008.
- [6] *European automobile manufacturers association*. Información técnica disponible en <http://www.acea.be>.
- [7] Torres M., Jiménez-Espadafor F. J. y Sánchez T. “Experimental study of the performances of a modified diesel engine operating in homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion mode versus the original diesel combustion mode”. *Energy*, Vol. 34 n° 2, pp. 159–171, 2009.
- [8] Diwakar R. y Singh S. “NO_x and soot reduction in diesel engine premixed charge compression ignition combustion: a computational investigation”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 9 n° 3, pp. 195–214, 2008.
- [9] Han D., ickes A. M., Bohac S. V., Huang Z. y Assanis D. N. “Premixed low-temperature combustion of blends of diesel and gasoline in a high speed compression ignition engine”. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 33 n° 2, pp. 3039–3046, 2011.
- [10] Suh H. K. “Investigations of multiple injection strategies for the improvement of combustion and exhaust emissions characteristics in a low compression ratio (CR) engine”. *Applied Energy*, Vol. 88 n° 12, pp. 8865–8870, 2011.
- [11] Dec J. E. “Advanced compression ignition engines understanding the in cylinder processes”. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 32, pp. 2727–2742, 2009.
- [12] Dijkstra R., Blasio G. Di, Boot M., Beatrice C. y Bertoli Cl. “Assessment of the effect of low cetane number fuels on a light duty CI engine: preliminary experimental characterization in PCCI operating condition”. *SAE Paper 2011-24-0053*, 2011.
- [13] Knecht W. “Diesel engine development in view of reduced emission standards”. *Energy*, Vol. 33 n° 2, pp. 264–271, 2008.
- [14] Bunce M., Snyder D., Adi G., Hall C., Koehler J., Davila B., Kumar S., Garimella P., Stanton D. y Shaver G. “Optimization of soy-biodiesel combustion in a modern diesel engine”. *Fuel*, Vol. 90 n° 8, pp. 2560–25701, 2011.
- [15] García Oliver J. M. *El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa*. Reverté S. A., 2006.

- [16] Lapuerta M., Armas O. y Rodríguez-Fernández J. “Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 34 n° 2, pp. 198–223, 2007.
- [17] Tsolakis A. y Megaritis A. “Partially premixed charge compression ignition engine with on-board H₂ production by exhaust gas fuel reforming of diesel and biodiesel”. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 30 n° 7, pp. 731–745, 2005.
- [18] Zhang X., Su W. y Pei Y. “Mixing-enhanced combustion in the circumstances of diluted combustion in direct-injection diesel engines”. *SAE Paper 2008-01-0009*, 2008.
- [19] Novella Rosa R. *Estudio de la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión y la formación de emisiones contaminantes en un motor Diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009.
- [20] Anand K., Sharma R. P. y Mehta P. S. “Experimental investigations on combustion, performance and emissions characteristics of neat karanja biodiesel and its methanol blend in a diesel engine”. *Biomass and Bioenergy*, Vol. 35 n° 1, pp. 533–541, 2011.
- [21] Payri, F. y Desantes J. M. *Motores de Combustión Interna Alternativos*. Editorial Reverte, Editorial UPV, 2012.
- [22] Keeler B. y Shayler P. J. “Constraints on fuel injection and EGR strategies for diesel PCCI-Type combustion”. *SAE Paper 2008-01-1327*, 2008.
- [23] Hardy W. L. y Reitz R. D. “A study of the effects of high EGR, high equivalence ratio, and mixing time on emissions levels in a Heavy-Duty diesel engine for PCCI combustion”. *SAE Paper 2006-01-0026*, 2006.
- [24] Hountalas D. T., Mavropoulos G. C. y Binder K. B. “Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions”. *Energy*, Vol. 33 n° 2, pp. 272–283, 2008.
- [25] Maiboom A., Tauzia X. y Hetet J-F. “Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine”. *Energy*, Vol. 33 n° 1, pp. 22–34, 2008.
- [26] Horng-Wen W., Ren-Hung W., Dung-Je O., Ying-Chuan Ch. y Teng-yu Ch. “Reduction of smoke and nitrogen oxides of a partial HCCI engine using premixed gasoline and ethanol with air”. *Applied Energy*, Vol. 88 n° 11, pp. 3882–3890, 2011.
- [27] Yao M., Zheng Z. y Liu H. “Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 35 n° 5, pp. 398–437, 2009.
- [28] Kumar M. Rakesh y Kumar A. Avinash. “Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion engine”. *Applied Energy*, Vol. 88 n° 4, pp. 1169–1180, 2011.
- [29] Chen R. y Milovanovic N. “A computational study into the effect of exhaust gas recycling on homogeneous charge compression ignition combustion in internal combustion engines fuelled with methane”. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 41, pp. 805–813, 2002.
- [30] Kumar M. Rakesh y Kumars A. Avinash. “Experimental investigation on the effect of intake air temperature and air-fuel ratio on cycle to cycle variations of HCCI combustion and performance parameters”. *Applied Energy*, Vol. 88 n° 4, pp. 1153–1163, 2011.

- [31] Suzuki H., Koike N. y Odaka M. “Exhaust purification of diesel engines by homogeneous charge with compression ignition, Part I: Experimental investigation of combustion and exhaust emission behaviour under pre-mixed homogeneous charge compression ignition method”. *SAE Paper 970313*, 1997.
- [32] Suzuki H., Koike N. y Odaka M. “Exhaust purification of diesel engines by homogeneous charge with compression ignition, Part I: Analysis of combustion phenomena and NO_x formation by numerical simulation with experiment”. *SAE Paper 970315*, 1997.
- [33] Odaka M., Suzuki H., Koike N. e Ishii H. “Search for optimizing control method of homogeneous charge diesel combustion”. *SAE Paper 1999-01-0184*, 1999.
- [34] Burton J., Williams D., Glewen W., Andrie M., Krieger R. y Foster D. “Investigation of transient emissions and mixed mode combustion for a light duty diesel engine”. *SAE Paper 2009-01-1347*, 2009.
- [35] Tiegang F., E. C. Robert, fon F. L. Chia y A W. Robert. “Air-fuel mixing and combustion in a small-bore direct injection optically accessible diesel engine using a retarded single injection strategy”. *Fuel*, Vol. 88 n° 11, pp. 2074–2082, 2009.
- [36] Gautam K., Leif H., Andrew H. y Bengt J. “Low- NO_x, low smoke operation of a diesel engine using premixed enough compression ignition effects of fuel autoignition quality, volatility and aromatic content”. *Proceedings of THIESEL conference*, 2010.
- [37] Gautam K., Leif H. y Bengt J. “Low NO_x and low smoke operation of a diesel engine using gasoline like fuels”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the ASME*, Vol. 132 n° 9, 2010.
- [38] Weall A. y Collings N. “Investigation into partially premixed combustion in a Light-Duty Multi-Cylinder diesel engine fuelled with a mixture of gasoline and diesel”. *SAE Paper 2007-01-4058*, 2007.
- [39] Manente V., Johansson B. y Tunestal P. “Partially premixed combustion at high load using gasoline and ethanol, a comparison with diesel”. *SAE Paper 2009-01-0944*, 2009.
- [40] Tiegang F., Yuan-Chung L., Tien M. F. y Chia-Fon L. “Reducing NO_x emissions from a biodiesel-fueled engine by use of low-temperature combustion”. *Environmental Science & Technology*, Vol. 42 n° 23, pp. 8865–8870, 2009.
- [41] Dronniou N., Lejeune M., Balloul I. y Higelin P. “Combination of high EGR rates and multiple injection strategies to reduce pollutant emissions”. *SAE Paper 2005-01-3726*, 2005.
- [42] Murata Y., Kusaka J., Daisho Y., Kawano D., Suzuki H., Ishii H. y Goto Y. “Miller-PCCI combustion in an HSDI diesel engine with VVT”. *SAE Paper 2008-01-0644*, 2008.
- [43] Henein N. A., Kastury A., Natti K. y Bryzik W. “Advanced low temperature combustion (ALTC): diesel engine performance, fuel economy and emissions”. *SAE Paper 2008-01-0652*, 2008.
- [44] Andersso C. Noehre M., Johansson B. y Hultqvist A. “Characterization of partially premixed combustion”. *SAE Paper 2006-01-3412*, 2006.
- [45] Wimmer A. y Eichlseder H. “Potential of HCCI concepts for DI diesel engines”. *Int. J. Vehicle Design*, Vol. 41 n° 1-4, pp. 32–48, 2006.
- [46] Yoshinaka T., Nakagome K. y Niimura K. “Emission characteristics of premixed lean diesel combustion with extremely early staged fuel injection”. *SAE Paper 961163*, 1996.

- [47] Akagawa H., Miyamoto T., Harada A., Sasaki S., Shimazaki N. y Hashizume T. "Approaches to solve problems of the premixed lean Diesel combustion". *SAE Paper 1999-01-0183*, 1999.
- [48] Tiegang F., E. C. Robert, fon F. L. Chia y A W. Robert. "Influence of injection parameters on the transition from PCCI combustion to diffusion combustion in a small-bore HSDI diesel engine". *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10 n° 3, pp. 285–295, 2009.
- [49] Tiegang F., E. C. Robert, fon F. L. Chia y A W. Robert. "Effects of injection angles on combustion processes using multiple injection strategies in an HSDI diesel engine". *Fuel*, Vol. 87 n° 15-16, pp. 3232–3239, 2008.
- [50] Leif H., Gautam K., Nigel T., Bengt J. y Andrew H. "Fuel octane effects in the partially premixed combustion regime in compression ignition engines". *SAE Paper 2009-01-2648*, 2009.
- [51] Kalghatgi G. T., Risberg P. y Angström H-E. "Partially pre-mixed auto-ignition of gasoline to attain low smoke and low NO_x at high load in a compression ignition engine and comparison with a diesel fuel". *SAE Paper 2007-01-0006*, 2007.
- [52] Knop V., Kircher H., Jay S., Béard Ph., da Cruz A. Pires y Colin O. "Quantitative pollutant modelling: an essential prerequisite for diesel HCCI and LTC engine design". *Oil & Gas Science and Technology*, Vol. 63 n° 4, pp. 495–515, 2008.
- [53] Gatellier B., Ranini A. y Castagné M. "New developments of the NADITM concept to improve operating range, exhaust emissions and noise". *Oil & Gas Science and Technology*, Vol. 61 n° 1, pp. 7–23, 2006.
- [54] Sakai A., Takeyama H., Ogawa H. y Miyamoto N. "Improvements in premixed charge compression ignition combustion and emissions with lower distillation temperature fuels". *International Journal of Engine Research*, Vol. 6, pp. 433–442, 2005.
- [55] Shi L., Deng K. y Cui Y. "Study of diesel fuelled homogeneous charge compression ignition combustion by in cylinder early fuel injection and negative valve overlap". *J. Automobile Engineering*, Vol. 219 n° 10D, pp. 1193–1201, 2005.
- [56] Ying W., Wei L. y Longbao Z. "Advanced combustion operation in a single cylinder engine". *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, pp. 1303–1308, 2010.
- [57] Flowers D. L., Aceves S. M. y Babajimopoulos A. "Effect of charge non-uniformity on heat release and emissions in PCCI engine combustion". *SAE Paper 2006-01-1363*, 2006.
- [58] Ojeda W., Zoldak P., Espinosa R. y Kumar R. "Development of a fuel injection strategy for partially premixed compression ignition combustion". *SAE Paper 2009-01-1527*, 2009.
- [59] Murata Y., Nishio Y., Kusaka J., Daisho Y., Kawano D., Suzuki H., Ishii H. y Goto Y. "Numerical analysis of miller-premixed charge compression ignition combustion on a dynamic phi-T map". *International Journal of Engine Research*, Vol. 11 n° 2, pp. 89–98, 2010.
- [60] Murata Y., Kusaka J., Odaka M., Daisho Y., Kawano D., Suzuki H., Ishii H. y Goto Y. "Emissions suppression mechanism of premixed diesel combustion with variable valve timing". *International Journal of Engine Research*, Vol. 8 n° 5, pp. 415–428, 2007.
- [61] Lilik G. K., Martin J. y Boehman A. L. "Advanced combustion operation in a compression ignition engine". *Energy & Fuels*, Vol. 23 n° 1, pp. 143–150, 2009.

- [62] Centro de Motores Térmicos. Información técnica disponible en <http://www.cmt.upv.es/CALMEC>.
- [63] Yoshimitsu W., Yuji N., Akihiro Y., Noriyuki M., Jiro S. y Hajime F. “Controlling PCCI combustion with mixed fuel-application of flashing spray to early injection”. *SAE Paper 2007-01-0624*, 2007.
- [64] Naoto H., Ken T., Sung-Sub K., Takuji I. y Masahiro S. “The effects of injection conditions and combustion chamber geometry on performance and emissions of DI-PCCI operation in a diesel engine”. *SAE Paper 2007-01-1874*, 2007.
- [65] Liu B., Jia M. y Peng Z. “An investigation of multiple-injection strategy in a Diesel PCCI combustion engine”. *SAE Paper 2004-01-1134*, 2010.
- [66] Torres M., Jiménez-Espadafor F. J. y Sánchez T. “Combustion characteristics, emissions and heat release rate analysis of a homogeneous charge compression ignition engine with exhaust gas recirculation fuelled with diesel”. *Energy & Fuels*, Vol. 23, pp. 2396–2404, 2009.
- [67] Liu H., Yao M., Zhang B. y Zheng Z. “Influence of fuel and operating conditions on combustion characteristics of a homogeneous charge compression ignition engine”. *Energy & Fuels*, Vol. 23 n° SI, pp. 1422–1430, 2009.
- [68] Benajes J., Molina S., Novella R. y Amorim R. “Study on low temperature combustion for light-duty diesel engines”. *Energy & Fuels*, Vol. 24, pp. 355–364, 2010.
- [69] Pesant L., Fori L. y Jeuland N. “Effect of fuel characteristics on the performances and emissions of an early-injection LTC / diesel engine”. *SAE Paper 2008-01-2408*, 2008.
- [70] Keiichi O., Kazutoshi M., Shiroh S. y Takeshi M. “Premixed compression ignition (PCI) combustion for simultaneous reduction of NO_x and soot in diesel engine”. *SAE Paper 2004-01-1907*, 2004.
- [71] Tree D. R. y Svensson K. I. “Soot processes in compression ignition engines”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 33 n° 3, pp. 272–309, 2007.
- [72] Jia M., Xie M., Wang T. y Peng Z. “The effect of injection timing and intake valve close timing on performance and emissions of diesel PCCI engine with a full engine cycle CFD simulation”. *Applied Energy*, Vol. 88, pp. 2967–2975, 2011.
- [73] Dong H., M. I. Andrew, N. A. Dennis, Zhen H. y V. B. Stanislav. “Attainment and load extension of high-efficiency premixed low-temperature combustion with diesel in a compression ignition engine”. *Energy & Fuels*, Vol. 24, pp. 3517–3525, 2010.
- [74] Kerschgens B., Vanegas A.o y Pitsch H. “Numerical assessment of emission sources for a modified diesel engine running in PCCI mode on a mixture of gasoline and diesel”. *SAE Paper 2011-24-0014*, 2011.
- [75] Valentino G., Corcione F., Iannuzzi S. y Serra S. “Effects of premixed low temperature combustion of fuel blends with high resistance to auto-ignition on performances and emissions in a high speed diesel engine”. *SAE Paper 2011-24-0049*, 2011.
- [76] Sahin Z. “Experimental and theoretical investigation of the effects of gasoline blends on single-cylinder diesel engine performance and exhaust emissions”. *Energy & Fuels*, Vol. 22 n° 5, pp. 3201–3212, 2008.
- [77] Leung D. Y. C., Luo Y. y Chan T. L. “Optimization of exhaust emissions of a diesel engine fuelled with biodiesel”. *Energy & Fuels*, Vol. 20 n° 3, pp. 1015–1023, 2006.
- [78] Senatore A., Cardone M. y Buono D. “Combustion study of a common rail diesel engine optimized to be fueled with biodiesel”. *Energy & Fuels*, Vol. 22 n° 3, pp. 1405–1410, 2008.

- [79] Agarwal A. K. “Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 33 n° 3, pp. 233–271, 2007.
- [80] Ales H. y Breda K. “Influence of biodiesel fuel on the combustion and emission formation in a direct injection (DI) diesel engine”. *Energy & Fuels*, Vol. 21 n° 3, pp. 1760–1767, 2007.
- [81] Murillo S., Míguez J. L., Porteiro J. y Granada E. “Performance and exhaust emissions in the use of biodiesel in outboard diesel engines”. *Fuel*, Vol. 86 n° 12-13, pp. 1765–1771, 2007.
- [82] McCormick R. L., Ross J. D. y Graboski M. S. “Effect of several oxygenates on regulated emissions from Heavy-Duty diesel engines”. *Environmental Science & Technology*, Vol. 31 n° 4, pp. 1144–1150, 1997.
- [83] Schumacher L. G., Borgelt S. C., Fosseen D., Goetz W. y Hires W. G. “Heavy-duty engine exhaust emission tests using methyl ester soybean oil/diesel fuel blends”. *Bioresource Technology*, Vol. 57 n° 1, pp. 31–36, 1996.
- [84] Tsolakis A., Megaritis A. y Yap D. “Application of exhaust gas fuel reforming in diesel and homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines fuelled with biofuels”. *Energy*, Vol. 33 n° 3, pp. 462–470, 2008.
- [85] Shahid E. M. y Jamal Y. “A review of biodiesel as vehicular fuel”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 12, pp. 2484–2494, 2008.
- [86] Dorado M. P., Ballesteros E., Arnal J. M., Gómez J. y López F. J. “Exhaust emissions from a Diesel engine fueled with transesterified waste olive oil”. *Fuel*, Vol. 82 n° 11, pp. 1311–1315, 2003.
- [87] Karra P., Veltman M. y Kong S-C. “Characteristics of engine emissions using biodiesel blends in low-temperature combustion regimess”. *Energy & Fuels*, Vol. 22 n° 6, pp. 3763–3770, 2008.
- [88] Murugesan A., Umarani C., Subramanian R. y N.Nedunchezian. “Bio-diesel as an alternative fuel for diesel engines - A review”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 13 n° 3, pp. 653–662, 2009.
- [89] Mustafa C. “Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition engine fueled with petroleum diesel fuels and biodiesel”. *Bioresource Technology*, Vol. 98 n° 6, pp. 1167–1175, 2007.
- [90] Nurun N. Nd., Shamim A. Md. y Md. Z. S. Mhia. “Improvement of engine emissions with conventional diesel fuel and diesel-biodiesel blends”. *Bioresource Technology*, Vol. 97 n° 3, pp. 372–378, 1996.
- [91] Tormos B., Novella R., García A. y Gargar K. “Comprehensive study of biodiesel fuel for HSDI engines in conventional and low temperature combustion conditions”. *Renewable Energy*, Vol. 35 n° 2, pp. 368–378, 2010.
- [92] Bunce M., Snyder D., Adi G., Hall C., Koehler J., Davila B., Kumar S., Garimella P., Stanton D. y Shaver G. “Stock and optimized performance and emissions with 5 and 20 soy biodiesel blends in a modern common rail turbo-diesel engine”. *Energy & Fuels*, Vol. 24, pp. 928–939, 2010.
- [93] Veltman M., Karra P. y Kong S-C. “Effects of biodiesel blends on emissions in low temperature diesel combustion”. *SAE Paper 2009-01-0485*, 2009.

- [94] Yusuf A., A. H. Milford e I. L. Louis. “Emissions and power characteristics of diesel engines on methyl soyate and diesel fuel blends”. *Bioresource Technology*, Vol. 52 n° 2, pp. 185–195, 1995.
- [95] Luján J. M., Tormos B., Salvador F. J. y Gargar K. “Comparative analysis of a DI diesel engine fuelled with biodiesel blends during the European MVEG-A cycle: preliminary study (I)”. *Bimass and Bioenergy*, Vol. 33 n° 6-7, pp. 941–947, 2009.
- [96] Luján J. M., Bermúdez V., Tormos B. y Pla B. “Comparative analysis of a DI diesel engine fuelled with biodiesel blends during the European MVEG-A cycle: performance and emissions (II)”. *Bimass and Bioenergy*, Vol. 33 n° 6-7, pp. 948–956, 2009.
- [97] Basha S. A., Raja K. y Jebaraj S. “A review on biodiesel production, combustion, emissions and performance”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 13 n° 6-7, pp. 1628–1634, 2009.
- [98] Kyunghyun R. “The characteristics of performance and exhaust emissions of a diesel engine using a biodiesel with antioxidants”. *Bioresource Technology*, Vol. 101, pp. S78–S82, 2010.
- [99] Huang Y., Zhou L., Wang S. y Liu S. “Study on the performance and emissions of a compression ignition engine fuelled with Fischer-Tropsch diesel fuel”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, Vol. 220 n° D6, pp. 827–835, 2006.
- [100] Lapuerta M., Armas O., Hernández J. J. y Tsolakis A. “Potential for reducing emissions in a diesel engine by fuelling with conventional biodiesel and Fischer-Tropsch diesel”. *Fuel*, Vol. 89 n° 10, pp. 3106–3113, 2010.
- [101] Sun J., Caton J. A. y Jacobs T. J. “Oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fuelled diesel engines”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 36 n° 6, pp. 677–695, 2010.
- [102] Desantes J. M., Payri R., García A. y Manin J. “Experimental study of biodiesel blends effects on diesel injection”. *Energy & Fuels*, Vol. 23, pp. 3227–3235, 2009.
- [103] Graboski M. S. y McCormick R. L. “Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 24 n° 2, pp. 125–164, 1998.
- [104] Leif H., Bengt J., T. K. Gautam y J. H. Andrew. “Some effects of fuel autoignition quality and volatility in premixed compression ignition engines”. *SAE Paper 2010-01-0607*, 2010.
- [105] Shaohua Z., Wyszynski M. L., Megaritis A., Yap D. y Xu H. “Experimental investigation into HCCI combustion using gasoline and diesel blended fuels”. *SAE Paper 2005-01-3733*, 2005.
- [106] Shi S. y Rolf R. D. “Optimization of a heavy-duty compression-ignition engine fueled with diesel and gasoline-like fuels”. *Fuel*, Vol. 89 n° 11, pp. 3416–3430, 2010.
- [107] Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G. y Rakopoulos D.C. “Study of turbocharged diesel engine operation, pollutant emissions and combustion noise radiation during starting with bio-diesel or n-butanol diesel fuel blends”. *Applied Energy*, Vol. 88 n° 11, pp. 3905–3916, 2011.
- [108] Giakoumis E. G., Dimaratos A. M. y Rakopoulos C. D. “Experimental study of combustion noise radiation during transient turbocharged diesel engine operation”. *Energy*, Vol. 36 n° 8, pp. 4983–4995, 2011.

- [109] Redel-Macías M. D., Pinzi S., Leiva D., Cubero-Atienza A. J. y Dorado M. P. “Air and noise pollution of a diesel engine fueled with olive pomace oil methyl ester and petrodiesel blends”. *Fuel*, 2011.
- [110] Li W., Gu F., Ball A. D., Leung A. Y. T. y Phipps C. E. “A study of the noise from diesel engines using the independent component analysis”. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 15 n° 6, pp. 1165–1184, 2001.
- [111] Elnajjar E., Selim M. Y. E. y Omar F. “Comparison study of dual fuel engine performance and overall generated noise under different dual fuel types and engine parameters”. *International Journal of Basic & Applied Sciences*, Vol. 11 n° 3, 2011.
- [112] Benajes J., Molina S., Novella R. y Arthozoul S. “Advanced injection strategies to attain partially premixed combustion process in a heavy duty diesel engine”. *SAE Paper 2008-01-0642*, 2008.
- [113] March J., Strong G., Gregory S. y Redlers B. “Achieving diesel vehicle appeal part 1: vehicle NVH perspective”. *SAE Paper 2005-01-2484*, 2005.
- [114] Sellerbeck P., Nettelbeck C., Heinrichs R. y Abels T. “Improving diesel sound quality on engine level and vehicle level a holistic approach”. *SAE Paper 2007-01-2372*, 2007.
- [115] Shanjin W., Christophe Ch. y Fabrice G. “Optimization of combustion noise of modern diesel engines for passenger cars”. *SAE Paper 2007-01-2379*, 2007.
- [116] Ghaffarpour M. R. y Noorpoor A. R. “A numerical study of the use of pilot or split rate injection to reduce diesel engine noise”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, Vol. 221 n° D4, pp. 457–464, 2007.
- [117] Laguitton O., Crua C., Cowell T., Heikal M. R. y Gold M. R. “The effect of compression ratio on exhaust emissions from a PCCI diesel engine”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 48 n° 11, pp. 2918–2924, 2007.
- [118] Xin H., P. D. Russell y Zongxuan S. “Late intake valve closing as an emissions control strategy at Tier 2 Bin 5 engine-out NO_x level”. *SAE Paper 2008-01-0637*, 2008.
- [119] Ali M., Sung-Sub K., Takuji I., Takaaki K. y Teppei M. “Implementation of ethanol diesel blend fuels in PCCI combustion”. *SAE Paper 2005-01-3712*, 2005.
- [120] Torres M., Jimenez-Espadafor F., Carvajal E. y Becerra J. A. “Predictive modeling of a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine with EGR fueled with diesel”. *Energy & Fuels*, Vol. 23, pp. 5383–5393, 2009.
- [121] Benajes J., Molina S., Rudder K. y Amorlm R. “Optimization towards low-temperature combustion in a HSDI diesel engine, using consecutive screenings”. *SAE Paper 2007-01-0911*, 2007.
- [122] Schatzberger T., Eichlseder H., Fuchs C., Klell M., Schutting E. y Kammerdiener T. “Homogeneous diesel combustion process for low emissions”. *11th European Automotive Congress, EAEC*, 2007.
- [123] Genuit K. “The sound quality of vehicle interior noise: a challenge for the NVH-engineers”. *International Journal Vehicle Noise Vibration*, Vol. 1, pp. 158–168, 2004.
- [124] Gill S. S., Tsolakis A., Dearn K. D. y Rodríguez-Fernández J. “Combustion characteristics and emissions of Fischer-Tropsch diesel fuels in IC engines”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 37 n° 4, pp. 503–523, 2011.
- [125] Huang Z., Lu H., Jiang D., Zeng K., Liu B., Zhang J. y Wang X. “Performance and emissions of a compression ignition engine fueled with Diesel/Oxygenate blends for various fuel delivery advance angles”. *Energy & Fuels*, Vol. 19 n° 2, pp. 403–410, 2005.

- [126] Kegl B. “Influence of biodiesel on engine combustion and emission characteristics”. *Applied Energy*, Vol. 88 n° 5, pp. 1803–1812, 2011.
- [127] He J., Tang D., Ge J. y Liu S. “Characteristic of combustion noise in a Non-road diesel engine fueled with bio-diesel”. *Mechanic Automation and Control Engineering (MACE)*, pp. 7222–7225, 2011.
- [128] Janssen A., Muether M., Kolbeck A., Lamping M. y Pischinger S. “The impact of different biofuel components in diesel blends on engine efficiency and emission performance”. *SAE Paper 2011-01-2119*, 2011.
- [129] Ruan D. F., Cheng W. L. y Lee C. F. “Comparison of performance and combustion characteristics of diesel fuel and vegetable oils in DI diesel engine”. *SAE Paper 2008-01-1639*, 2008.
- [130] Piperel A., Pidol L., Noel L. y Jeuland N. “Influence of Fischer Tropsch incorporation on engine outputs and performances of a modern diesel engine with standard and optimized settings”. *SAE Paper 2011-24-0114*, 2011.
- [131] Saad A. A. A. y El-Sebai N. A. “Combustion noise prediction inside diesel engine”. *SAE Paper 1999-01-1774*, 1999.
- [132] Butterworths London: *Lilly LRC*. Diesel engine reference book.
- [133] Albarbar A., Gub F., Ball A. D. y Starr A. “Acoustic monitoring of engine fuel injection based on adaptive filtering techniques”. *Applied Acoustics*, Vol. 71 n° 12, pp. 1132–1141, 2010.
- [134] Lafon B., Antoni J., Sidahmed M. y Polac L. “The concept of cyclic sound intensity and its application to acoustical imaging”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 330 n° 9, pp. 2107–2121, 2011.
- [135] Ihlenburg F. “The medium-frequency range in computational acoustics: practical and numerical aspects”. *Journal of Computational Acoustics*, Vol. 11 n° 2, pp. 175–193, 2003.
- [136] Kanda H., Okubo M. y Yonezawa T. “Analysis of noise sources and their transfer parths in diesel engines”. *SAE Paper 1990-02-01*, 1990.
- [137] Scarpati J., Wlkström A., Jönsoon O., Glav R., Händel P. y Hjalmarsson H. “Prediction of engine noise using parameterized combustion pressure curves”. *SAE Paper 2007-01-2373*, 2007.
- [138] Ahmed I., Saad A. y Abouel-Seoud S. “Noise prediction and its application to engine detect events and faults diagnosis”. *SAE Paper 2007-01-2262*, 2007.
- [139] Desantes J. M., Torregrosa A. J. y Broatch A. “Wavelet transform applied to combustion noise analysis in high-speed DI diesel engines”. *SAE Paper 2001-01-1545*, 2001.
- [140] Win Z., Gakkhar R. P., Jain S. C. y Bhattacharya M. “Investigation of diesel engine operating and injection system parameters for low noise, emissions, and fuel consumption using Taguchi methods”. *Proceedings of the Institutions of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, Vol. 219 n° D10, pp. 1237–1251, 2005.
- [141] Strahle W. C. “Combustion noise”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 4 n° 3, pp. 157–176, 1978.
- [142] Marant V. *Contribución al análisis de la calidad sonora del ruido de combustión de los motores diesel de inyección directa*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2005.

- [143] Russel M. F. y Haworth R. “Combustion noise from high speed direct injection diesel engines”. *SAE Paper 850973*, 1985.
- [144] Albarbar A., Gub F. y Ball A. D. “Diesel engine fuel injection monitoring using acoustic measurements and independent component analysis”. *Measurement*, Vol. 43 n° 10, pp. 1376–1386, 2010.
- [145] Zheng G. T. y Leung A. Y. T. “Internal combustion engine noise analysis with time-frequency distribution”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 124, pp. 645–649, 2002.
- [146] Chen A. y Dai X. “Internal combustion engine vibration analysis with short term fourier transform”. *3rd International Congress on Image and Signal Processing*, 2010.
- [147] Cerdá S., Romero J., Giménez A. y Zurita G. “Detection of the knock in diesel engines by using the Choi-Williams distribution”. *Acta Acustica United With Acustica*, Vol. 88, pp. 998–1004, 2002.
- [148] Lee M., Bolton J. S. y Shu S. “Estimation of the combustion-related noise transfer matrix of a multi-cylinder diesel engine”. *Measurement Science & Technology*, Vol. 20 n° 1, pp. 015106, 2009.
- [149] Kamp H. y Spermann J. “New methods of evaluating and improving piston related noise in internal combustion engines”. *SAE Paper 951238*, 1995.
- [150] Richmond J. W. y Parker D. A. “The quantification and reduction of piston slap noise”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 201 n° D4, pp. 235–244, 1987.
- [151] Rohrle M. D. “Affecting diesel engine noise by the piston”. *SAE Paper 750799*, 1975.
- [152] Vora K. C. y Ghosh B. “Vibration due to piston slap and combustion in gasoline and diesel engines”. *SAE Paper 911060*, 1991.
- [153] Tabuchi T., Fujitani N. y Makini N. “Recent technology to improve engine combustion noise and exhaust emission by optimizing fuel injection system”. *SAE Paper 951791*, 1995.
- [154] Suh I. S. y Lyon R. H. “An investigation of valve train noise for the sound quality of I.C. engines”. *SAE Paper 1999-01-1711*, 1999.
- [155] Rentz P. E. y Pope D. P. “Description and control of motor vehicle noise sources”. *BBN Report NCHRP*, Vol. 2, pp. 3–7, 1974.
- [156] Thien G. E. “Elements reducing the sound emission of I.C. engine of conventional design”. *SAE Paper 790506*, 1979.
- [157] Moser F. X., Spessert B. y Haller H. “Possibilities of noise reduction in commercial and industrial diesel engines”. *Proceeding of AVL Conference on Engine and Environment*, pp. 349–370, 1996.
- [158] Kanda H., Okubo M. y Yonezawa T. “Analysis of noise source and their transfer paths in diesel engine”. *SAE Paper 900014*, 1990.
- [159] Baker J. M. *Engine noise harshness and its relation to bearing design*. Course Notes, ISVR.
- [160] Lalor N., Grover E. C. y Priede T. “Engine noise due to mechanical impacts on piston and bearings”. *SAE Paper 800402*, 1980.
- [161] Richmond J. W. y Parker D. A. “Experimental characterization of engine crankshaft rumble noise signature”. *Applied Acoustics*, Vol. 60 n° 1, pp. 45–62, 2000.

- [162] Maetani Y., Niihura T., Suzuki S., Arai S. y Okamura H. "Analysis and reduction of engine front noise induced by the vibration of the crankshaft system". *SAE Paper 931336*, 1993.
- [163] Thivant M., Cloix A., Clerc C., Blairon N. y Braguy C. "Boundary element energy method: an efficient tool for acoustic computation". *10eme Congres Français d'Acoustique*, 2010.
- [164] Austen A. E. W. y Priede T. "Origins of Diesel engine noise". *The Institute of Mechanical Engineers. Symposium on Engine Noise and Noise Suppression*, pp. 19–32, 1958.
- [165] Russell M. F. y Haworth R. "Combustion noise from high speed direct injection diesel engines". *SAE Paper 850973*, 1985.
- [166] Torregrosa A. J., Broatch A., Martín J. y Monelletta L. "Combustion noise level assessment in direct injection Diesel engines by means of in-cylinder pressure components". *Measurement Science & Technology*, Vol. 18 n° 7, pp. 2131–2142, 2007.
- [167] Russell M. F. y Haworth R. "Combustion noise from high speed direct injection Diesel engines". *SAE Paper 850973*, 1985.
- [168] Payri F., Torregrosa A. J., Broatch A. y Monelletta L. "Assessment of Diesel combustion noise overall level in transient operation". *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10 n° 6, pp. 761–769, 2009.
- [169] Timothy J., Stanislav B., Dennis A. y Patrick S. "Lean and rich premixed compression ignition combustion in a light-duty diesel engine". *SAE Paper 2005-01-0166*, 2005.
- [170] Brandl F., Veit J., Arndt R. y Priebisch H.-H. "The application of a new software tool for separating engine combustion and mechanical noise excitation". *SAE Paper 2007-01-2376*, 2007.
- [171] Pinero G., Gonzalez A. y de Diego M. "Time-Frequency analysis applied to psychoacoustic evaluation of car engine noise quality". *IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing*, pp. 3844–3847, 2002.
- [172] Carlucci A. P., Chiara F. F. y Laforgia D. "Block vibration as a way of monitoring the combustion evolution in a direct injection diesel engine". *SAE Paper 2006-01-1532*, 2006.
- [173] Urs C., Katie V., Alain Ch., Moraal P. y Scholl D. "A Wavelet-Based combustion noise meter". *IEEE International Conference on Control Applications*, pp. 262–267, 2006.
- [174] Wolf A. y Portal E. "Identification of diesel engine events from acoustic signals using independent component analysis and time-frequency analysis". *SAE Paper 2007-01-2278*, 2007.
- [175] Stankovic L. J. y BoKhme J. F. "Time-frequency analysis of multiple resonances in combustion engine signals". *Signal Processing*, Vol. 79 n° 1, pp. 15–28, 1999.
- [176] Decker M., Schmiechen P., Ropke K. y Guhmann Cl. "Optimization of Diesel engine noise". *Proceedings of 20th International Congress on Acoustics, ICA*, 2010.
- [177] Baadawi B. A., Shahin M. A., Kolosy M., Shedied S. A. y elmailhy A. "Identification of diesel engine cycle events using measured surface vibration". *SAE Paper 2006-32-0097*, 2006.
- [178] Payri F., Broatch A., Tormos B. y Marant V. "New methodology for in-cylinder pressure analysis in direct injection diesel engines application to combustion". *Measurement Science & Technology*, Vol. 16 n° 2, pp. 540–547, 2005.

- [179] Torregrosa A. J., Broatch A., Margot X., Marant V. y Beauge Y. “Combustion chamber resonances in direct injection automotive diesel engines: a numerical approach”. *International Journal Engine Research*, Vol. 5 n° 1, pp. 83–91, 2004.
- [180] Schmillen K. y wolschendorf J. “Cycle-to-cycle variations of combustion noise in Diesel engines”. *SAE Paper 890129*, 1989.
- [181] Monelletta L. *Contribution to the study of combustion noise of automotive diesel engines*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2010.
- [182] Payri F., Broatch A., Margot X. y Monelletta L. “Sound quality assessment of Diesel combustion noise using in-cylinder pressure components”. *Measurement Science & Technology*, Vol. 20 n° 1, pp. 015107, 2009.
- [183] Broatch A., Margot X., Gil A. y Donayre Ch. “Computational study of the sensitivity to ignition characteristics of the resonance in DI diesel engine combustion chambers”. *Engineering Computations*, Vol. 24 n° 1-2, pp. 77–96, 2007.
- [184] Siano D. y Bozza F. “Combustion noise prediction in a small Diesel engine finalized to the optimization of the fuel injection strategy”. *SAE Paper 2009-01-2077*, 2009.
- [185] Poirson E., Petiot J-F. y Richard F. “A method for perceptual evaluation of products by naive subjects: application to car engine sounds”. *International Journal of Industrial Ergonomics*, Vol. 40 n° 5, pp. 504–516, 2011.
- [186] Bodden M. y Heinrichs R. “Diesel sound quality analysis and evaluation”. *Forum Acousticum*, 2005.
- [187] Pruvost L., Leclere Q. y Parizet E. “Mechanical Systems and Signal Processing”. *Diesel engine combustion and mechanical noise separation using an improved spectrofilter*, Vol. 23 n° 7, pp. 2072–2087, 2009.
- [188] Brassow B. y Clapper M. “Powertrain sound quality development of the ford GT”. *SAE Paper 2005-01-2480*, 2005.
- [189] de Oliveira P. R. L., Janssens K., Gajdatsy P., der Auweraer H. Van, Varoto P. S., Sas P. y Desmet W. “Active sound quality control of engine induced cavity noise”. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 23 n° 2, pp. 476–488, 2009.
- [190] Genuit K. “Objective evaluation of acoustic quality based on a relative approach”. *Noise Control Engineering Journal*, pp. 3233–3238, 1996.
- [191] Khan M. S., Johansson O. y Sundback U. “Development of an annoyance index for heavy-duty diesel engine noise using multivariate analysis”. *Noise Control Engineering Journal*, Vol. 45 n° 4, pp. 157–167, 1997.
- [192] Echarte M. A. *Evaluación de la calidad sonora mediante parámetros psicoacústicos*. Universidad Pública de Navarra, 2010.
- [193] Ellermeier W., Mader M. y Daniel P. “Scaling the unpleasantness of sounds according to the BTL model: ratio-scale representation and psychoacoustical analysis”. *Acta Acustica United With Acustica*, Vol. 90, pp. 101–107, 2004.
- [194] Camacho García A. *Procesado tiempo-frecuencia: aplicación a la percepción humana del sonido*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2010.
- [195] Fastl H. “Psychoacoustics and Sound Quality”. *Communication Acoustics, Blauert*, 2005.
- [196] Osses A. y Espinoza V. “Ponderación Psicoacústica en Frecuencia y Amplitud para Señales de Audio digital”. *2° Congreso Internacional de Acústica UNTREF*, 2010.

- [197] Camacho A., Piñero G., de Diego M. y González A. “Exploring roughness preception in car engine noises through complex cepstrum analysis”. *Acta Acustica United with Acustica*, Vol. 94, pp. 130–140, 2008.
- [198] Zwicker E. y Fastl H. “Psychoacoustics - facts and models”. *Second updated edition Springer*.
- [199] Echarte Merico A. *Evaluación de la calidad sonora mediante parámetros psicoacústicos*. Proyecto, Universidad Pública de Navarra, 2010.

Capítulo 3

Metodología

Contenido

3.1. Introducción	81
3.2. Instalación experimental	82
3.2.1. Modificaciones y adaptación de la instalación	85
3.3. Estudios del ruido de combustión	89
3.3.1. Estudio básico del concepto de combustión PCCI .	91
3.3.1.1. Combustión PCCI con inyección partida .	95
3.3.1.2. Uso de mezclas Gasolina/Diesel en el concepto de combustión PCCI.....	96
3.3.2. Estudio básico del uso de combustibles alternativos	99
3.4. Validación de la herramienta de predicción	103
3.5. Síntesis y conclusiones	107
Bibliografía	108

3.1. Introducción

De acuerdo al tipo de investigación llevada a cabo y a los procedimientos empleados para la obtención de resultados, se determinó que la propuesta metodológica planteada en este trabajo de tesis sería de carácter estrictamente experimental. Para esto se empleó un motor Diesel de inyección directa, de 1.6 l, cuatro cilindros, sobrealimentado y equipado con sistema de inyección common rail. Con el propósito de evaluar el ruido de combustión y los niveles de emisiones contaminantes del nuevo concepto de combustión PCCI y del uso de combustibles alternativos, se definió una configuración experimental y procedimientos de ensayo, con el fin de registrar simultáneamente la evolución de la presión en el interior de todos los cilindros, el ruido radiado a 1 m del bloque del motor y las emisiones contaminantes. Con el propósito de obtener una medida fiable del ruido radiado por el motor, libre de efectos de reflexión y reverberación, las medidas del ruido se realizaron en el interior de una cámara anecoica, la cual permite disponer de condiciones de campo libre, evitando así cualquier alteración en la medida grabada por el sistema binaural. La figura 3.1 muestra el motor en el interior de la cámara anecoica y la ubicación del torso con respecto del motor.

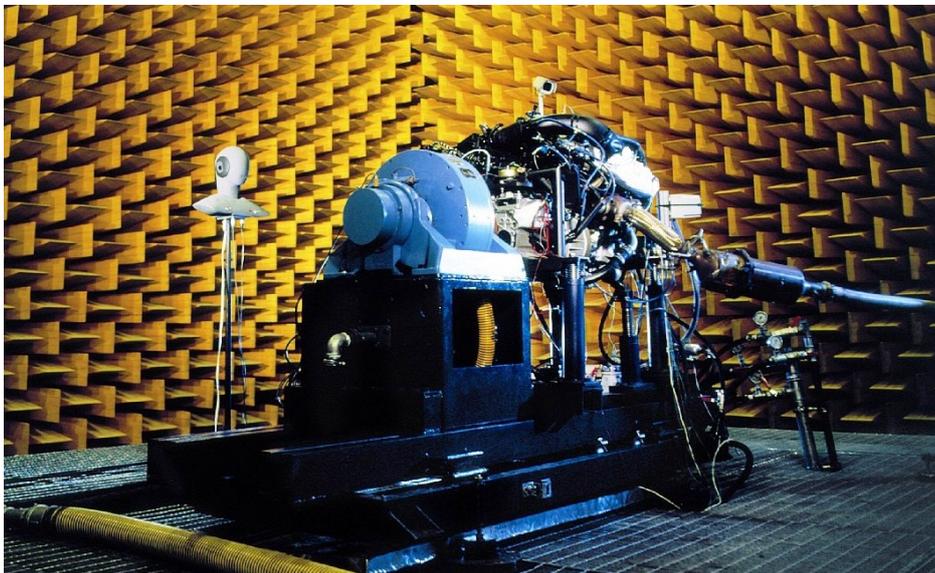


Figura 3.1. Motor en el interior de la cámara anecoica y la posición del torso.

En la sección 3.2 se hará una descripción de la instalación experimental y de las modificaciones realizadas al motor y a los sistemas auxiliares para poder desarrollar el nuevo concepto de combustión PCCI y emplear combustibles alternativos al Diesel estándar. Adicionalmente, se enumera la instrumentación empleada para el control y la medida de los parámetros de operación del motor, las emisiones contaminantes, el ruido de combustión y la señal de presión en el cilindro.

Posteriormente, en la sección 3.3 se describe la metodología empleada para el estudio del ruido de combustión en conceptos avanzados de combustión Diesel y se detalla cada uno de los estudios que se plantean acerca de las repercusiones acústicas tanto del nuevo concepto de combustión PCCI, como del uso de combustibles alternativos. En la sección 3.4, se demuestra que la metodología de la descomposición de la señal de presión en el cilindro, puede ser usada satisfactoriamente para evaluar desde los puntos de vista objetivo (nivel) y subjetivo (calidad sonora) el ruido de combustión tanto del concepto de combustión PCCI, como del uso de combustibles alternativos. Por último, en la sección 3.5 se resume las principales conclusiones de la metodología expuesta anteriormente.

3.2. Instalación experimental

Con el fin de estudiar el ruido de combustión producido al emplear combustibles alternativos y operar bajo el nuevo concepto de combustión PCCI, en todos los ensayos se usó un motor Diesel de inyección directa diseñado para funcionar con combustión convencional, el cual fue modificado y adaptado según las necesidades. Las modificaciones y adaptación de la instalación experimental serán detalladas más adelante. Además de esto, se ha acondicionado un banco motor con toda la instrumentación necesaria para registrar de manera simultánea el ruido radiado por el motor, la señal de presión en cada uno de los cilindros, los niveles de emisiones contaminantes (NO_x y partículas) y los diferentes parámetros de operación del motor.

En la tabla 3.1 se muestran las principales características del motor y del sistema de inyección. El motor está acoplado directamente a un freno asíncrono que permite controlar la velocidad y la carga del motor. El motor está instalado en una cámara anecoica, la cual es una sala especialmente diseñada para absorber el sonido que incide sobre sus paredes, suelo y techo, anulando de esta manera los efectos de reflexión, eco y reverberación del sonido. Esta cámara está construida según el principio de Wedge, permitiendo medir en condiciones de campo libre el ruido radiado por el motor Diesel desde una frecuencia de

Tipo de motor		Diesel de Inyección Directa
Cilindros		4 en línea
Diámetro del pistón	(mm)	75
Carrera	(mm)	88.3
Relación de compresión		18:1
Orificios del inyector		6
Diámetro de los orificios del inyector	(mm)	0.124
Ángulo de Cono (Included angle)	($^{\circ}$)	150

Tabla 3.1. Especificaciones del motor e inyector.

100 Hz. La figura 3.2 muestra el esquema de la cámara anecoica y la ubicación del motor y torso.

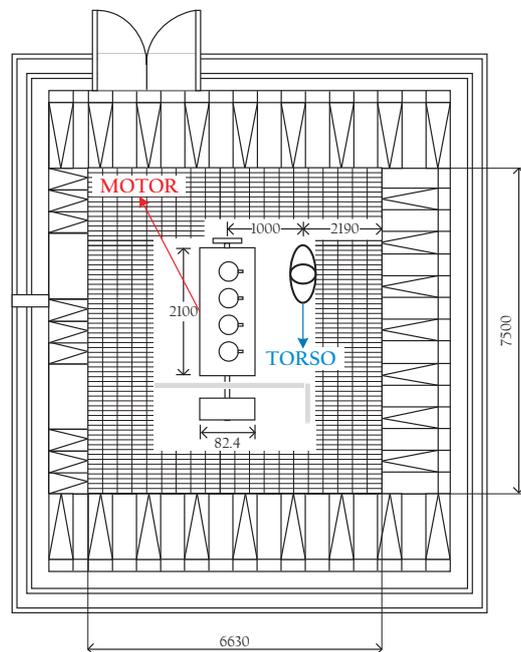


Figura 3.2. Esquema de la Cámara Anecoica.

El motor se encuentra ubicado en el centro de la cámara y está montado en una bancada y acoplado directamente a un freno eléctrico. El ruido del motor es binauralmente registrado por un torso a 1 m del motor y a una altura de 1.2 m, posicionado al lado opuesto al sistema de escape y del turbogruppo y al frente del cilindro número 4, es decir lo más lejos posible del freno. El sistema binaural se compone de una cabeza que tiene un sistema de adquisición de datos con dos micrófonos en la posición exacta a la del oído humano, lo cual permite evaluar el ruido del motor sin necesidad de escucharlo en tiempo real. El torso está conectado a un software, el cual está conformado por diferentes herramientas para el post-procesado de las medidas realizadas. El equipo en su totalidad está conformado por el torso artificial, un ecualizador, un amplificador, auriculares y un programa informático de adquisición y tratamiento de los datos, como los mostrados en la figura 3.3. El ruido del motor es muestreado con una frecuencia de 48kHz y grabado durante 10 segundos.



Figura 3.3. Torso, ecualizador, amplificador y auriculares.

El freno eléctrico y los elementos auxiliares que pueden radiar niveles de ruido importantes, se encuentran acústicamente aislados por medio de paneles y material aislante, con el fin de registrar sólo el ruido procedente de la combustión.

Para realizar la medida de la señal de presión en el interior del cilindro se emplean transductores piezoeléctricos Kistler 6055Bsp, con un rango de presión entre 0 - 250 bar, sensibilidad de -19 pC/bar y una máxima frecuencia natural de 130 kHz, los cuales generan una carga eléctrica proporcional a la magnitud de la presión en la cámara de combustión. Estos transductores se caracterizan por su buena respuesta lineal, alto rango dinámico, tamaño reducido, robustez, elevada resistencia a la temperatura y una larga vida de servicio. Para su montaje en la culata del motor, se utiliza un adaptador, que

reproduce exactamente la forma de la bujía de precalentamiento del motor y se conecta a un amplificador. La frecuencia de muestreo a la cual se realizan las medidas es de 50kHz. Esta frecuencia ha sido seleccionada teniendo en cuenta, que el rango de audición de los seres humanos se encuentra entre los 20Hz y los 20kHz. Para cada condición de operación, se registra la señal de la presión en el cilindro de 50 ciclos consecutivos. Los transductores tienen una respuesta cuasi-estacionaria prácticamente lineal.

Los sistemas de adquisición de la medida de la presión en el cilindro y el ruido radiado son sincronizados usando una caja de disparo conectada al codificador angular, que genera una señal de un uno por vuelta (1xVuelta) y permite comenzar a medir siempre en un mismo punto conocido en el motor, el cual depende de la posición del codificador angular. El 1xVuelta del codificador angular es convertido por un dispositivo electrónico a un 1xciclo. Esta señal es la entrada de la caja de disparo que permite sincronizar los diferentes sistemas de adquisición de señales.

Finalmente, con el fin de obtener cada una de las condiciones de operación que serán definidas y mostradas en la sección 3.3, se utilizó una ECU (Unidad de control del motor) abierta y un software (INCA) para controlar todos los parámetros de operación del motor de forma independiente.

3.2.1. Modificaciones y adaptación de la instalación

Con el objetivo de operar el motor bajo el concepto de combustión PCCI y emplear combustibles alternativos al Diesel estándar (biodiesel, Fischer Tropsch y mezclas de Gasolina/Diesel), se hicieron algunos cambios según la necesidad en la instalación y en el motor descrito en la tabla 3.1, el cual como se mencionó anteriormente, es un motor que opera originalmente con combustión convencional.

Modificación del motor:

La combustión PCCI se caracteriza por emplear bajas relaciones de compresión, altas presiones de inyección, pequeños ángulo de cono del chorro del combustible y altas tasas de EGR. Se utilizan altas tasas de EGR para disminuir la temperatura de combustión, aumentar el tiempo de retraso y evitar que se produzcan rápidos incrementos de la tasa de liberación de calor. Por tal motivo, las principales modificaciones del motor se centraron en el sistema de enfriamiento del EGR, con el propósito de reducir la temperatura en la admisión, como es característico en la combustión PCCI. Para esto, el

tamaño del intercambiador se incrementó en un 40% y se usó un sistema externo de refrigeración para controlar la temperatura. Por su parte, la relación de compresión y ángulo de cono del chorro del combustible se conservaron según la configuración original del motor, con el fin de evitar grandes modificaciones de este y a su vez poder realizar una comparación más directa con la combustión convencional. Adicionalmente, se instaló la siguiente instrumentación, para poder tener un completo control y conocimiento del funcionamiento del motor:

- Termopares tipo K ubicados en diferentes puntos convenientes para medir la temperatura de todos los fluidos del motor, incluyendo los del sistema de EGR.
- Una sonda Lambda ubicada en la admisión, para medir la concentración de oxígeno en la admisión.

En la figura 3.4 se muestra el esquema de la instalación experimental con las modificaciones que se realizaron.

Modificación de la línea de combustible:

Para poder realizar los ensayos con combustibles diferentes al Diesel estándar ha sido necesario modificar la línea original de combustible, con el propósito de evitar que queden trazas del combustible usado previamente en la línea, y así asegurar que se esté usando el combustible que se quiere y facilitar los cambios de carburante requeridos en cada ensayo.

En la figura 3.5 se muestra el circuito original del sistema de suministro de combustible en color negro. La línea original de combustible está conformada por un depósito principal que tiene una capacidad de mil litros. Por medio de una bomba se impulsa el combustible a un depósito más pequeño de ochenta litros, pasando por sus respectivos filtros. Desde este último, el combustible cae por gravedad y a través de la regulación de válvulas manuales puede seguir dos caminos. Por uno, ir directamente al banco motor, y por otro ir al banco motor pero atravesando una balanza gravimétrica que permite medir el gasto másico de combustible que consume el motor.

La balanza pesa el combustible consumido por el motor en un depósito interior de un litro de capacidad cuyo llenado es controlado automáticamente por una electroválvula que permite el paso del mismo cuando detecta un nivel mínimo en dicho depósito. Esta electroválvula también se puede accionar manualmente si se requiere.

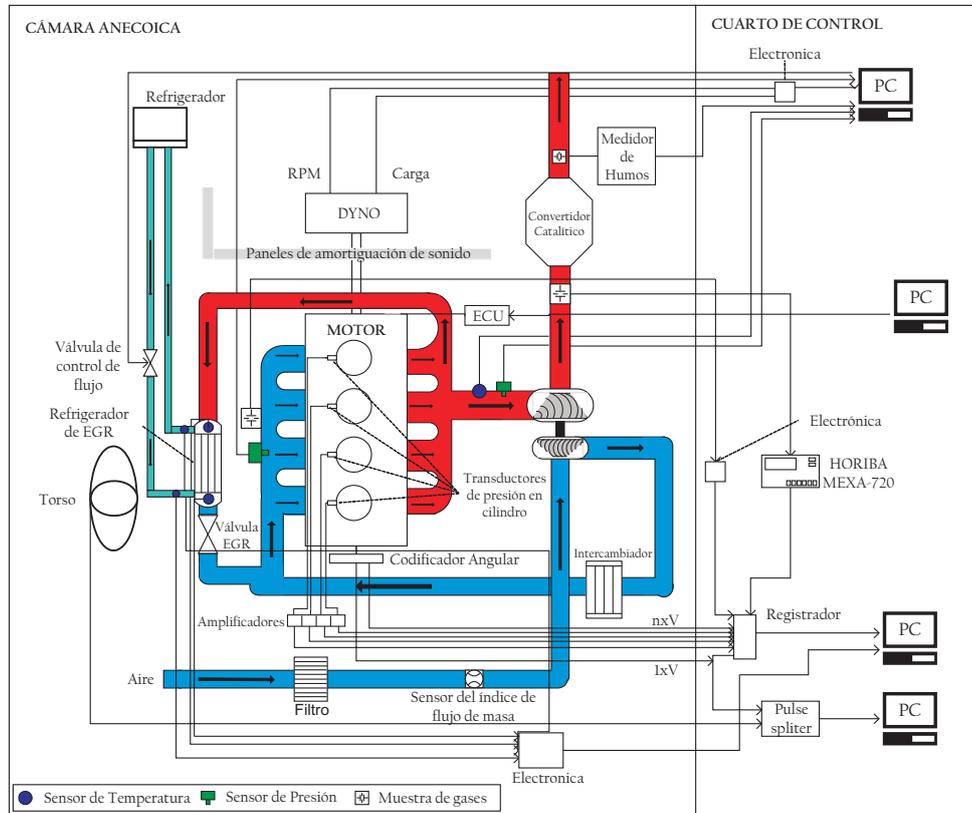


Figura 3.4. Esquema de la configuración experimental.

Con el fin de utilizar otros combustibles alternativos al Diesel estándar, se dispuso de una línea auxiliar de combustible que se une a la línea original descrita anteriormente, aguas arriba de la balanza, como se muestra en color rojo en la figura 3.5. Esta línea está formada por un depósito de un volumen de 15 l cuyo llenado se realiza manualmente a través de un orificio ubicado en la parte superior de éste. Para asegurar el llenado de la balanza a la salida del depósito hay instalada una bomba de baja presión con un bypass regulado con una válvula manual, la cual permite regular la presión y que ésta no sea excesiva en la entrada de la balanza.

Para facilitar el purgado de la línea y un cambio rápido del combustible a ensayar desde la línea auxiliar, se requiere aumentar la presión de la línea regulando la válvula manual de bypass de la bomba, y para evitar dañar la balanza por exceso de presión, se evita pasar el combustible por ésta

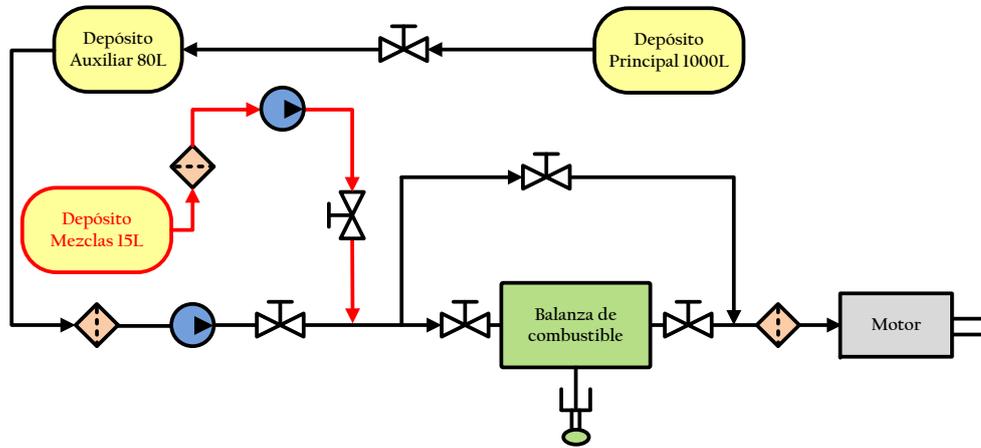


Figura 3.5. Esquema de la línea de combustible.

actuando sobre las válvulas manuales de la instalación, haciendo que éste vaya directamente al banco motor. En el retorno de combustible del banco motor se abre una válvula que permite un vaciado rápido y completo del combustible. Para el empleo de un nuevo carburante, se purga la línea, es decir, se introduce el nuevo combustible en el depósito auxiliar, se activa la bomba de baja hasta que el combustible salga por la llave de retorno del motor. Al cambiar de un combustible a otro, con el fin de evitar cualquier efecto del carburante previamente utilizado en los nuevos ensayos, el motor opera por aproximadamente una hora a alta carga, con el fin de garantizar que el motor consume el combustible que se pretende evaluar antes de empezar los ensayos.

Adicionalmente, con el propósito de registrar los niveles de emisiones contaminantes se instalaron los siguientes equipos:

- Un analizador de los gases de escape, HORIBA MEXA-720, para medir los niveles de NO_x , la relación aire/combustible (A/F), el coeficiente de exceso de aire (λ), y la concentración de oxígeno (O_2). Este equipo se caracteriza por proveer una rápida respuesta de las medidas, y por ser de fácil operación, mantenimiento y transporte. La precisión nominal de este equipo, en el rango mínimo de medida de NO_x (0 a 1000 ppm) es ± 30 ppm [1].
- Un opacímetro modelo AVL 451S para medir humos a través de la opacidad de los gases de escape, cuya escala de medida es el *Filter Smoke Number (FSN)*. La medida de FSN fue posteriormente transformada

a concentración de partículas usando la correlación propuesta por Christian *et al.* [2]. Dicha correlación se muestra en la siguiente expresión:

$$Partículas = \frac{1}{0.405} \cdot 4.95 \cdot FSN \cdot e^{(0.38 \cdot FSN)} \quad (3.1)$$

3.3. Estudios del ruido de combustión

Como punto de partida, se crearon dos grupos de estudios del ruido de combustión básicos. Uno, que involucra las repercusiones acústicas del nuevo concepto de combustión PCCI y un segundo grupo, donde se evalúa el ruido de combustión (la calidad sonora y el nivel global) de diferentes estrategias de combustión convencional que usan combustibles alternativos al Diesel estándar. Cada uno de estos estudios, está compuesto adicionalmente por subgrupos, que tienen en común, el propósito de contribuir a la optimización del ruido de combustión, sin deteriorar las prestaciones y los niveles de emisiones contaminantes. En la figura 3.6, se muestra de forma general cada uno de los estudios desarrollados en esta tesis. Una descripción más detallada de cada uno se realizará más adelante en este mismo capítulo.

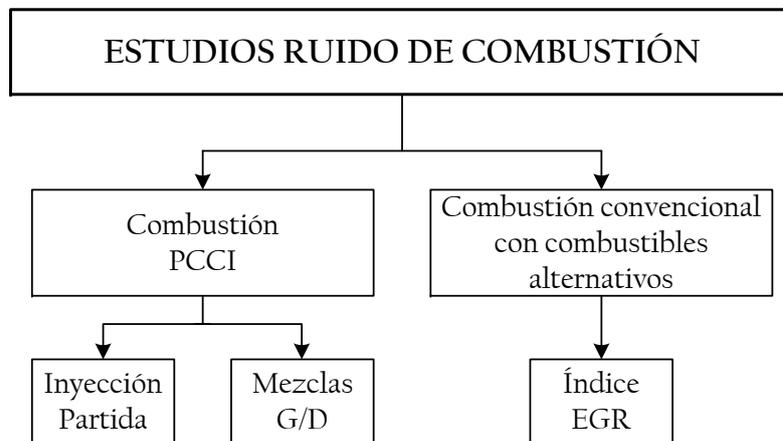


Figura 3.6. Estudios Ruido de Combustión.

La metodología general propuesta para evaluar el ruido de combustión ya sea en condiciones de combustión PCCI o al utilizar combustibles alternativos, consiste en establecer unas condiciones iniciales de referencia, las cuales

posteriormente, servirán para plantear unas nuevas estrategias de operación. Para un correcto desarrollo del trabajo experimental, se definieron rutinas para la puesta en marcha del motor y otros equipos, el registro de señales y la parada de la instalación. En este apartado, no se describirán las rutinas de arranque y parada del motor, solamente se describirán los procedimientos para la medida de la señal de presión en el cilindro, el ruido y demás parámetros de operación del motor.

Una vez el motor ha alcanzado la temperatura nominal de funcionamiento y está estabilizado, se encienden los sistemas de adquisición de datos. A través de un computador que controla la ECU, los parámetros de inyección son progresivamente cambiados para ir a cada una de las estrategias de inyección definidas en cada matriz experimental. En cada uno de los ensayos, se registran las medidas de la señal de presión instantánea en todos los cilindros, el nivel del ruido radiado por el motor, las prestaciones, parámetros termodinámicos y de inyección del motor y los niveles de NO_x y humos.

Debido a que el ruido es un fenómeno temporal, las medidas de la presión en el cilindro se registran a tiempo constante y no a ángulo constante. El ruido radiado por el motor se debe medir en condiciones de campo libre, con el fin de medir únicamente el ruido proveniente del motor, por esto se realiza en el interior de una cámara anecoica. En cada ensayo, después de la medida de la presión en el cilindro, del ruido y demás parámetros de operación del motor, se procede a realizar la medida del mismo punto en condiciones de pseudo-arrastre. Este ensayo consiste en inhibir la inyección en uno de los cilindros en un ciclo de cada 12 ciclos de combustión. La medida en condiciones de pseudo-arrastre, se utiliza en la técnica de descomposición de la presión en el cilindro, para extraer la señal de compresión, como se mencionó en el capítulo anterior.

Para el análisis del ruido de combustión, se usaron los procedimientos propuestos por Payri *et al.* [3] y Torregrosa *et al.* [4], que se han detallado anterior. Estos procedimientos fueron validados en el mismo motor usado para los estudios desarrollados en la presente tesis, operando con combustión Diesel convencional. Los procedimientos permiten la predicción de la calidad sonora y del nivel global del ruido de combustión por medio de los componentes de la presión en cilindro. La medida del ruido se realiza con el propósito de verificar que el modelo obtenido en los trabajos citados anteriormente, es también válido cuando el motor opera con combustión PCCI o usa combustibles alternativos al Diesel. Un análisis más detallado de la correlación entre los niveles de ruido medidos y los calculados, se realizará en la sección 3.4.

La metodología para evaluar simultáneamente el ruido de combustión, emisiones contaminantes y prestaciones del motor, se representa en la figura 3.7. En cada uno de los ensayos se mide la señal de presión en todos los cilindros, la cual a través de la metodología de la descomposición es usada para caracterizar el ruido de combustión desde el punto de vista objetivo (nivel de ruido global) y subjetivo (calidad sonora). Como se comentó anteriormente, la medida del ruido radiado por el motor se realiza con el propósito de correlacionar los niveles de ruido medidos y los calculados, y de esta forma, confirmar que la metodología empleada para el estudio del ruido de combustión es idónea. Con respecto a las emisiones contaminantes, se miden los niveles de NO_x y partículas, que son los más relevantes en las condiciones de operación consideradas. Finalmente, para el análisis de las prestaciones del motor, se mide el par efectivo. Dicho parámetro, permite obtener información de la potencia efectiva y del consumo específico efectivo del motor. Después de la medida y posterior procesado de la presión en cámara, del ruido, de las emisiones contaminantes y prestaciones del motor, cada uno de los parámetros a evaluar son comparados con unos valores límite. Dichos valores límite, se establecieron teniendo en cuenta, los resultados obtenidos al operar el motor en condiciones de combustión Diesel convencional. En cuanto al ruido de combustión, no sólo se busca que los nuevos modos de combustión superen la nota de la calidad sonora del motor con la estrategia convencional, sino que, además, superen el límite de aceptación, el cual corresponde a una nota de 7.

Con todos los resultados, es posible realizar un “Trade-off” entre todas las variables evaluadas. La interacción de todos los parámetros, permite evaluar de forma general las ventajas y desventajas de cada condición de operación y así, sacar unas conclusiones del trabajo realizado. Con base en los problemas encontrados, se define un nuevo plan de ensayo con el propósito de mejorar los parámetros evaluados, y se da inicio nuevamente a la metodología establecida. En el caso de los planes de ensayo que utilizan diferentes tipos de combustibles, con el propósito de verificar que los primeros ensayos que se realizaron con cada uno de los combustibles fueron llevados a cabo realmente con el carburante deseado, al finalizar todos los ensayos, se repitieron los primeros y se verificó que los resultados obtenidos en ambos casos fueran iguales.

3.3.1. Estudio básico del concepto de combustión PCCI

Para este estudio, la condición de operación seleccionada fue de baja carga (38 Nm) y media velocidad (1500 rpm). Dicha condición fue escogida porque cumple con tres requerimientos: el primero es que en combustión

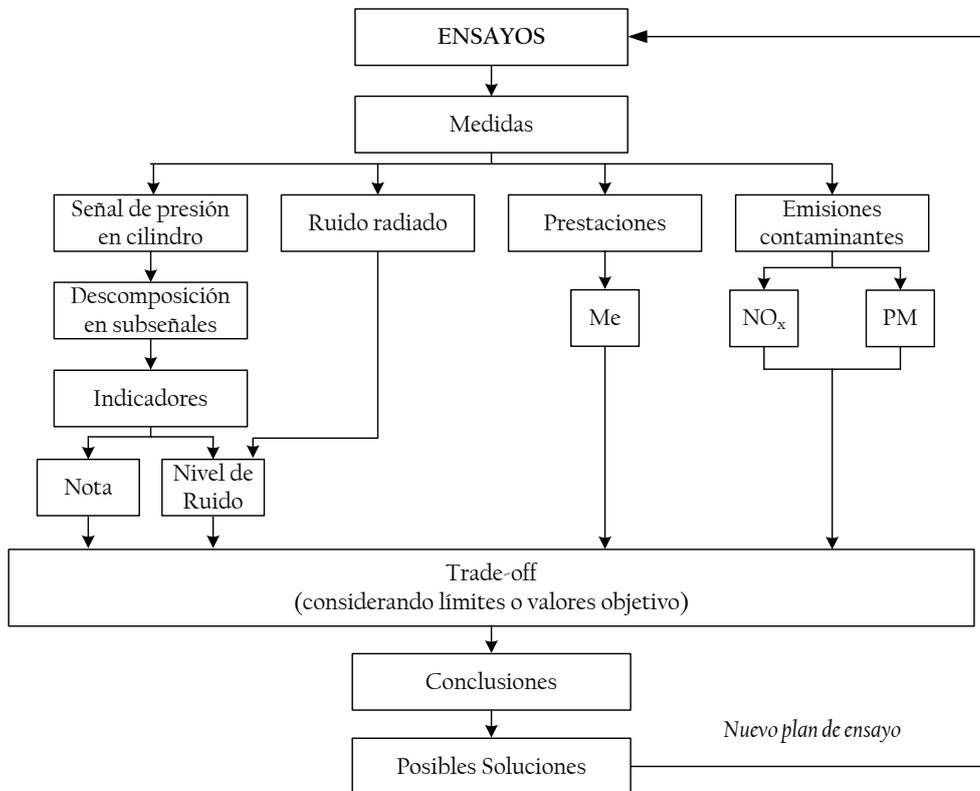


Figura 3.7. Metodología empleada para el estudio de ruido de combustión en conceptos avanzados de combustión Diesel.

Diesel convencional tiene una baja calidad sonora. El segundo es que se realiza frecuentemente (aproximadamente un 13% del tiempo total) durante la operación del motor en un ciclo de homologación MVEG (Motor Vehicle Emissions Group). Y por último, porque es precisamente en estas condiciones donde el concepto PCCI ofrece su mayor potencial. La temperatura en la admisión se fijó en 45°C con el propósito de incrementar el tiempo de retraso, y así asegurar el desarrollo de una combustión premezclada. La temperatura del resto de los fluidos del motor (combustible, aceite y refrigerante) se mantuvieron en los valores nominales alcanzados con la operación del motor en combustión convencional. La cantidad de masa total inyectada en los ensayos fue de 10 mg/cc, empleando una sola inyección.

Con la intención de evaluar la idoneidad del concepto PCCI para la reducción de emisiones contaminantes y el control del ruido de combustión se

modificaron los parámetros de la combustión que más influencia tienen dentro del proceso. Durante el estudio llevado a cabo, se realizaron variaciones del avance y de la presión de la inyección, y de la concentración de oxígeno en la admisión teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- El avance de la inyección fue modificado actuando sobre la señal de activación del inyector (SOE: Start of Energizing): se consideraron 17 valores diferentes de SOE. Con el propósito de seleccionar los avances de inyección correctos, como punto de partida, por medio del programa DIES, el cual es un programa capaz de modelar el comportamiento de los chorros Diesel en el interior del cilindro, se llevaron a cabo diferentes simulaciones considerando en primer lugar el “Ángulo de Cono” original del inyector (ángulo $\delta = 150^\circ$). Un esquema de la inclinación de los orificios, Ángulo de Cono se muestra en la figura 3.8. Como se muestra en la figura 3.9 (a), con la configuración original y un avance de inyección de 24.18° antes del PMS, se garantiza que no se produce choque de combustible con la pared del cilindro.

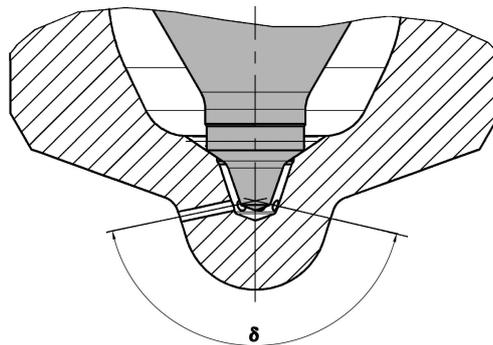


Figura 3.8. Esquema de la inclinación de los orificios (Ángulo de Cono, δ).

Posteriormente la misma simulación se llevó a cabo con un Ángulo de Cono de 70° . En este caso, el máximo avance de la inyección que garantiza que el combustible no choca con la pared del cilindro es con 60° antes del PMS, como se observa en la figura 3.9 (b). A pesar que pequeños Ángulo de Cono permiten inyectar mucho más temprano, se decidió evitar modificar la configuración original del motor, asumiendo que en los avances más tempranos, parte del combustible choca con las paredes del cilindro. Por esta razón, se decidió llevar a cabo un control del aceite para evitar daños del motor. Finalmente, el rango de avances de inyección establecido fue de 60° antes del PMS, hasta el PMS, ya que

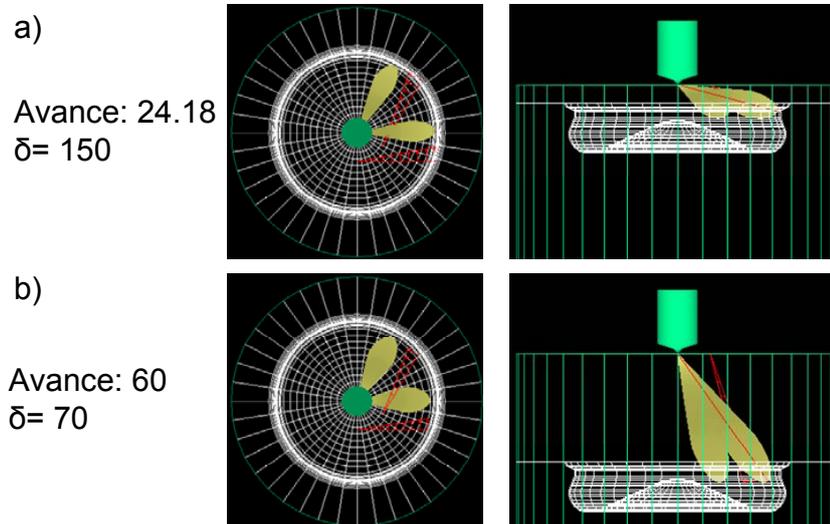


Figura 3.9. Simulación del chorro para distintos avances de inyección e Include Angle.

de esta manera se cubren los valores típicos usados en la estrategia de combustión PCCI [5, 6].

- El efecto de la presión de inyección fue evaluado considerando dos niveles de variación, 800 y 600 bar. Presiones de inyección superiores a los 800 bar no fueron consideradas, ya que se incrementaría el choque de combustible con la pared [7, 8]. Por otra parte, no se tuvieron en cuenta presiones de inyección menores a los 600 bar, ya que la penetración sería muy lenta, lo cual no es favorable para el proceso de combustión.
- Se establecieron tres niveles de concentración de oxígeno de aire en la admisión (10 %, 12 % y 14.5 %), los cuales están en el rango de los valores empleados en combustión PCCI. La variación de la concentración de oxígeno en la admisión se realizó por medio de la apertura de la válvula de EGR, como se ha realizado en otros estudios [9].

De acuerdo con lo anterior, se consideró la matriz de ensayos que se resume en la tabla 3.2, dando como resultado un total de 88 puntos de operación diferentes.

Posteriormente, tomando como base esta primera matriz de ensayos, y con el propósito de optimizar aun más los resultados del ruido de combustión,

Presión de inyección (bar)	$[O_2]_{ADM}$ (%)	SOE (° antes del PMS)
600	10	60; de 58 a 2 cada 4; PMS
	12	
	14.5	
800	10	60; de 58 a 2 cada 4; PMS
	12	
	14.5	

Tabla 3.2. Matriz de ensayo considerada en el estudio básico de combustión PCCI.

de las emisiones contaminantes y del rendimiento del motor con combustión PCCI, se buscaron y plantearon nuevas soluciones para salvar las limitaciones encontradas. Una de estas soluciones fue el uso de la inyección partida y otra el uso de mezclas de Gasolina/Diesel. Las razones que justifican el uso de estas soluciones se detallarán a continuación. Para ambos casos, se mantuvo la misma condición de operación inicial, es decir, de media velocidad (1500 rpm) y baja carga (38 Nm), al igual que la cantidad total de masa de combustible inyectada (10 mg/cc).

3.3.1.1. Combustión PCCI con inyección partida

Dentro de las soluciones más viables para lograr una reducción en el ruido de combustión se encuentra el uso de la inyección piloto, la cual permite tener un mayor control del proceso de combustión [10], evitando repentinos aumentos de la presión en el cilindro, por reducción del tiempo de retraso. Un gran tiempo de retraso significa que mucho más combustible se quema en condiciones premezcladas, lo cual lleva a un rápido incremento de la presión, causando altos niveles de ruido de combustión.

Con el propósito de analizar el efecto tanto del avance de la inyección piloto como de la principal y la variación de la cantidad de masa inyectada por cada una de las dos inyecciones, sobre el rendimiento, las emisiones y el ruido de la combustión PCCI, se definieron diferentes estrategias de inyección teniendo en cuenta los resultados más satisfactorios del primer plan de ensayo.

Los valores de los avances de la inyección piloto y principal, de la presión de inyección y concentración de oxígeno en la admisión, que se emplearon para este nuevo estudio, serán justificados en la sección 4.3, ya que como se mencionó anteriormente, se consideran los resultados más satisfactorios de la primera matriz de ensayos.

Junto con el análisis del efecto del avance de la inyección piloto y la principal, se evaluó la influencia de la cantidad de masa de combustible inyectada durante la inyección piloto. Para esto, se tuvieron en cuenta porcentajes entre el 20 y 60 % del total de combustible inyectado. Estos porcentajes fueron considerados teniendo en cuenta los valores utilizados en trabajos previamente realizados [11–15], y para evitar que el combustible choque con las paredes del cilindro, cuando se utilicen inyecciones muy tempranas, lo cual ocasionaría una caída del rendimiento del motor.

3.3.1.2. Uso de mezclas Gasolina/Diesel en el concepto de combustión PCCI

Otra solución que se plantea para mejorar el ruido de combustión y el rendimiento del motor, es el uso de mezclas de Diesel con gasolina, las cuales se caracterizan por su mayor resistencia al auto-encendido y menor índice de cetano, lo cual permite desarrollar combustiones homogéneas o premezcladas con más facilidad y evitar el empleo de altas tasas de EGR, con lo cual el rendimiento del motor podría ser satisfactorio.

Para definir la matriz de ensayos para evaluar el efecto de las mezclas de gasolina/Diesel del concepto de combustión PCCI, se consideraron nuevamente, los resultados más satisfactorios del estudio base. Dichos valores, serán detallados en la sección 4.4.

Con el propósito de seleccionar las mezclas de Gasolina/Diesel más adecuadas, inicialmente, se obtuvieron las principales propiedades (viscosidad, densidad, índice de cetano y poder calorífico) de diferentes mezclas de Gasolina. Dentro de las propiedades más importantes de los combustibles para motores Diesel se encuentra el número de cetano, que como se ha mencionado anteriormente es una propiedad que afecta fuertemente al proceso de combustión y por lo tanto a la formación de emisiones contaminantes. El número de cetano es una medida de la capacidad de auto-encendido de un combustible Diesel, por lo que un número de cetano alto implica un tiempo de retraso corto. Dado que las pruebas para determinar el número de cetano son costosas, existen varias correlaciones, que permiten predecir la calidad del encendido basado en las propiedades del combustible Diesel. Normalmente se

emplea el índice de cetano, el cual se puede estimar a partir de la curva de destilación y de la densidad del combustible [16]. En la figura 3.10 se muestran las curvas de destilación obtenidas para cada mezcla. El índice de cetano se calcula empleando la norma ASTM D976 [17], por medio de las siguientes ecuaciones:

$$IC = -420.34 + 0.016G^2 + 0.192G \cdot \log M + 65.01(\log M)^2 - 0.0001809M^2 \quad (3.2)$$

$$IC = 454.74 - 1641.416D + 774.74D^2 - 0.554B + 97.803(\log B)^2 \quad (3.3)$$

donde

G = densidad de la muestra en grados API.

M = temperatura de ebullición para el 50 % de la muestra destilada ($^{\circ}F$).

D = densidad de la muestra a $15^{\circ}C$, g / ml.

B = temperatura de ebullición para el 50 % de la muestra destilada ($^{\circ}C$).

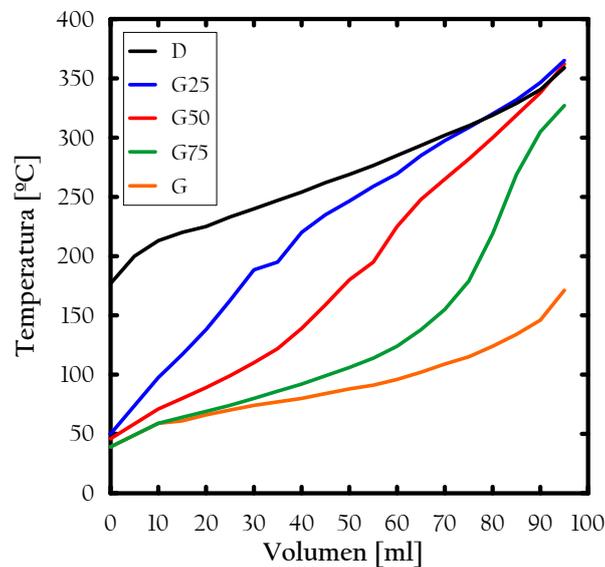


Figura 3.10. Curvas de destilación de las mezclas Gasolina/Diesel.

Estas ecuaciones son correlaciones empíricas útiles para estimar el índice de cetano de un combustible en función de otras propiedades físicas, como son

la gravedad API y el punto de ebullición medio. De esta forma fue posible tener una estimación del número de cetano. La figura 3.11, muestra las tendencias de todas las propiedades medidas para cada combustible y el valor límite de cada propiedad según la norma EN 590 de la UE para combustibles Diesel [18]. En esta figura se observa que al aumentar la concentración de la gasolina en la mezcla con el Diesel, los valores de la viscosidad y densidad disminuyen y en ninguno de los casos se cumple con la normativa de los combustibles. Como es sabido bajos valores de viscosidad y densidad en los combustibles pueden afectar a la vida útil de los componentes del sistema de inyección de combustible, ya que con combustibles más ligeros la lubricación será menos efectiva, debido a la baja viscosidad. Por esta razón y teniendo en cuenta los límites dentro de los cuales deben estar las propiedades de los combustibles, sólo se escogieron las mezclas con 25 y 50 % de concentración de gasolina en la mezcla, para realizar los ensayos de combustión PCCI con Gasolina/Diesel. Adicionalmente, para evitar daños en el sistema de inyección de combustible con las mezclas de Gasolina/Diesel se agregó una pequeña cantidad de aditivo de lubricidad (500 ppm) a la mezcla. Dicha cantidad de aditivo no altera las propiedades de las mezclas.

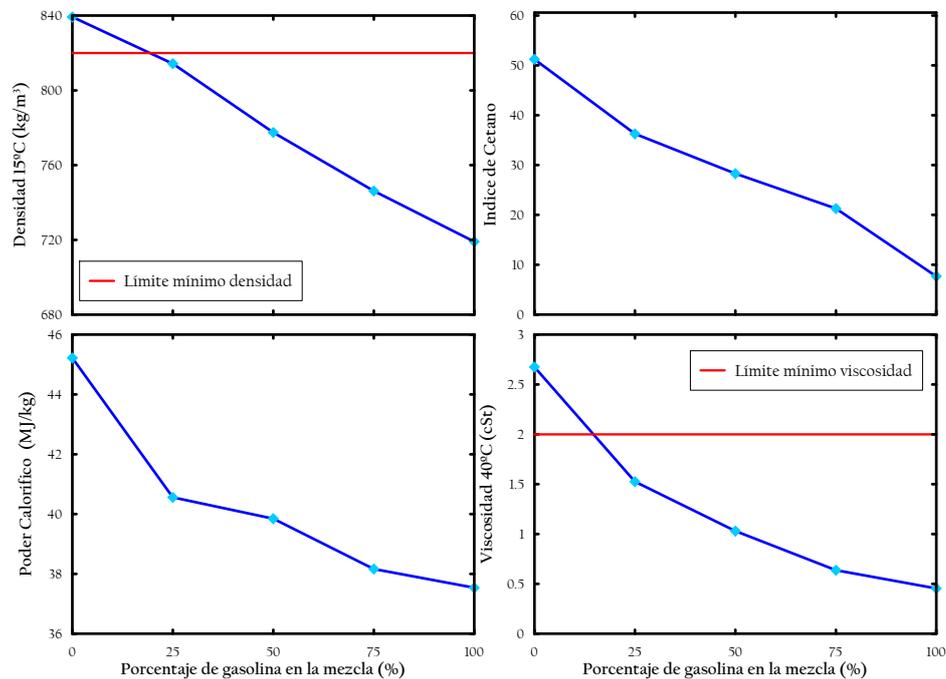


Figura 3.11. Propiedades de combustibles y mezclas de Gasolina/Diesel.

La tabla 3.3 muestra un resumen de las principales propiedades de las diferentes mezclas y combustibles considerados para establecer la nueva matriz de ensayos. Dichas propiedades, fueron obtenidas en los laboratorios del Departamento de Maquinas y Motores Térmicos.

3.3.2. Estudio básico del uso de combustibles alternativos

Con el propósito de estudiar la influencia de los combustibles alternativos sobre el ruido de combustión, los niveles de NO_x y de partículas, y el rendimiento del motor, se seleccionaron dos tipos de biodiesel y un combustible sintético. Los biodiesel empleados para el estudio fueron producidos a partir de colza y soja. La concentración volumétrica de cada uno de estos dos biodiesel en las mezclas con combustible Diesel estándar fue de 30 %, 50 %, y 80 %. El combustible sintético elegido fue el Fischer Tropsch. Estos combustibles alternativos fueron seleccionados, ya que son carburantes con fácil salida en el mercado, por su bajo contenido de azufre y de aromáticos, lo cual contribuye a la reducción de emisiones contaminantes.

En la figura 3.12, se muestran las curvas de destilación obtenidas para cada uno de los combustibles, con las cuales fue posible calcular el índice de cetano. En la tabla 3.4 se resumen las principales propiedades de las mezclas de biodiesel y del Fischer Tropsch. Como era de esperarse, el índice de cetano de todos los combustibles alternativos es mayor al del combustible Diesel estándar. Con respecto al poder calorífico, las mezclas de biodiesel muestran una disminución de esta propiedad con respecto al combustible Diesel estándar, y lo opuesto sucede con el Fischer Tropsch. En todos los casos la viscosidad de las mezclas de biodiesel y del Fischer Tropsch estuvo dentro de los límites de la norma EN 590, es decir, entre 2 y 4.5 cSt/seg. En cuanto a la densidad, todas las mezclas de biodiesel sobrepasaron el límite superior y el Fischer Tropsch, por el contrario presenta una densidad por debajo del límite inferior de la normativa.

Con el fin de estudiar el impacto de las diferentes mezclas de biodiesel y la del combustible sintético sobre el rendimiento del motor, emisiones contaminantes y el ruido de combustión, se consideraron 15 condiciones de operación diferentes, de las cuales, 7 corresponden a baja carga (entre 5 % y 24 % de carga) y 8 a media carga (entre 35 % y 74 % de carga), como se muestran en la figura 3.13. Estas condiciones han sido elegidas porque son puntos de operación del motor en el cual el ruido de combustión con combustible Diesel estándar tiene una muy mala calidad sonora.

Combustible (en concentración Volumétrica)	Densidad 15°C (kg/m ³)	Índice de cetano	Viscosidad 40°C (cSt)	PCS (MJ kg ⁻¹)
D: 100% Diesel	839.3	51.2	2.676	45.2
G25: 25% Gasolina / 75% D	814.3	36.6	1.525	40.6
G50: 50% Gasolina / 50% D	777.5	28.3	1.031	39.8
G75: 75% Gasolina / 25% D	746.2	21.3	0.638	38.1
G: 100% Gasolina	719.1	7.7	0.454	37.5

Tabla 3.3. *Propiedades de las mezclas Gasolina/Diesel.*

Combustible (en concentración Volumétrica)	Densidad 15°C (kg/m ³)	Índice de cetano	Viscosidad 40°C (cSt)	PCS (MJ kg ⁻¹)
D: 100 % Diesel	839.3	51.2	2.676	45.2
SB30: 30 % Soja/70 % D	855.4	51.7	3.419	43.6
SB50: 50 % Soja/50 % D	866.9	52.1	3.571	42.5
SB80: 80 % Soja/20 % D	874.1	59.4	3.958	40.7
RB30: 30 % Colza/70 % D	854.2	52.1	3.496	43.7
RB50: 50 % Colza/50 % D	865.0	52.7	3.636	42.4
RB80: 80 % Colza/20 % D	873.9	60.0	4.094	40.7
FT: 100 % Fischer Tropsch	772.0	78.1	2.785	47.0

Tabla 3.4. Propiedades de los combustibles alternativos.

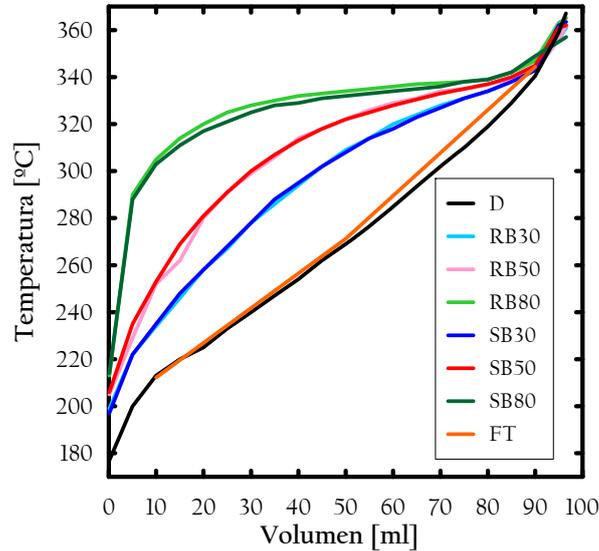


Figura 3.12. Curvas de destilación de los combustibles alternativos.

Con el fin de determinar las condiciones de referencia, se desarrollaron ensayos preliminares con combustible Diesel estándar y con una configuración base del motor. De esas condiciones de funcionamiento se obtuvieron los valores de referencia de consumo de combustible, de los niveles de NO_x y partículas, de la calidad del ruido de combustión y del ruido global para cada uno de los 15 puntos de operación descritos anteriormente. Posteriormente, dichas condiciones, se repitieron usando las seis mezclas de biodiesel y el combustible sintético.

Los ensayos con cada uno de los combustibles alternativos se realizaron a iso-par respecto a la condición con combustible Diesel estándar. Para alcanzar el par determinado con cada uno de los combustibles alternativos, la cantidad de masa de combustible inyectada en la inyección piloto se mantuvo igual a la condición de referencia, es decir, la que se emplea con combustible Diesel estándar, variando entonces, la cantidad de masa inyectada en la inyección principal. Junto a esto, se usó el sistema modificado de EGR para mantener la temperatura en la admisión a 45°C en todos los ensayos. Adicionalmente, la masa en la admisión fue controlada por medio de la válvula del EGR, con el fin de mantener el mismo flujo que en el caso de la condición de referencia. La tabla 3.5 resume los principales parámetros de operación considerados en cada condición de funcionamiento.

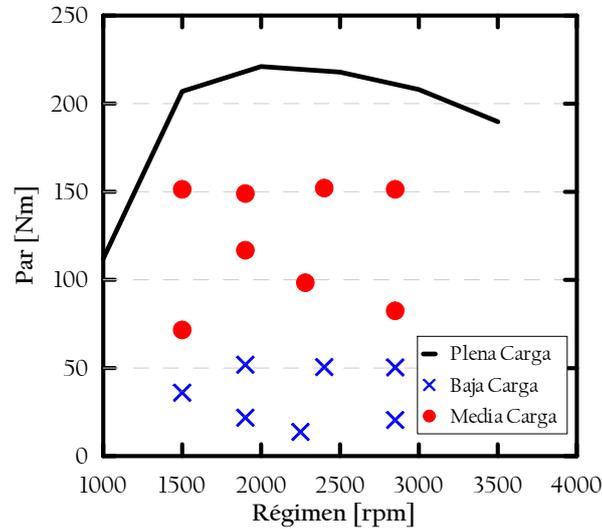


Figura 3.13. Distribución de las condiciones de operación sobre el mapa del motor.

3.4. Validación de la herramienta de predicción

La medida del nivel global del ruido de combustión se realiza con el objeto de verificar que el ruido de combustión calculado con el modelo propuesto por Torregrosa *et al.* [4], es también válido cuando el motor opera con modos de combustión distintos a la combustión Diesel convencional, para el que fue desarrollado. Una buena correlación entre el ruido medido y el ruido calculado, permite asumir que la nota de la calidad sonora del ruido de combustión obtenida por medio de la ecuación (2.8), es correcta. Lo anterior, evita la necesidad de realizar pruebas de escucha, las cuales requieren de mucho esfuerzo, trabajo y recursos para su desarrollo. En la figura 3.14 se representa la relación entre el ruido de combustión estimado con la ecuación (2.7) y el nivel global de ruido emitido por el motor, para todos los estudios realizados en esta tesis.

De la figura 3.14, se observa que en el estudio básico del ruido de combustión PCCI, es donde se presentan las mayores diferencias entre el ruido medido y el ruido calculado. Dichas condiciones de operación fueron las que usaron la mayor concentración de oxígeno en la admisión (14.5%) y cualquiera de las dos presiones de inyección. Un resumen de los resultados de la evaluación del nivel de ruido a través de parámetros estadísticos se muestra en la tabla 3.6. Las variables estadísticas muestran que aunque el coeficiente de correlación de

Régimen (rpm)	Par (Nm)	SOE_{pil} (°PMS)	SOE_{prin} (°PMS)	Masa piloto (mg/str)	Presión inyección (bar)	Gasto másico de aire (kg/h)
<i>Baja Carga</i>						
1500	38	-25.28	3.00	1.62	859	45
1900	20	-25.05	0.65	1.54	666	45
1900	50	-27.50	0.66	1.62	850	60
2250	13	-27.89	-1.50	1.58	687	87
2400	50	-30.21	-3.00	1.65	900	118
2850	20	-32.80	-5.50	1.29	516	158
2850	50	-33.00	-6.80	1.60	795	171
<i>Media Carga</i>						
1500	76	-27.80	1.17	1.76	1035	52
1500	152	-31.78	-3.60	1.77	1050	105
1900	127	-33.35	-4.33	1.90	1212	104
1900	152	-34.28	-5.55	1.90	1215	127
2280	104	-33.98	-5.00	1.92	1250	120
2400	152	-37.66	-9.51	1.94	1288	197
2850	89	-35.20	-8.41	1.87	1119	189
2850	152	-38.60	-11.15	1.98	1238	221

Tabla 3.5. Parámetros de operación bajo condiciones convencionales de funcionamiento.

cada matriz de ensayos es alto, los errores máximos en cada caso son altos para la evaluación del ruido. En comparación con los resultados de los estudios de ruido de combustión realizados anteriormente en este mismo motor [19], con combustión convencional, los errores máximos actuales son elevados. En dicha ocasión el error máximo fue de 2.44 dB.

En el caso de las estrategias de combustión PCCI con inyección partida o en las que se emplearon mezclas de Gasolina/Diesel, en el 95 % y 97 % de los casos, respectivamente, el error se encuentra por debajo de 2.44 dB. En la matriz de ensayos de los combustibles alternativos, el error máximo es muy similar al de los ensayos con combustión convencional. En esta ocasión, los mayores errores se dieron en condiciones de operación de alto régimen y más

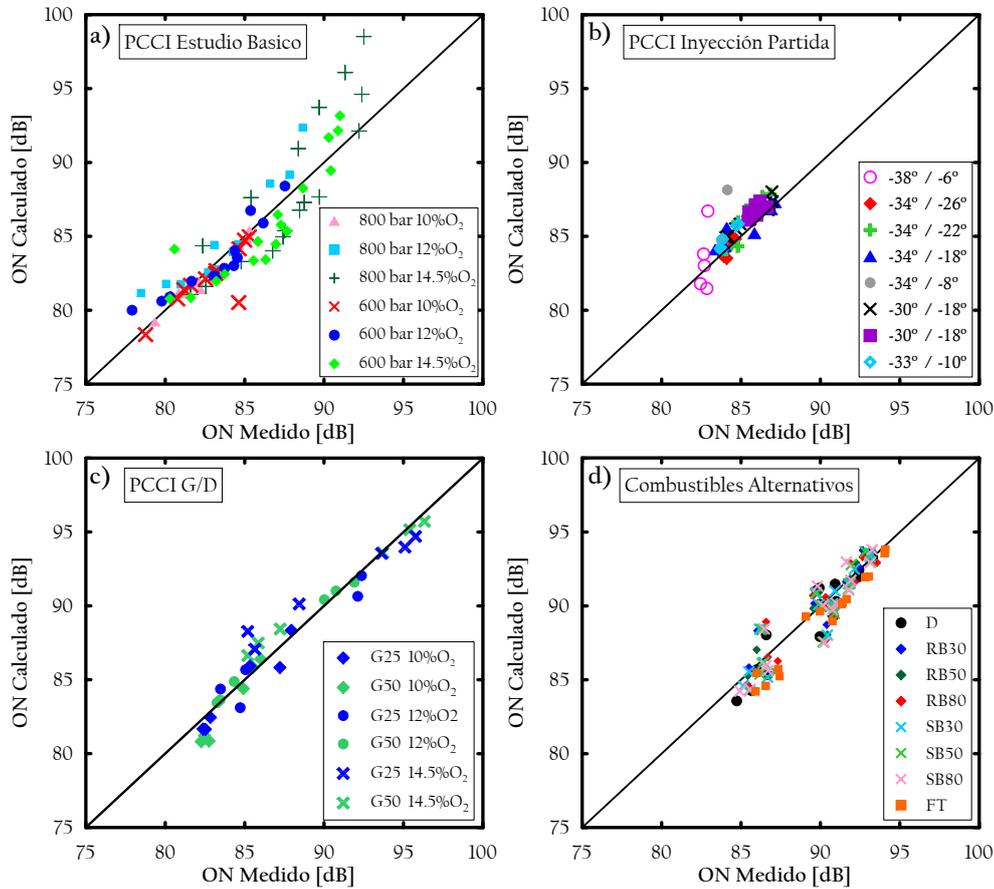


Figura 3.14. Correlación entre ruido medido y ruido calculado del: a) estudio básico de la combustión PCCI, b) de la combustión PCCI con inyección partida, c) de la combustión PCCI con mezclas Gasolina/Diesel y d) del uso de combustibles alternativos.

baja carga y en las de menor régimen y mayor de carga, para los dos biodiesel en las tres concentraciones volumétricas.

Al hacer un análisis más profundo de las condiciones que tienen un error muy alto (superior a 2.44 dB), las cuales en su mayoría son los puntos con concentración de oxígeno en la admisión de 14.5%, se encuentra, que en estas condiciones el indicador que caracteriza la resonancia de la cámara de combustión, I_2 , es elevado. Si no se consideran estas estrategias de operación para la evaluación de errores, el coeficiente de correlación aumenta, como se muestra en la tabla 3.7. El máximo aumento del coeficiente de correlación se

Parámetros estadísticos Estudio	ε_{medio} (dB)	ε_{maximo} (dB)	σ (dB)	R (%)
PCCI	1.25	6.02	1.18	90.55
PCCI Inyección partida	0.82	3.99	0.65	84.36
PCCI G/D	0.85	3.08	0.65	96.94
Combustibles alternativos	0.90	2.70	0.70	92.79

Tabla 3.6. Parámetros estadísticos de la comparación del ruido de combustión estimado con el ruido medido de las diferentes estrategias de combustión PCCI y empleo de combustibles alternativos.

Parámetros estadísticos Estudio	ε_{medio} (dB)	ε_{maximo} (dB)	σ (dB)	R (%)
PCCI	0.85	2.23	0.77	94.86
PCCI Inyección partida	0.77	1.47	0.43	93.27
PCCI G/D	0.81	1.90	0.54	97.66
Combustibles alternativos	0.82	2.24	0.61	94.79

Tabla 3.7. Parámetros estadísticos de la comparación del ruido de combustión estimado con el ruido medido sin considerar las condiciones con un error muy alto.

produce en la matriz de ensayos del estudio del concepto PCCI con inyección partida, el cual equivale a aproximadamente un crecimiento del 9%. Al tener en cuenta todos los estudios, el error máximo disminuye entre 70% y 86%.

A pesar que el 6.85% de todos los puntos considerados en la metodología tienen un error muy alto, dichas condiciones se tuvieron en cuenta en este trabajo, ya que los resultados del análisis estadístico muestran que la correlación para cada uno de los casos de estudio es satisfactoria, lo cual permite desarrollar estudios cualitativos con suficiente precisión. Por tal razón, los resultados mostrados en la tabla 3.6, permiten validar la herramienta de predicción del ruido de combustión propuesta por Torregrosa *et al.* [4] y Payri *et al.* [3] para los estudios planteados en esta tesis. Como se comentó anteriormente, para cada uno de los casos de estudio, ya sea del concepto de combustión PCCI o del uso de combustibles alternativos, las

condiciones de operación que muestran una muy buena correlación entre el ruido medido y el ruido calculado supera el 90 % de los casos.

3.5. Síntesis y conclusiones

En este capítulo se ha presentado y descrito la metodología experimental propuesta en la presente tesis. En primer lugar, se ha presentado la instalación experimental usada en este trabajo de investigación, junto con los equipos de medida empleados en los ensayos. Se ha hecho énfasis en las modificaciones que se desarrollaron para operar correctamente bajo el concepto de combustión PCCI y con el uso de combustibles alternativos al Diesel estándar.

Posteriormente, se han descrito cada uno de los dos estudios principales que se plantearon en este trabajo de investigación. En el caso de la combustión PCCI, se seleccionaron los parámetros de la combustión que más influencia tienen sobre la combustión, con el propósito de evaluar el efecto de estos sobre el ruido de combustión, emisiones contaminantes y prestaciones del motor. Con el propósito de evitar un excesivo choque de combustible con la pared del cilindro, se establecieron unos valores límite para cada uno de los parámetros de la combustión. A pesar de esto, se decidió llevar un control del aceite, ya que por medio de simulaciones de la producción del chorro de combustible, se predijo que al inyectar muy temprano, parte del combustible chocaría con las paredes del cilindro al mantenerse la configuración original del motor. Con respecto al uso de los combustibles alternativos, se plantea utilizar mezclas de biodiesel a base de soja y colza en concentraciones volumétricas de 30, 50 y 80 % y un combustible sintético (Fischer Tropsch), para operar el motor en condiciones convencionales de funcionamiento.

Para cada uno de los estudios base, se establecieron acciones para optimizar especialmente los resultados obtenidos del ruido de combustión, sin perjudicar los niveles de NO_x y partículas, así como el rendimiento del motor. Adicionalmente, se ha indicado la metodología empleada durante la realización de los ensayos para asegurar en lo posible la exactitud de las medidas.

Finalmente, se ha mostrado que la herramienta de predicción de la calidad sonora y nivel global del ruido de combustión proporciona resultados satisfactorios. Al comparar los niveles globales de los ruidos medidos y calculados, en escasas condiciones de operación el error máximo es muy alto y se produce en las condiciones en las cuales, la contribución del indicador que caracteriza la resonancia de la cámara de combustión, I_2 , es alto.

Bibliografía

- [1] *Horiba Automotive Test Systems*. Información técnica disponible en <http://www.horiba.com>.
- [2] Christian V. R., Knopf F., Jaschek A. y Schindler W. “Eine neue Meßmethodik der Bosch-Zahl mit erhörter Empfindlichkeit”. *MTZ Motortech*, Vol. 54, pp. 16–22, 1993.
- [3] Payri F., Broatch A., Margot X. y Monelletta L. “Sound quality assessment of Diesel combustion noise using in-cylinder pressure components”. *Measurement Science & Technology*, Vol. 20 n° 1, pp. 015107, 2009.
- [4] Torregrosa A. J., Broatch A., Martín J. y Monelletta L. “Combustion noise level assessment in direct injection Diesel engines by means of in-cylinder pressure components”. *Measurement Science & Technology*, Vol. 18 n° 7, pp. 2131–2142, 2007.
- [5] Win Z., Gakkhar R. P., Jain S. C. y Bhattacharya M. “Investigation of diesel engine operating and injection system parameters for low noise, emissions, and fuel consumption using Taguchi methods”. *Proceedings of the Institutions of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, Vol. 219 n° D10, pp. 1237–1251, 2005.
- [6] Naoto H., Ken T., Sung-Sub K., Takuji I. y Masahiro S. “The effects of injection conditions and combustion chamber geometry on performance and emissions of DI-PCCI operation in a diesel engine”. *SAE Paper 2007-01-1874*, 2007.
- [7] Bruneaux G. “Liquid and vapor spray structure in high-pressure common rail diesel injection”. *Atomization and Sprays*, Vol. 11 n° 5, pp. 533–556, 2001.
- [8] Heywood J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Publishing.
- [9] Ogawa H., Li T. y Miyamoto N. “Characteristics of low temperature and low oxygen diesel combustion with ultra-high exhaust gas recirculation”. *MTZ Motortech*, Vol. 8 n° 4, pp. 365–378, 2007.
- [10] Durnholz M., Endres H. y Frisse P. “Preinjection a measure to optimize the emission behavior of DI-Diesel engine”. *SAE Paper 940674*, 1994.
- [11] Neely G. D., Sasaki S. y Leet J. A. “Experimental investigation of PCCI-DI combustion on emissions in a Light-Duty Diesel engine”. *SAE Paper 2004-01-0121*, 2004.
- [12] Keiichi O., Kazutoshi M., Shiroh S. y Takeshi M. “Premixed compression ignition (PCI) combustion for simultaneous reduction of NO_x and soot in diesel engine”. *SAE Paper 2004-01-1907*, 2004.
- [13] Hanson R., Splitter D. y Reitz R. “Operating a heavy-duty direct-injection compression-ignition engine with gasoline for low emissions”. *SAE Paper 2009-01-1442*, 2009.
- [14] Ojeda W., Zoldak P., Espinosa R. y Kumar R. “Development of a fuel injection strategy for partially premixed compression ignition combustion”. *SAE Paper 2009-01-1527*, 2009.
- [15] Thompson L. L. “A review of finite-element methods for time-harmonic acoustics”. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 119 n° 3, pp. 1315–1330, 2006.
- [16] Rodríguez Fernández J. *Estudio Bibliográfico y Experimental de las Emisiones y Prestaciones de un Motor Trabajando con Biodiesel*. Ediciones de la Universidad de Castilla la Mancha, 2008.
- [17] *ASTM D976 – Standard Test Methods for Calculated Cetane Index of Distillate Fuels*. 2011.

-
- [18] *UNE-EN 590:2009+A1 – Combustibles para automoción, combustibles para motores diésel (gasóleo), Requisitos y métodos de ensayo.* 2010.
- [19] Monelletta L. *Contribution to the study of combustion noise of automotive diesel engines.* Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2010.

Capítulo 4

Análisis del ruido de combustión PCCI

Contenido

4.1. Introducción	113
4.2. Estudio básico del concepto PCCI	114
4.2.1. Ruido de combustión PCCI	114
4.2.1.1. Sensibilidad del ruido a los parámetros de combustión	115
4.2.1.2. Contribución de los indicadores de la combustión a la calidad del ruido	121
4.2.2. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor .	124
4.2.3. Trade-off entre el ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento del motor	131
4.3. Combustión PCCI con inyección partida	136
4.3.1. Efecto sobre el ruido de combustión	138
4.3.1.1. Sensibilidad del ruido al balance de masas	138
4.3.1.2. Efecto de la variación del avance de la inyección piloto	141
4.3.1.3. Efecto de la variación del avance de la inyección principal	143
4.3.2. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor .	144
4.3.3. Efecto de la concentración de oxígeno en la admisión con estrategias de inyección partida	149
4.4. Efecto de las mezclas de Gasolina/Diesel en la combustión PCCI	152

4.4.1. Análisis del ruido de combustión	154
4.4.2. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor .	155
4.4.3. Trade-off entre el ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento	160
4.5. Comparativa global de estrategias PCCI	164
4.6. Síntesis y conclusiones	166
Bibliografía	168

4.1. Introducción

Para dar cumplimiento a las restrictivas normativas ambientales se han desarrollado nuevos conceptos de combustión, entre los que se encuentra la combustión PCCI, en la cual el combustible es quemado en condiciones de premezcla. En estas condiciones de funcionamiento desafortunadamente el ruido de combustión tiende a empeorar y consecuentemente, los usuarios podrían ser reacios a conducir vehículos equipados con motores Diesel que empleen este tipo de combustión, haciendo que se pierda su potencial para la preservación del medio ambiente. En este capítulo, se realizará un análisis del ruido de combustión, rendimiento y emisiones contaminantes con el fin de evaluar la idoneidad de los motores con combustión PCCI para aplicaciones automotrices.

La siguiente sección se dedica a analizar y a describir los resultados de calidad sonora y nivel global del ruido de combustión, rendimiento del motor y niveles de NO_x y partículas que se han obtenido en el estudio básico del concepto PCCI, al variar la concentración de oxígeno en la admisión, el avance y la presión de inyección. Lo anterior, permitirá conocer cuál de los parámetros de combustión tiene más efecto sobre las variables estudiadas, y cuál de los dos indicadores del proceso de combustión afecta más al nivel global y a la calidad sonora del ruido de combustión. Los resultados obtenidos, permitirán plantear soluciones que contribuyan especialmente a la optimización del ruido de combustión, por ser el principal tema de interés de este trabajo.

En la tercera sección, se estudia la combustión PCCI empleando inyección partida. Como se ha comprobado a través de numerosos estudios, la inyección piloto en combustiones convencionales de operación Diesel, es una estrategia muy útil para la reducción del ruido de combustión. Sin embargo, las repercusiones acústicas que causa el empleo de inyección piloto en combustiones premezcladas, es un tema que no ha sido considerado en la mayoría de los estudios, y de aquí el interés por abordar este tema. Una situación similar sucede con el empleo de las mezclas de gasolina con Diesel en el concepto de combustión PCCI, el cual será estudiado en la cuarta sección. Estas mezclas, por su menor número de cetano, permiten tener tiempos de retraso mayores, y así promover con más facilidad combustiones premezcladas. Para cada uno de estos dos estudios, se definieron las matrices de ensayos, considerando los resultados más satisfactorios del primer plan de ensayo.

En la quinta sección, se realiza un análisis comparativo entre una estrategia de combustión convencional y la mejor estrategia desde el punto de vista del ruido de combustión, de cada uno de los casos de estudio, con el propósito de

resaltar los buenos resultados obtenidos con la combustión PCCI y así definir la mejor condición de operación. Finalmente en la última sección, se enumeraran las principales conclusiones del trabajo experimental realizado al operar un motor Diesel bajo el concepto de combustión PCCI.

4.2. Estudio básico del concepto PCCI

Como se comentó en el capítulo anterior, el concepto de combustión PCCI se desarrolló, en condiciones de baja carga y media velocidad. En este capítulo, se presentan y analizan los resultados obtenidos de la matriz de ensayos descrita en la metodología, tabla 3.2. Con el propósito de comprobar si los resultados obtenidos con el concepto de combustión PCCI son satisfactorios, se establecieron como puntos de referencia el par, los niveles de NO_x y partículas producidos en modo de combustión convencional, los cuales corresponden a 38Nm, 80 ppm y 20 mg partículas/ m^3 , respectivamente. Por su parte, para evaluar el ruido de combustión, se consideró una nota de 7, la cual corresponde a un nivel aceptable de calidad sonora.

4.2.1. Ruido de combustión PCCI

Por medio de las ecuaciones 2.7 y 2.8, se calculó el nivel global y la calidad sonora del ruido de combustión de todas las condiciones de operación establecidas en la metodología, los cuales son mostrados en la figura 4.1. Como se observa en esta figura, el ruido total y la calidad sonora están fuertemente correlacionados, siendo el nivel de ruido inversamente proporcional a la nota del ruido de combustión PCCI.

Con respecto a la percepción subjetiva del ruido del motor, la figura 4.1 (b) indica que el nivel de aceptación -limitado con una nota de 7- puede ser superado con inyecciones muy adelantadas o muy retrasadas hasta unos pocos grados antes del PMS. Sin embargo, el uso de inyecciones muy adelantadas empeora el rendimiento del motor, debido al choque de combustible con la pared del cilindro. Por otra parte, con las inyecciones muy retrasadas, el potencial de la combustión PCCI para la reducción de emisiones no es tan favorable, como se mostrara más adelante en el apartado 4.2.2.

Es evidente el gran impacto que tiene la concentración de oxígeno en la admisión del motor sobre el nivel de ruido, y consecuentemente sobre la calidad del mismo. Como se observa y teniendo en cuenta lo mencionado anteriormente, al incrementar la concentración de oxígeno en la admisión se

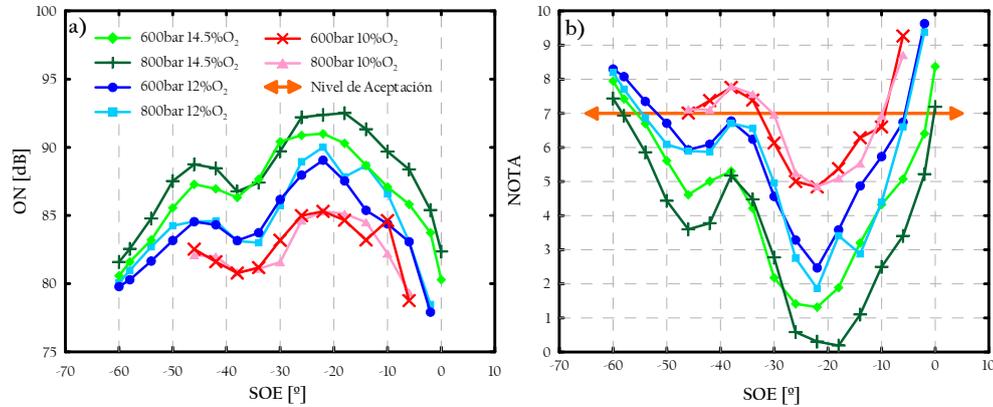


Figura 4.1. Ruido de combustión del concepto de combustión PCCI: ruido global (a) y calidad sonora (b).

produce una disminución de la calidad sonora, quedando de esta forma una única zona que sobrepasa el umbral de aceptación, la cual está entre los 50° y 30° antes del PMS con la más baja concentración de oxígeno. Por otro lado, el efecto de la presión de inyección sobre el ruido de combustión es menos notable y disminuye aun más su importancia con la reducción de la concentración de oxígeno en la admisión.

En los siguientes apartados se presentaran y discutirán en detalle las variaciones que se producen al modificar los parámetros de combustión definidos en el capítulo 3 y la influencia de los indicadores de la combustión sobre la calidad del ruido del motor.

4.2.1.1. Sensibilidad del ruido a los parámetros de combustión

Considerando el plan experimental establecido en el capítulo 3 para el estudio del ruido de combustión del concepto PCCI, se evaluó la sensibilidad del ruido global y de la calidad sonora a los cambios de los siguientes parámetros de combustión:

- Concentración de oxígeno en la admisión.
- Avance de la inyección.
- Presión de inyección.

De esta forma se podrá identificar qué parámetro o parámetros tienen más impacto sobre el ruido de combustión del concepto PCCI, lo cual permitirá posteriormente, plantear soluciones que contribuyan no sólo a la optimización del ruido de combustión, sino que también, mejoren o simplemente no penalicen los resultados de los niveles de emisiones contaminantes y prestaciones del motor.

Sensibilidad a la concentración de oxígeno en la admisión:

La concentración de oxígeno en la admisión es uno de los parámetros que más influencia tiene sobre la calidad del ruido de los motores Diesel. De acuerdo con los resultados mostrados en la figura 4.1, los ruidos con mejores notas de calidad sonora se produjeron al usar una concentración del 10%, mientras que los ruidos más molestos fueron obtenidos con concentraciones de oxígeno superiores. La figura 4.2 muestra una comparación de la señal de presión en el cilindro para las tres concentraciones de oxígeno en la admisión empleadas con un avance de la inyección de 26° antes del PMS y una presión de inyección 800 bar, donde se observa que la combustión es menos abrupta cuando la concentración de oxígeno en la admisión se reduce.

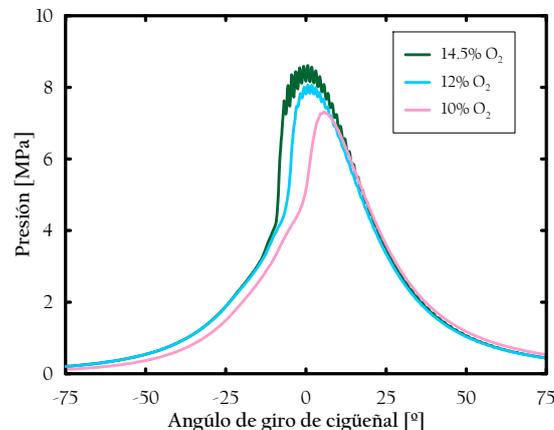


Figura 4.2. Efecto de la $[O_2]_{ADM}$ sobre la presión en el cilindro.

Al disminuir la concentración de oxígeno con el incremento de la tasa de EGR, el tiempo de retraso aumenta como se observa en las figuras 4.3, y por consiguiente la mezcla de aire/combustible antes de la combustión mejora, lo cual evita regiones de alta temperatura [1]. Como se comenta en algunos trabajos, en la combustión PCCI, al realizar un incremento del

EGR (concentraciones de oxígeno menores al 12%), se estabiliza y se centra el proceso de combustión y se obtiene una liberación de calor más gradual (una combustión más suave), con lo cual es posible lograr importantes reducciones del ruido de combustión para cualquier avance, debido a la disminución del valor medio de la presión en el cilindro [2–4].

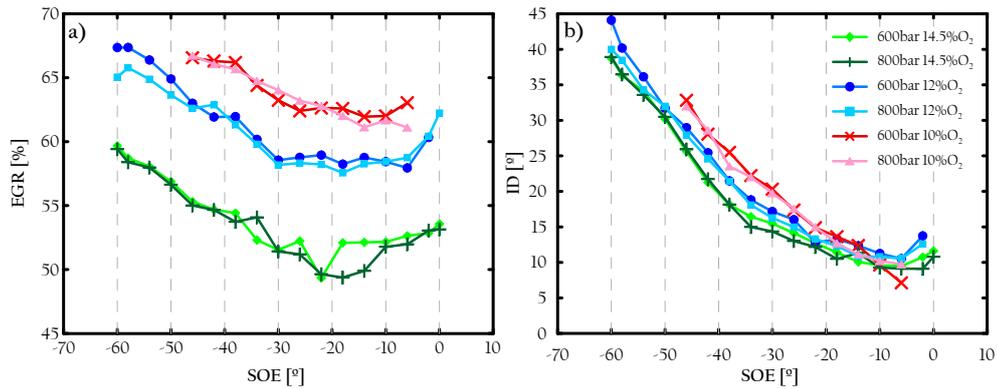


Figura 4.3. Nivel de EGR (a) y tiempo de retraso (b).

Las condiciones de operación con niveles aceptables de calidad sonora, muestran una atenuación de la presión asociada con la resonancia de la cámara de combustión. Esto se debe a que la velocidad de quemado del combustible es muy sensible a los cambios de la concentración de oxígeno en la admisión, es decir, la señal de resonancia se reduce cuando la $[O_2]_{ADM}$ disminuye. Lo anterior, se confirma por medio de la derivada de la señal de presión de combustión y las curvas de dFQL, como se muestra en las figuras 4.4 (a) y (b), respectivamente. De la gráfica se observa que al reducir la concentración de oxígeno en la admisión, se reduce considerablemente el máximo de la derivada de la señal de presión de combustión y de la dFQL por la disminución de la velocidad a la cual se desarrolla la combustión. Con esto se consigue una combustión menos violenta, y de esta forma una mejor nota de calidad sonora y un nivel más bajo de ruido de combustión. Al comparar las señales de dFQL con las señales de la variación temporal de la señal de presión de combustión, se observa que entre estas existe un mínimo desfase angular. Dicho desfase se atribuye a que la dFQL además de considerar la variación temporal de la señal de presión, tiene en cuenta las variaciones de volumen en el cilindro. No obstante, dichas diferencias no tienen una consecuencia importante, a la hora de evaluar el ruido de combustión. Al ser los resultados de la dFQL equivalentes

a los de la variación temporal de la señal de presión de combustión, de aquí en adelante sólo se analizara este último parámetro.

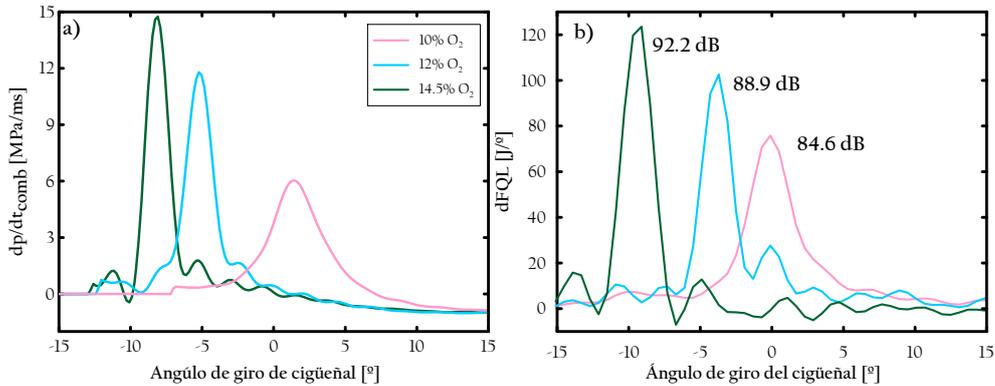


Figura 4.4. Efecto de la $[O_2]_{ADM}$ sobre: la derivada de la presión en el cilindro (a) y $dFQL$ (b).

Sensibilidad al avance de la inyección:

Como se discutió anteriormente, se pueden obtener niveles aceptables de calidad sonora operando el motor con combustión convencional –es decir con avances de inyección de combustible cercanos al PMS– o con inyecciones muy tempranas, alrededor de 54° antes del PMS para la mayoría de las concentraciones de oxígeno en la admisión. La figura 4.5 muestra la sensibilidad de la presión en el cilindro y la velocidad de combustión –representada por la derivada de la presión de la señal de combustión– para 11 avances de inyección con concentración de oxígeno del 10 % y presión de inyección de 800 bar. En la figura 4.5 (a) se evidencia que el máximo de la presión en el cilindro aumenta con el adelanto de la inyección hasta aproximadamente 26° o 22° antes del PMS. En los puntos en donde la inyección es cercana al PMS, la velocidad a la cual se desarrolla la combustión es muy baja, lo cual favorece a la reducción del ruido de combustión.

Por su parte, los avances de inyección más adelantados causan una reducción del máximo de la presión, disminuyendo hasta un mínimo en los 38° antes del PMS y posteriormente aumenta de nuevo, como se muestra en la figura 4.5 (b). Una tendencia similar se observa también con el máximo de la derivada de la presión durante la combustión, mostrado en las figuras 4.5 (c) y (d). La evolución de las señales de presión explica la tendencia de la nota de la calidad sonora del ruido de combustión presentada en la figura 4.1 (b),

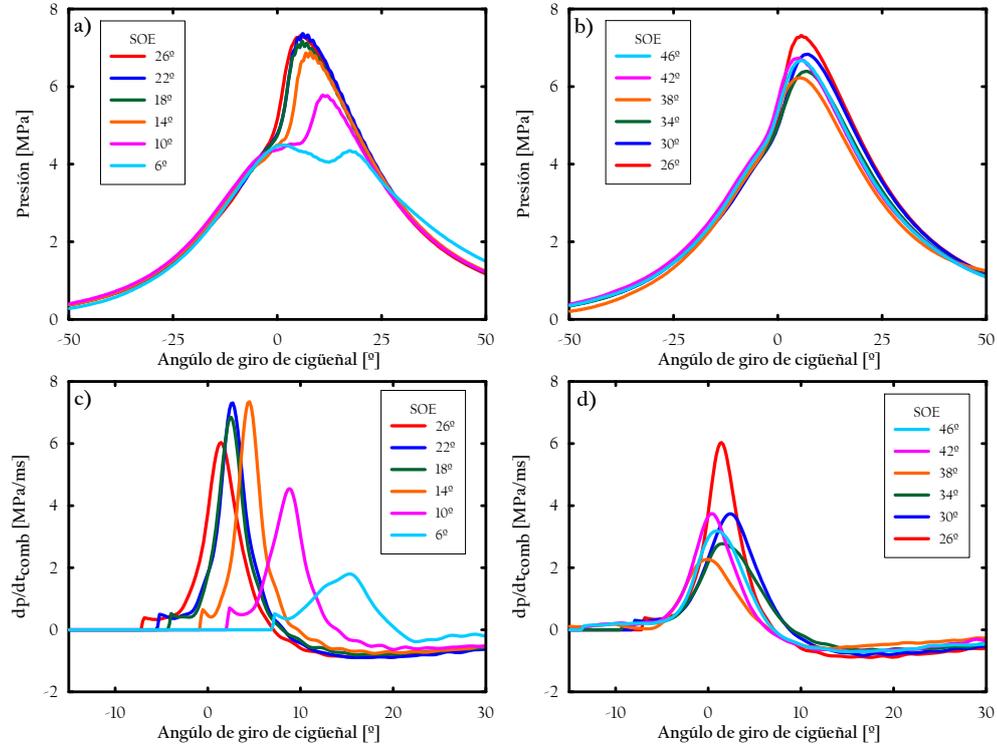


Figura 4.5. Efecto del avance de la inyección sobre: la presión en el cilindro (a) y (b) y derivada de la presión de la señal de combustión (c) y (d) a 800 bar y $[O_2]_{ADM}$ de 10 %.

la cual empeora cuando la velocidad de quemado del combustible es mayor, haciendo que la presión en cilindro también aumente y consecuentemente, que la contribución de la resonancia de la cámara de combustión llegue a ser más importante. Las tendencias observadas en la figura 4.5, son similares a los resultados obtenidos por Benajes *et al.* [5] en su trabajo de combustión parcialmente premezclada.

Sensibilidad a la presión de inyección:

Como se observó en la figura 4.1, los resultados del ruido de combustión no muestran variaciones importantes en la presión de inyección. Al realizar un análisis más detallado, se observa que el nivel de aceptación es superado cuando se emplea la presión de inyección más baja (600 bar). Con el objetivo

de cuantificar e identificar una presión de inyección óptima para todas las condiciones de operación desarrolladas, se definió la relación ξ como:

$$\xi = NOTA_{800}/NOTA_{600} \quad (4.1)$$

donde, $NOTA_{800}$ y $NOTA_{600}$ son las notas de ruido obtenidas con las presiones de inyección de 800 y 600 bar, respectivamente.

Un valor de $\xi=1$ se define como el umbral por debajo del cual la nota que cuantifica la calidad del sonido del ruido del motor con una presión de inyección de 600 bar es mayor, lo cual indica que dicha estrategia es más idónea desde el punto de vista del ruido de combustión. Al aumentar la presión de inyección, el tiempo de retraso es más pequeño, como se mostró en la figura 4.3 (b), y la combustión es más rápida, produciéndose un incremento más rápido de la presión en el cilindro debido a la mejor atomización del chorro de combustible premezclado [3, 4]. En la figura 4.6, se muestra el mapa de contorno de la relación ξ en función del avance de la inyección y de la concentración de oxígeno en la admisión. En el mapa de contorno, se identifica claramente una zona donde la relación es inferior a 0.5, ubicada en concentraciones de oxígeno mayores al 13% y avances de inyección entre los 26° y 10° antes del PMS. Esta zona representa sólo el 15% de los casos, lo cual demuestra el poco efecto que tiene la presión de inyección sobre el ruido del motor.

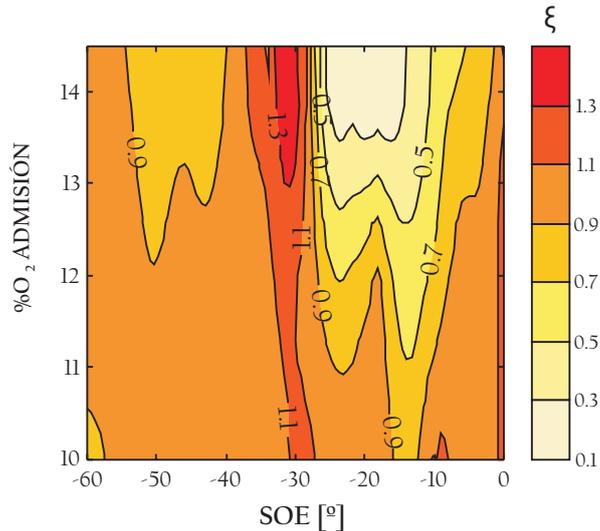


Figura 4.6. Sensibilidad de la relación ξ al tiempo de inyección y $[O_2]_{ADM}$.

Por otro lado, independientemente del avance de la inyección, la relación ξ está alrededor del nivel del umbral para las concentraciones de oxígeno por debajo del 12 %, lo cual confirma que el efecto de la presión de inyección sobre la velocidad de combustión es atenuado por la concentración de oxígeno en la admisión.

4.2.1.2. Contribución de los indicadores de la combustión a la calidad del ruido

En las figuras 4.7 (a) y (b) se presentan los valores de los indicadores de la combustión I_1 e I_2 de todas las condiciones de operación. Los resultados muestran que valores elevados de ambos indicadores provocan altos niveles de ruido y un deterioro de la calidad sonora. Igualmente que los anteriores resultados, para ambos indicadores se aprecia una gran sensibilidad con la concentración de oxígeno en la admisión. Al comparar ambos indicadores con el nivel de ruido y la nota (figura 4.1), se observa que la mayor correlación se da con el indicador I_1 . Esto evidencia que la contribución de la velocidad de la combustión al ruido del motor, es más influyente que la resonancia de la cámara de combustión, caracterizada por el indicador I_2 .

La resonancia de la cámara de combustión, es el resultado del incremento brusco de la presión, producido al inicio del encendido de la mezcla aire/combustible, lo cual es característico de la combustión Diesel. Estudios anteriores, han mostrado, que la contribución de la resonancia de la cámara en los nuevos conceptos de combustión, puede ser controlada mediante la modificación de la geometría del bowl y las estrategias de inyección [6, 7].

Con el objetivo de cuantificar la contribución del indicador I_2 , la figura 4.8 muestra un mapa de contorno de la contribución de la resonancia de la cámara de combustión a la excitación del bloque. Los mayores valores del indicador I_2 se produjeron con la más alta concentración de oxígeno en la admisión (14.5 %). Al comparar las dos figuras se observa que cuando se usa una presión de inyección de 800 bar, se generan mayores áreas donde los niveles de resonancia son altos. Adicionalmente, se calculó una nota hipotética para el ruido (NOTA*), la cual desprecia la contribución del indicador de la resonancia de la cámara de combustión y se representa en la figura 4.9. En esta figura se observa que la nota aumenta en todos los casos con respecto a los resultados mostrados en la figura 4.1 (b). Este incremento no es uniforme y depende de los parámetros de la combustión, siendo la concentración de oxígeno en la admisión el parámetro que mayor impacto tiene sobre la nota. El nivel de resonancia aumenta con el incremento de la concentración de oxígeno, independientemente de la presión de inyección.

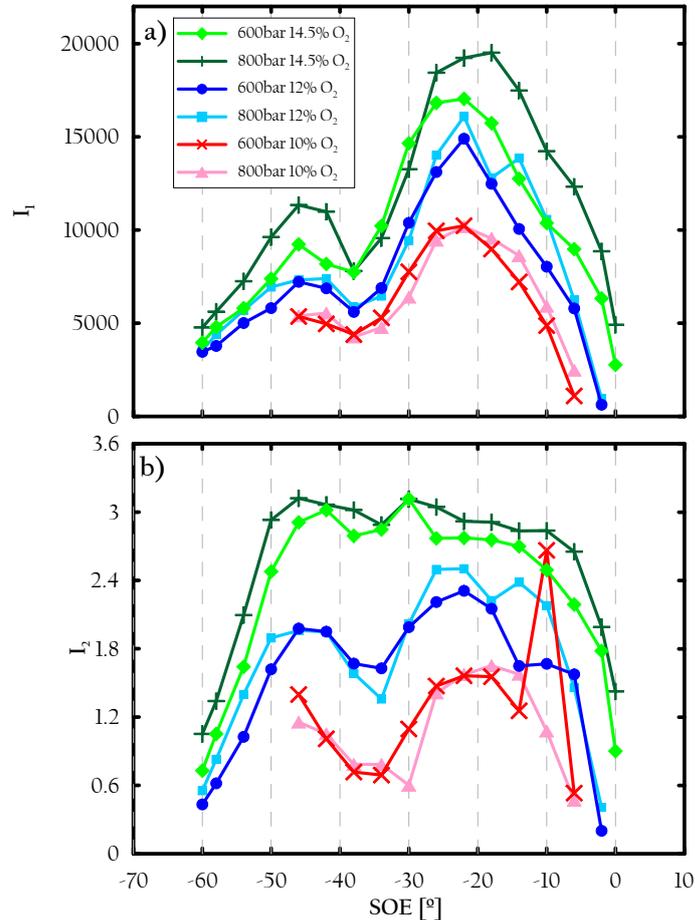


Figura 4.7. Indicadores de la combustión PCCI: I_1 (a) e I_2 (b).

Desde el punto de vista del ruido de combustión, dos posibles zonas de funcionamiento pueden ser consideradas como satisfactorias. En la figura 4.10, se muestra para cada una de las dos presiones de inyección, la calidad sonora en función del ángulo de inyección y la concentración de oxígeno en la admisión. En un primer caso donde se tienen elevadas notas, el avance de la inyección es retrasado. Como se observa en la figura 4.10, para ambas presiones de inyección el avance puede ser adelantado hasta los 10° antes del PMS, junto con una disminución progresiva de la concentración de oxígeno en la admisión, esto con el fin de cumplir con el nivel de aceptación. Sin embargo, estos avances son característicos de una combustión Diesel convencional, y por tal razón el motor realmente no opere en condiciones PCCI.

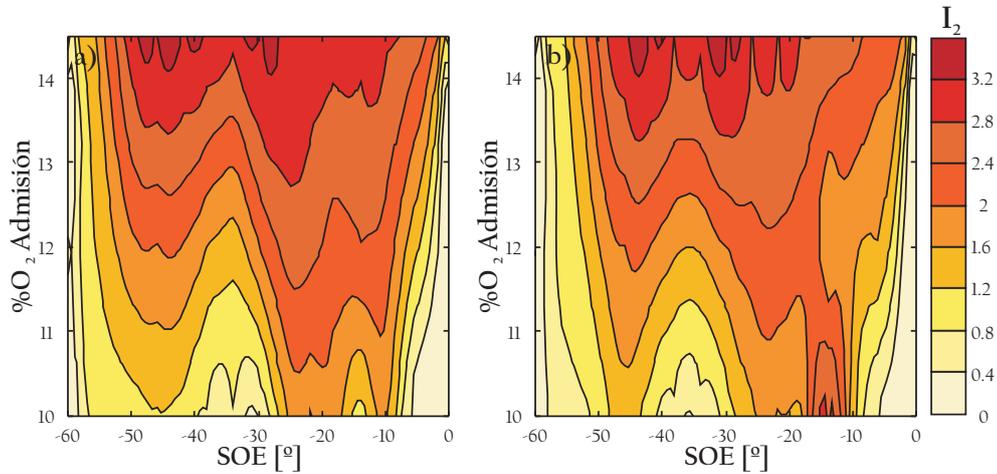


Figura 4.8. Contribución del indicador I_2 a la calidad del ruido de combustión para dos niveles de presión de inyección: 800 bar (a) y 600 bar (b).

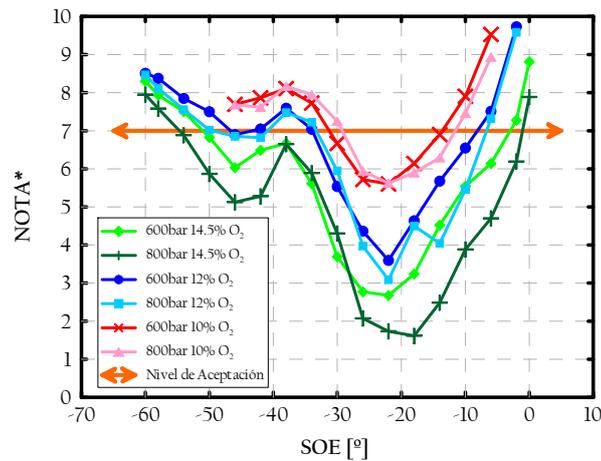


Figura 4.9. Calidad del ruido de combustión sin la contribución del indicador I_2 .

En la segunda zona, la inyección se produce muy adelantada. Como se observa en la figura 4.10, con avances de inyección mayores a 30° antes del PMS, para ambas presiones de inyección y bajas concentraciones de oxígeno en la admisión, se obtiene una nota igual o mayor a 7.

Hasta esta etapa del análisis, las condiciones de operación que han mostrado los mejores resultados con respecto a la calidad sonora y nivel de

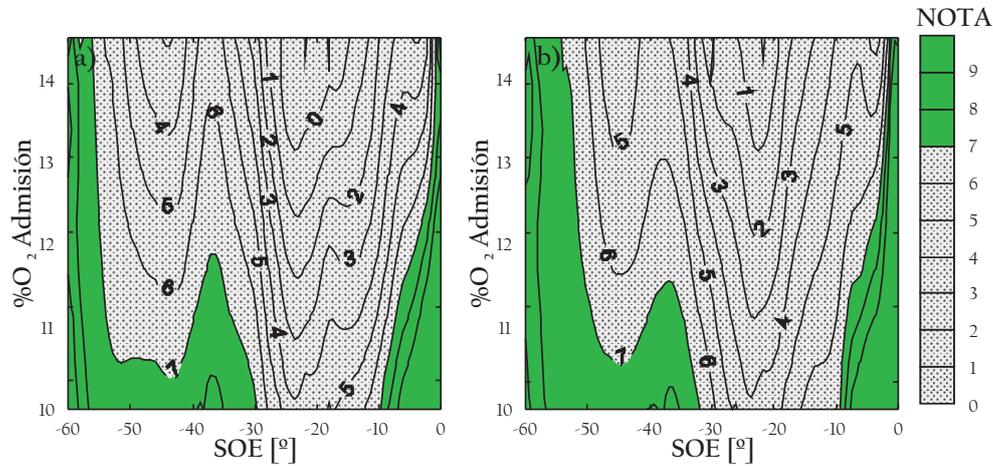


Figura 4.10. Condiciones de operación en las cuales el ruido de combustión está por encima de los niveles de aceptación para las dos presiones de inyección: 800 bar (a) y 600 bar (b).

ruido de combustión en condiciones PCCI son las que utilizan concentraciones de oxígeno en la admisión del 10 %, con ambas presiones de inyección y avances muy adelantados o muy retrasados. Por este motivo, se pondrá más atención a dichas condiciones en el análisis de las emisiones contaminantes y rendimiento del motor.

4.2.2. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor

El concepto de combustión PCCI se caracteriza por la importante reducción de los niveles de NO_x y partículas. Por tal razón, los resultados de estos dos contaminantes serán analizados en este apartado. Adicionalmente, se analizarán los resultados del par producido, ya que con este se puede evaluar el rendimiento del motor. El consumo de combustible tiene una estrecha relación con los niveles de CO_2 producidos. Debido a que todos los ensayos se desarrollaron manteniendo constante la masa de combustible inyectada, una caída en el par del motor indicaría un mayor consumo específico de combustible y así una mayor cantidad de producción de CO_2 para una potencia efectiva dada.

Una de las principales condiciones para lograr una combustión PCCI es extender el tiempo de retraso con el propósito de reducir el dosado relativo local antes del inicio de la combustión. De acuerdo con la figura 4.3 (b),

adelantar el avance de la inyección y reducir la concentración de oxígeno en la admisión ayuda a incrementar el tiempo de retraso. Si el combustible es inyectado muy temprano, la presión y la temperatura inicial son bajas, haciendo que el tiempo de retraso aumente. Por el contrario, si la inyección se efectúa muy retrasada (cerca al PMS), la temperatura y la presión en el cilindro son ligeramente más altas y se disminuye el tiempo de retraso [8]. Sin embargo, el tiempo de retraso no brinda una completa percepción de las condiciones de la mezcla al inicio de la combustión. Por este motivo, se usa la relación entre el tiempo de retraso y la duración de la inyección (IT) para describir las condiciones de la mezcla al inicio de la combustión. Los valores de dicha relación, ID/IT son mostrados en la figura 4.11.

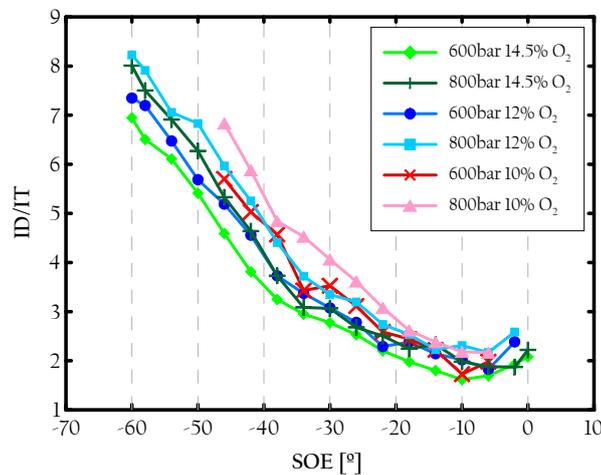


Figura 4.11. Relación entre el tiempo de retraso y la duración de la inyección (ID/IT).

La relación ID/IT aumenta en las estrategias que emplean la mayor presión de inyección, debido a que la duración de la inyección es más corta y mejora el proceso de mezcla, resultando en mejores condiciones de premezcla al inicio de la combustión. Adicionalmente, esta relación indica que en todos los casos el tiempo de retraso es más largo que la duración de la inyección, lo cual significa que la combustión siempre se inicia después del final de la inyección.

Con respecto al rendimiento, como se muestra en la figura 4.12 (a), la tendencia obtenida del par del motor es similar en todos los casos: desde los avances de la inyección más adelantados, el par del motor inicialmente aumenta con el retraso de la inyección hasta alrededor de los 18° antes del PMS. Posteriormente, el par se mantiene constante y luego cae rápidamente

para los avances en los cuales la inyección del combustible es muy cercana al PMS. Sólo unas muy pocas estrategias de operación sobrepasan los 38Nm, que es el par producido por una combustión convencional. Estas estrategias tienen avances de inyección a partir de los 18° antes del PMS, lo cual las posiciona fuera del rango de combustión PCCI.

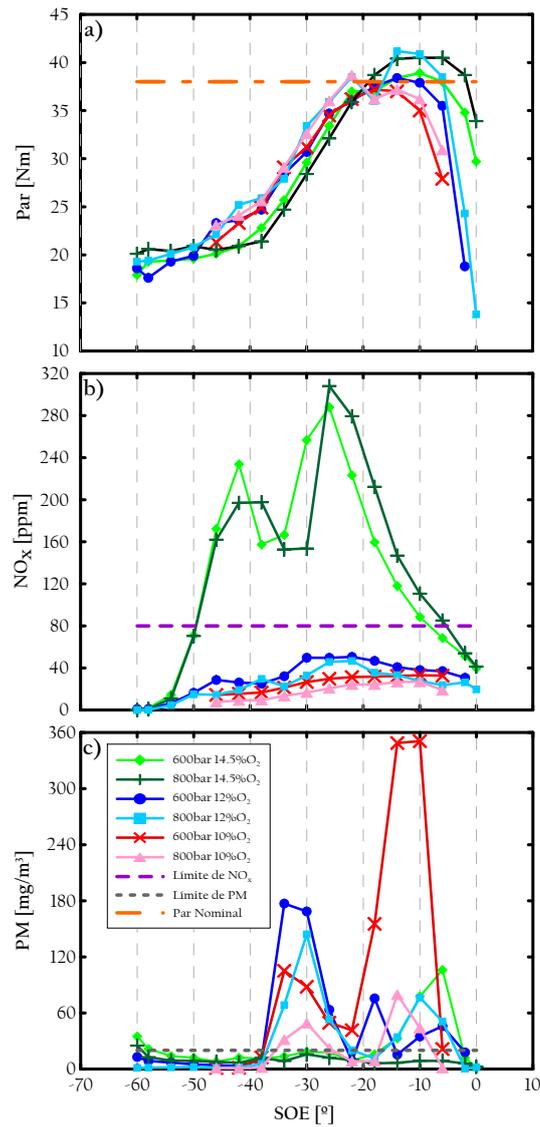


Figura 4.12. Rendimiento del motor y emisiones contaminantes en todas las estrategias: par (a), NO_x (b) y partículas (c).

Aceite	Muestra	Dilución (%)	Tiempo de Operación (h)	Variación de la Viscosidad (%)
Aceite 1	1a	1.04	9.67	-3.54
	1b	15.67	4.33	-53.51
Aceite 2	2a	5.75	2	-19.63
	2b	11.68	3.42	-39.9

Tabla 4.1. Resultados del análisis de aceite.

Centrándonos en un adecuado rango de avances de inyección para la combustión PCCI (avances mayores que 18° antes del PMS), las condiciones que emplean inyecciones demasiado adelantadas no son las más óptimas, porque en estas condiciones se produce un significativo impacto de combustible sobre la pared del cilindro, lo cual explica parcialmente la brusca reducción del rendimiento del motor.

De acuerdo con Stanlamaier *et al.* [9], en el concepto de combustión PCCI, al emplear avances de inyección de combustible muy tempranos se tiene la posibilidad de impactar combustible sobre la pared del cilindro, y como consecuencia se tendrían mayores niveles de dilución en el aceite. Con el propósito de evaluar el impacto del combustible en la pared del cilindro, se realizaron pruebas de dilución de aceite. En la tabla 4.1 se presenta el porcentaje de dilución de aceite y variación de la viscosidad relativa del mismo para las diferentes condiciones de operación, con combustión convencional y combustión PCCI. El aceite y filtro se reemplazaron cuando la dilución fue mayor al 15%.

La muestra de aceite *1a* fue tomada después de más de 9 horas de operación del motor con combustión Diesel convencional. La dilución de aceite en dichas condiciones fue insignificante comparada con la de la muestra *1b*, obtenida después de 4.33 horas de operación utilizando avances de la inyección muy adelantados (SOE entre 60° y 40° antes del PMS). Los resultados evidencian la gran cantidad de combustible que debe impactar en las paredes del cilindro con la combustión PCCI. La observación anterior, es aplicable también para las muestras *2a* y *2b*. En estos casos, el combustible se inyectó entre 38° y 18° antes del PMS y entre 60° y 48° antes del PMS, para la muestras *2a* y *2b*,

respectivamente. La dilución de la muestra con avances de la inyección muy adelantados (*2b*) es casi dos veces superior a la de la muestra *2a*.

Con respecto a los resultados de las emisiones contaminantes, en la figura 4.12 (b) se observa cómo las emisiones de NO_x disminuyen rápidamente con la caída de la concentración de oxígeno en la admisión (altas tasas de EGR). Disminuir la concentración de oxígeno es una de las maneras más efectivas para controlar la formación de NO_x , debido a que se evitan regiones de alta temperatura en el cilindro [10]. Las altas tasas de EGR producen una disminución del nivel máximo de la temperatura adiabática de llama, la cual es uno de los principales precursores de la formación de NO_x [11]. En la figura 4.12 (b) es claro que con la mayor concentración de oxígeno (14.5%), los niveles de NO_x para casi todas las condiciones están por encima del valor de NO_x producido con una combustión convencional, es decir 80 ppm. En este punto, es importante aclarar que en algunas estrategias los NO_x medidos se encuentran cercanos al umbral de medida del equipo. A pesar de esto, dichos valores han sido considerados como cualitativamente válidos para este estudio, ya que el principal interés de esta tesis se centra en la evaluación del ruido de combustión y no en la cuantificación de los niveles de emisiones contaminantes.

Para las concentraciones de oxígeno del 10% y 12% ocurre una situación similar, pero en esta ocasión el problema es el alto nivel de partículas producido especialmente en el rango de avances de inyección típicos de la combustión PCCI (entre 38° y 26° antes del PMS). Las partículas disminuyen con el incremento de la presión de inyección por la mejor atomización y mezcla del combustible [12, 13], incluso en zonas con altas tasas de EGR, debido al incremento de la fase de combustión premezclada. Como se muestra en la figura 4.12, a diferencia de los NO_x , los niveles de partículas no tienen una tendencia clara con respecto a la variación de la concentración de oxígeno en la admisión. Consecuentemente con otros trabajos [14, 15], para un mismo avance de la inyección, al disminuir la concentración de oxígeno de 14.5% a 12%, las partículas aumentan. Este aumento es el efecto de la menor oxidación de partículas, debido a la disminución de la cantidad de oxígeno disponible. La posterior disminución de partículas de la concentración de 12% a 10% se puede atribuir a que hay más premezcla en estas estrategias, como se demostró en la figura 4.11, por medio de la relación ID/IT.

A pesar que los resultados globales muestran una importante reducción de NO_x y partículas, continúa siendo una tarea difícil la reducción simultánea de ambos contaminantes. Como se observa en la figura 4.13, en las condiciones en donde se emplea la máxima concentración de oxígeno en la admisión es posible alcanzar una gran reducción de los niveles de partículas, pero para la mayoría

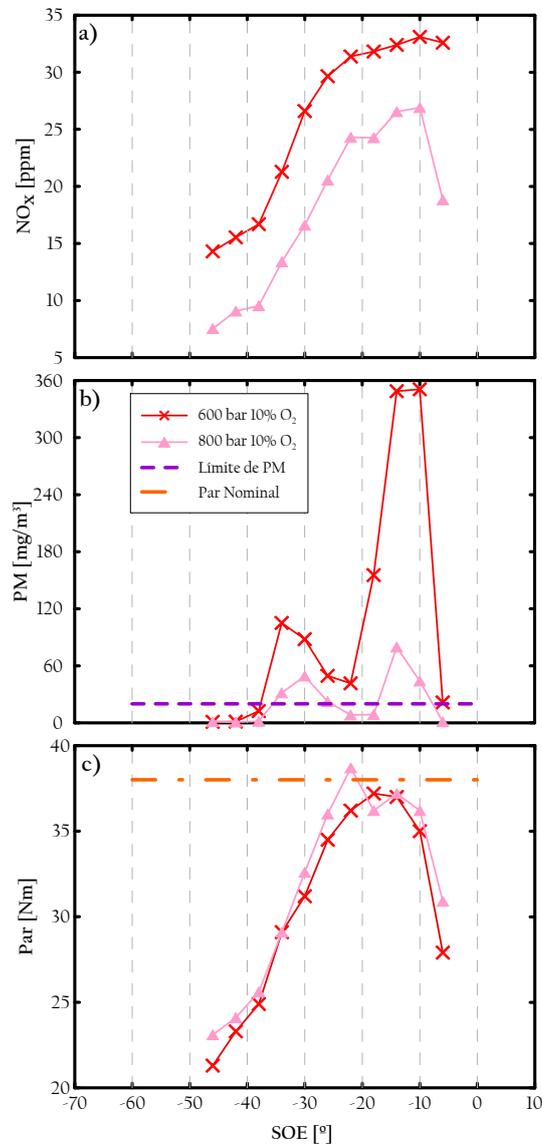


Figura 4.14. Características de la combustión PCCI con 10% de concentración de oxígeno en la admisión: relación NO_x (a), partículas (b) y par (c).

valor mínimo alrededor de 22° antes del PMS y tienden a incrementar de nuevo. Este incremento es el resultado del efecto del choque de combustible en la pared del cilindro. Para avances de inyección extremadamente adelantados, las emisiones de partículas son cercanas a cero, pero estas condiciones de

operación no tienen un interés práctico por el excesivo choque de pared y como consecuencia la caída del par del motor.

Al considerar sólo los resultados de los niveles de emisiones contaminantes, los avances de inyección idóneos para la combustión PCCI están entre 38° a 26° antes del PMS. Estos avances concuerdan con los resultados de otras investigaciones como las de Hanho *et al.* [11] y Tomohiro *et al.* [16], en donde se estudian las emisiones contaminantes y rendimiento del motor de la combustión PCCI con inyecciones tempranas. Sin embargo, a pesar de la interesante reducción de emisiones contaminantes obtenida, el rendimiento del motor de estas estrategias no es aceptable cuando se compara con el alcanzado por una combustión convencional. El inconveniente del concepto de combustión PCCI, es que tiene un impacto negativo sobre la eficiencia del motor, el cual se debe corregir para reducir el nivel de consumo de combustible.

Si adicionalmente, se consideran en conjunto los resultados de las emisiones contaminantes y el rendimiento del motor, las condiciones más óptimas de combustión PCCI se dan con la concentración de oxígeno en la admisión del 10 %, con una presión de inyección de 800 bar y un avance de la inyección entre 26° y 22° antes del PMS. Un análisis más detallado de esto será realizado a continuación.

4.2.3. Trade-off entre el ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento del motor

En este apartado, se desarrolla un análisis conjunto de los resultados obtenidos de los niveles de emisiones contaminantes, ruido de combustión y rendimiento del motor. Para esto, se emplearan mapas de contorno en donde se muestran cada uno de los parámetros a evaluar en función del avance de la inyección y la concentración de oxígeno en la admisión. En la figura 4.15, se muestran los mapas de los niveles de NO_x y partículas. En cada uno de los mapas, las zonas con trama (área punteada), representan las condiciones en las cuales los NO_x o las partículas, están por encima del valor de 80 ppm o 20 mg partículas/ m^3 , respectivamente. Por una parte, en los mapas se observa un incremento de los niveles de NO_x al aumentar la concentración de oxígeno en la admisión, y por otra, que las partículas aumentan en cuanto la presión de inyección se reduce.

Los resultados del ruido de combustión junto con la información combinada de las emisiones contaminantes se presentan en la figura 4.16. La zona con trama (área punteada) en estos mapas representa el rango en el cual las emisiones de NO_x y partículas se encuentran bien sea ambos o alguno de los

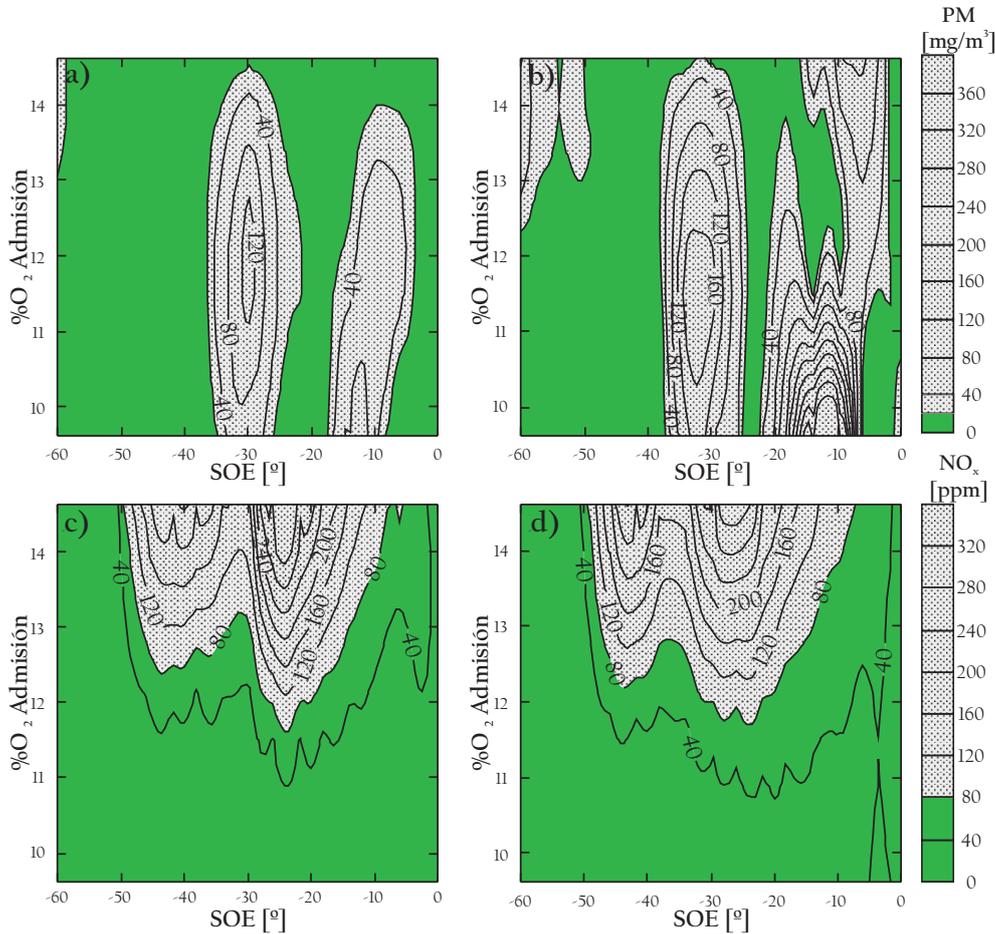


Figura 4.15. Condiciones de operación en las cuales las emisiones de: PM a 800 bar (a) y 600 bar (b), y NO_x a 800 bar (c) y 600 bar (d) están por debajo de los límites establecidos.

dos por encima de los límites determinados y las líneas indican la calidad sonora del ruido de combustión. Es evidente que en el rango habitual de avances de inyección para combustión PCCI (entre 30° y 18° antes del PMS) la nota del ruido de combustión está por debajo del nivel de aceptación, independientemente de la configuración. Lo anteriormente dicho, confirma que los altos niveles del ruido de combustión emitidos por el concepto PCCI limitan su uso en automóviles.

Si sólo se consideran las emisiones contaminantes y la calidad del ruido de combustión, la mejor configuración para implementar el concepto PCCI

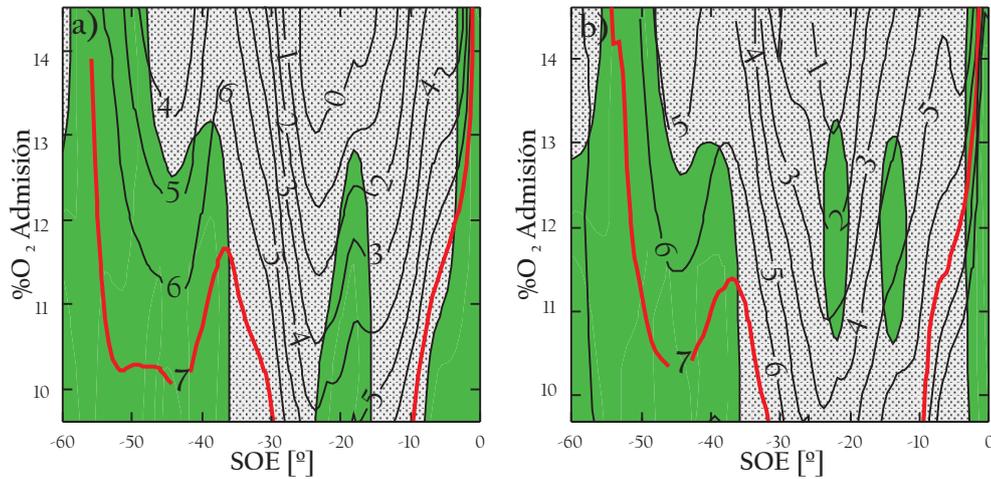


Figura 4.16. Condiciones de operación en las cuales la combustión PCCI permiten mantener los NO_x y partículas bajo los valores de los límites para dos niveles de presiones: 800 bar (a) y 600 bar (b).

es usando la concentración de oxígeno más baja en la admisión, avances de inyección entre 46° y 30° antes del PMS y la mayor presión de inyección. A pesar de los bajos niveles de NO_x y partículas, es importante también considerar las emisiones de CO_2 , para confirmar la viabilidad del concepto PCCI. Debido a que en todos los ensayos la masa de combustible inyectada fue la misma, al igual que la velocidad del motor, el par producido varía inversamente con el consumo específico de combustible, lo cual lo convierte en un indicador idóneo de las emisiones de CO_2 .

El mapa de contorno mostrado en la figura 4.17 contiene la información del par del motor. Centrándonos en la zona seleccionada como óptima para la operación PCCI, los valores de par son bajos con respecto al producido en condiciones de combustión convencional. Como se mostró anteriormente, en los avances de inyección muy tempranos, una cantidad notable de combustible choca con la pared de cilindro, lo cual contribuye a una caída importante del rendimiento del motor en operación PCCI.

A pesar de que los resultados anteriores confirman que los mayores problemas del concepto PCCI son la reducción del par y los altos niveles del ruido de combustión, se desarrolló un análisis comparativo entre una de las estrategias del concepto de combustión PCCI y la estrategia de combustión convencional. Lo anterior, busca resaltar el potencial que tiene la combustión PCCI para reducir los niveles de emisiones contaminantes. Para esto, se

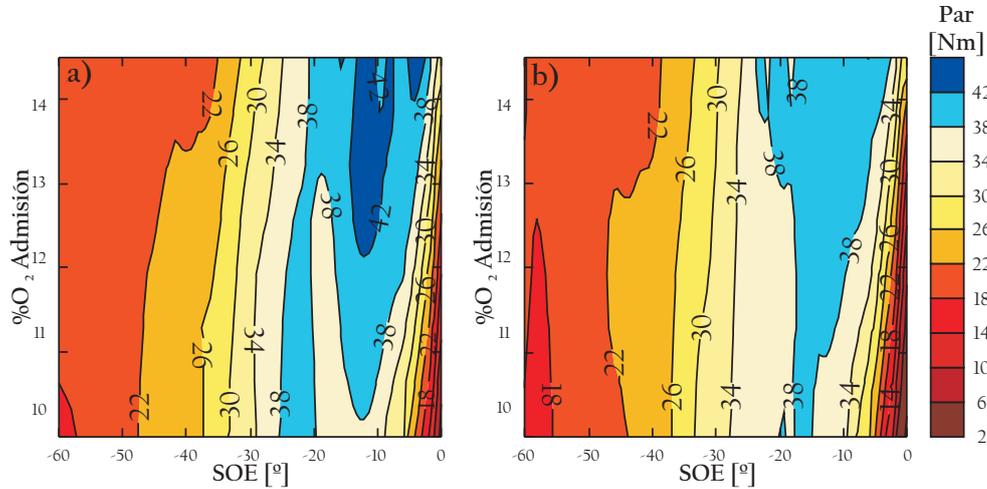


Figura 4.17. Sensibilidad del par al avance de la inyección y $[O_2]_{ADM}$ para dos niveles de presiones: 800 bar (a) y 600 bar (b).

estimó la cantidad de masa por año de CO₂, NO_x y partículas emitidas por un motor Diesel bajo ambos tipos de combustión y además, se tuvieron en cuenta los datos presentados en un informe de la evolución de las ventas de vehículos Diesel en los Estados Unidos desde 2009 hasta 2015 [17].

La estrategia de combustión PCCI seleccionada para esta estimación, es aquella con la cual se alcanza el par del motor más similar al obtenido con combustión Diesel convencional. En esta estrategia, la presión de inyección es 800 bar, la concentración de oxígeno en la admisión del 10% y la inyección del combustible se realiza a 18° antes del PMS. En la tabla 4.2 se muestran los niveles de las emisiones contaminantes, la nota del ruido de combustión y el par. Los niveles de NO_x y partículas se obtuvieron experimentalmente y los niveles de CO₂ se calcularon asumiendo una combustión ideal.

Los resultados mostrados en la tabla 4.2 evidencian el gran potencial de la combustión PCCI para reducir las emisiones, pero también muestra que la eficiencia y el ruido de combustión son los principales inconvenientes de este concepto. El par del motor con PCCI es 4.7% menor que con combustión convencional y tiene un nivel de calidad sonora inaceptable.

Con respecto a las emisiones contaminantes, la figura 4.18 muestra la estimación de la masa total de contaminantes que sería producida por todos los vehículos de automoción propulsados con motores Diesel de acuerdo con la predicción de ventas en los Estados Unidos para los siguientes años. Los

Operación	Par (Nm)	NO _x (ppm)	Partículas (mg/m ³)	CO ₂ (g/kW h)	NOTA
Convencional	38.0	80.00	20.00	926.57	6.00
PCCI	36.2	24.27	8.83	959.65	5.08

Tabla 4.2. Comparación de los resultados de estrategia de combustión convencional y PCCI.

resultados muestran que es posible alcanzar una gran reducción de los niveles de NO_x y partículas (78 % y 62 %, respectivamente) con la combustión PCCI, manteniendo en valores aceptables las emisiones de CO₂.

Para mejorar la calidad sonora del concepto PCCI se plantea el uso de la inyección piloto. A través de numerosos estudios desarrollados en los últimos años, se ha comprobado que la inyección piloto contribuye a la reducción del ruido de combustión, en condiciones de combustión convencional [18]. La combustión de la inyección piloto, incrementa la presión y temperatura en el cilindro así como los radicales activos, lo cual resulta en una reducción del tiempo de retraso al auto-encendido para el combustible inyectado durante la inyección principal. De tal forma, que si se reduce el tiempo de auto-encendido, la cantidad de combustible que se quema en premezcla de la inyección principal, disminuye, al igual, que la variación temporal de la señal de presión en el cilindro [19].

Por otra parte, para dar solución al bajo rendimiento del motor de la estrategia PCCI, el cual se ve influenciado por los altos niveles de EGR que se usan en este concepto, los combustibles con menor número de cetano como las mezclas de Gasolina/Diesel permiten el desarrollo de combustiones premezcladas con mucha más facilidad que el combustible Diesel estándar, debido a su mayor resistencia al auto-encendido y mayor volatilidad. Al aumentar el tiempo de retraso, se evita el uso de altas tasas de EGR, lo cual contribuye a la mejora del rendimiento del motor. Sin embargo, al tenerse un mayor tiempo de retraso, la fase de combustión premezclada es mayor y como consecuencia se producirá mayores niveles de ruido de combustión y un deterioro de la calidad sonora. Esto motiva el interés de evaluar detalladamente el ruido de combustión de las mezclas de Gasolina/Diesel de este modo de combustión.

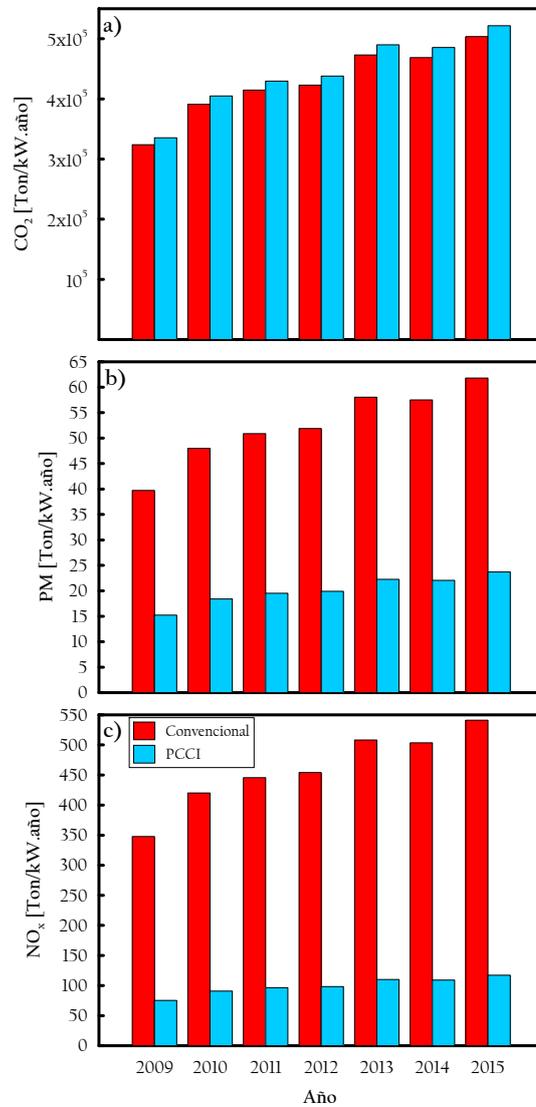


Figura 4.18. Predicción del nivel de emisiones contaminantes: CO₂ (a), Partículas (b) y NO_x (c), empleando combustión convencional y PCCI.

4.3. Combustión PCCI con inyección partida

En los avanzados conceptos de combustión, el combustible se quema en condiciones premezcladas, lo cual lleva a un rápido incremento de la presión, afectando de forma directa al ruido de combustión [20]. Entre las estrategias

que contribuyen a la reducción del ruido de combustión se encuentra el uso de la inyección piloto. Con el propósito de optimizar el ruido de la combustión PCCI, el principal objetivo de esta sección es analizar el efecto que tiene el empleo de la inyección piloto sobre éste. Para esto, se han definido nuevas estrategias de operación donde la cantidad de masa total de combustible inyectada es igual que la del estudio de base (10 mg/cc), pero ahora utilizando dos inyecciones, piloto y principal. Al igual que en la sección anterior, los resultados serán comparados con los niveles obtenidos con la combustión convencional.

Con el fin de analizar el efecto tanto del avance de la inyección piloto y principal como de la variación de la cantidad de masa inyectada en cada una de las dos inyecciones sobre los parámetros a evaluar, se definieron diferentes estrategias de inyección teniendo en cuenta los resultados más satisfactorios del estudio de base presentado en la sección anterior. Los parámetros de operación seleccionados fueron:

- Presión de inyección de 800 bar: una mayor presión de inyección ayuda a mejorar la formación de la mezcla aire/combustible y a una mejor combustión [21]. Adicionalmente, con esta presión los resultados de emisiones contaminantes fueron los más satisfactorios.
- Concentración de oxígeno del 10% en la admisión: altas tasas de EGR ayudan a reducir la temperatura en la cámara de combustión y consecuentemente, a reducir los niveles de NO_x [22].
- Avances de inyección piloto y principal (SOE_{Pil} y SOE_{Prin}): los inicios de la inyección piloto y principal se seleccionaron teniendo en cuenta los avances que están dentro del rango de combustión PCCI (30° , 26° , 22° y 18° antes del PMS) y los avances con calidad sonora superior o cercana al nivel de aceptación (38° , 34° , 33° , 10° , 8° y 6° antes del PMS). En total se seleccionaron diez avances, con los cuales se realizaron ocho combinaciones diferentes de estrategias de inyección, las cuales se muestran en la tabla 4.3.
- Cantidad total de combustible inyectado por la inyección piloto: porcentajes entre el 20% y el 60% del total de combustible inyectado, como se indicó en el capítulo 3.

Considerando todo lo anterior, la tabla 4.3 resume la matriz de ensayos. En total se establecieron 40 condiciones de funcionamiento.

Parámetros Variados Parámetros Fijos	$Masa_{Pil}$ (%)	SOE_{Pil} (°PMS)	SOE_{Prin} (°PMS)
Presión de Inyección 800(bar) [O ₂] _{ADM} 10%		38	6
		34	26
	20	34	22
	30	34	18
	40	34	8
	50	33	10
	60	30	18
		26	18

Tabla 4.3. Matriz de ensayos del estudio del concepto de combustión PCCI con inyección partida.

4.3.1. Efecto sobre el ruido de combustión

Los resultados del ruido de combustión PCCI con inyección partida son analizados considerando el efecto de la cantidad de masa de combustible inyectado durante cada inyección y el avance de cada una de las inyecciones. Al distribuir la cantidad de masa total inyectada en dos partes, se evita que todo el combustible vaya directamente sobre las paredes del cilindro, cuando los avances son muy adelantados. Esto contribuye a la mejora del rendimiento del motor. Por otra parte, el ángulo entre el final de la inyección piloto y el inicio de la inyección principal (ángulo dwell), tendrá un efecto sobre el desarrollo de la combustión y por tanto, sobre el nivel de ruido de combustión.

4.3.1.1. Sensibilidad del ruido al balance de masas

En la figura 4.19 se muestra el nivel global y la calidad sonora del ruido de combustión PCCI con inyección partida. De esta figura se observa que el nivel de ruido global y la calidad sonora son variables que están muy relacionadas, ya que la calidad del ruido mejora en tanto el nivel global disminuye. Con respecto a la calidad sonora del ruido de combustión, figura 4.19 (b), se observa que en muy pocas condiciones de operación se alcanza o se supera la nota de 7. De manera general, a medida que se inyecta mayor cantidad de

masa durante la inyección piloto la nota aumentará ligeramente, pero a pesar de su leve mejoría, continúa estando en valores inaceptables. Cabe resaltar que de todas las estrategias de inyección establecidas, sólo una, muestra una tendencia totalmente diferente a las otras. Esta situación se da cuando el avance de la inyección piloto y principal se realizó en 38° y 6° antes del PMS, respectivamente.

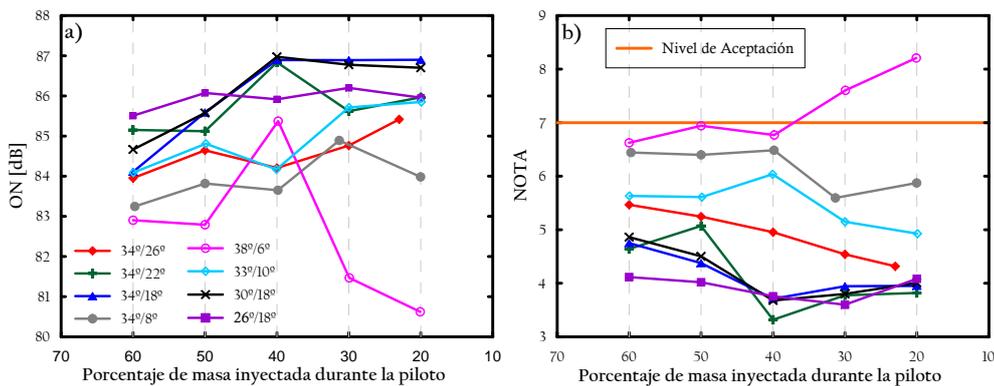


Figura 4.19. Ruido de combustión de la estrategia PCCI con inyección partida: ruido global (a) y calidad sonora (b).

Como se menciona en la sección anterior, la nota de la calidad sonora se ve influenciada principalmente por el indicador que representa a la velocidad de la combustión, I_1 . Como se observa en la figura 4.20, cuando los avances se realizan en 38° y 6° antes del PMS, la tendencia del indicador I_1 , es totalmente opuesta a las de las otras estrategias de inyección, es decir, para este caso en particular, al incrementar la masa de combustible inyectado durante la inyección principal, aumenta el valor del indicador I_1 . Debido a esto, la tendencia de esta estrategia en particular, es diferente a las de las otras condiciones de operación establecidas.

Entre los factores que contribuyen a la reducción de la calidad sonora, se encuentra el tiempo de retraso. En la figura 4.21 (a) se muestra el tiempo de retraso de las estrategias de combustión PCCI con inyección partida. En éstas se observa que con el aumento de la cantidad de masa de combustible inyectada durante la inyección piloto, el tiempo de retraso de la inyección principal disminuye como era de esperarse. Los menores tiempos de retraso se producen con las estrategias que tienen un ángulo dwell superior a los 15° , tal y como se muestra en la figura 4.21 (b). Con las estrategias que tienen un ángulo dwell mayor a los 20° , se dan notas de calidad sonora similares e

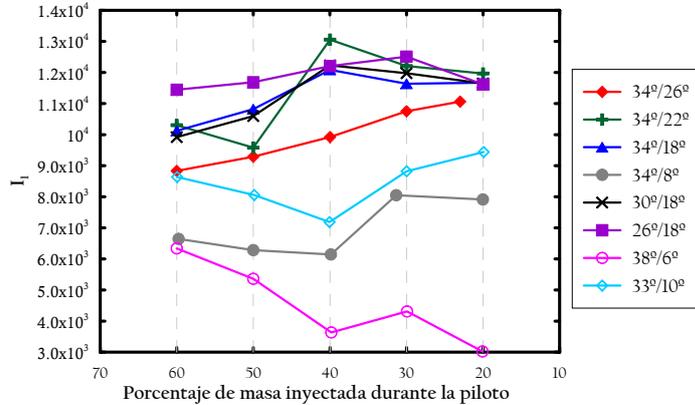


Figura 4.20. Variación del indicador de la velocidad de combustión (I_1) del concepto PCCI con inyección partida.

incluso superiores a la de la combustión convencional (nota de 6), y en escasas ocasiones por encima del nivel de aceptación.

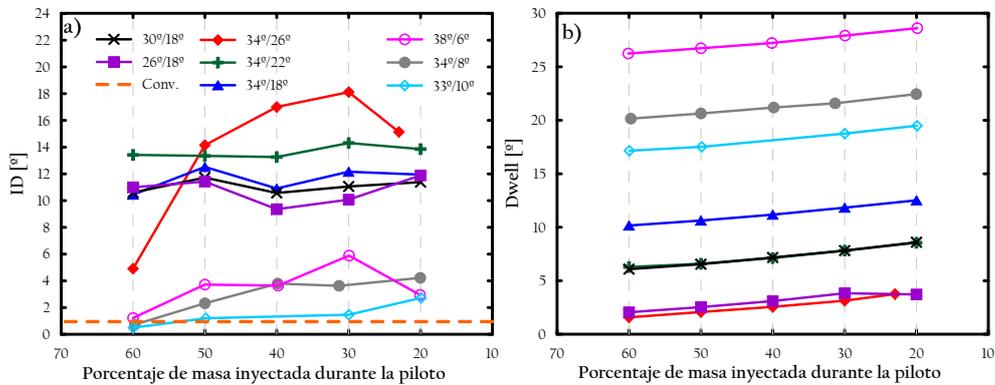


Figura 4.21. Tiempo de retraso de la inyección principal (a) y ángulo dwell (b) de las estrategias de combustión PCCI con inyección partida.

Lo anterior, confirma que al extenderse el tiempo de retraso, mayor cantidad de combustible se quema en condiciones premezcladas, causando un fuerte aumento de la presión en el cilindro, deteriorándose así la calidad sonora del ruido de combustión.

La figura 4.22 (a) muestra un ejemplo de la evolución de la derivada de la presión de combustión al variar la cantidad de masa de combustible inyectada

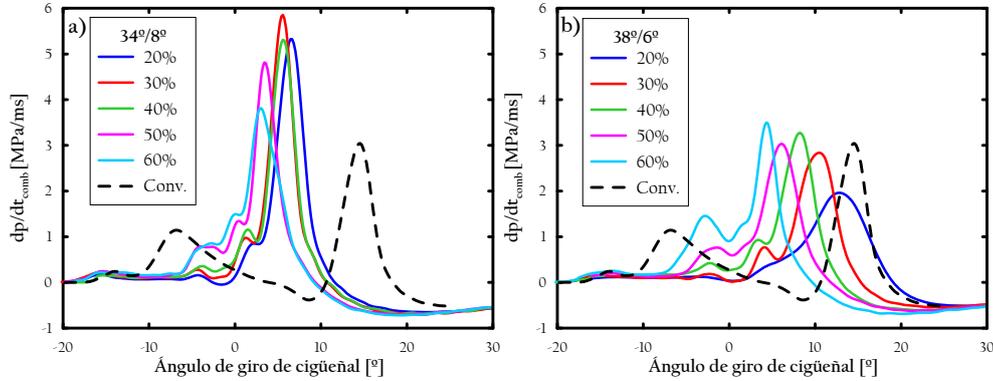


Figura 4.22. Efecto de la variación de la masa de combustible inyectada durante la inyección piloto sobre la derivada de la presión en el cilindro para avances de inyección piloto y principal en $34^\circ/8^\circ$ (a) y $38^\circ/6^\circ$ (b) antes del PMS.

durante la piloto. En esta ocasión las inyecciones piloto y principal se realizaron en 34° y 8° antes del PMS, respectivamente. La figura muestra que la variación temporal de la señal de combustión disminuye con el incremento de la cantidad de masa de combustible inyectado durante la piloto, lo cual es consistente con lo mostrado en la figura 4.19 (b), en donde a mayor masa de combustible inyectado durante la piloto, la nota del ruido de combustión es mejor. Además de esto, en la figura 4.22 (b), se muestra la variación temporal de la señal de combustión, de la estrategia de inyección con avances de inyección en 38° y 6° antes del PMS. De esta figura no sólo se observa que, a diferencia de los otros casos, la derivada de la presión en el cilindro disminuye con el aumento de la cantidad de masa de combustible inyectado durante la piloto, sino que además, dicha variación es muy similar o incluso menor a la de la estrategia con combustión convencional.

4.3.1.2. Efecto de la variación del avance de la inyección piloto

Como se muestra en la figura 4.23, cuando se modifica el avance de la inyección piloto, se observan tendencias similares en la nota del ruido de combustión. Para demostrar lo anterior, la inyección principal se mantuvo fija en 18° antes del PMS, mientras que la inyección piloto se realizó en 34° , 30° y 26° antes del PMS. Los resultados revelan que modificar el avance de la inyección piloto prácticamente no afecta a la calidad sonora del ruido de combustión, la cual se caracteriza por tener notas muy bajas.

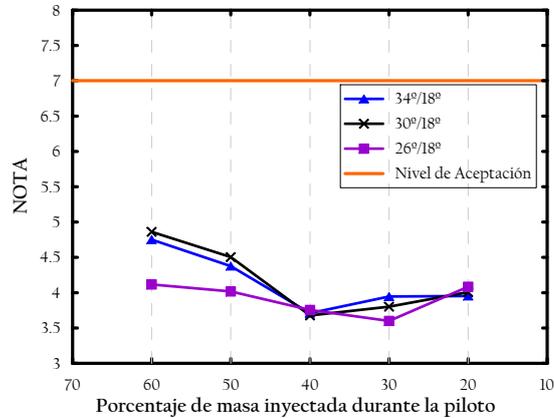


Figura 4.23. Calidad sonora de las estrategias con inyección principal en 18° antes del PMS.

Las bajas notas del ruido de combustión de dichas estrategias, se deben al gran aumento que sufre la derivada de la señal de presión de combustión, como se muestra en la figuras 4.24. En todos los casos de combustión PCCI, la evolución de las señales son muy similares, lo cual justifica la similitud de los resultados obtenidos de calidad sonora. En comparación con la combustión convencional, con las estrategias de PCCI se aprecia un significativo incremento de la variación temporal de la señales de combustión.

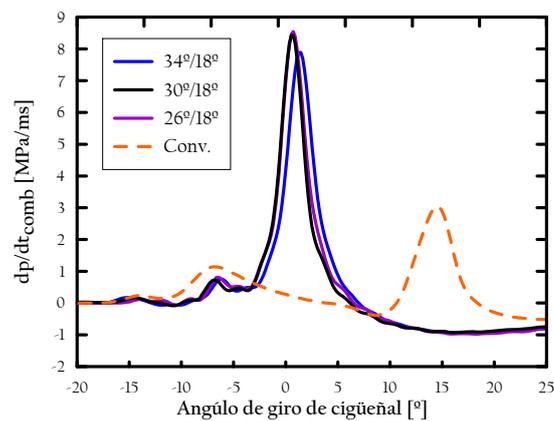


Figura 4.24. Efecto de la variación del avance de la inyección piloto sobre la derivada de la presión en el cilindro, para un avance de inyección piloto de 34°, 30° y 26° e inyección principal de 18° antes del PMS.

4.3.1.3. Efecto de la variación del avance de la inyección principal

En la figura 4.25 se muestran los resultados de la calidad sonora del ruido de combustión en las condiciones consideradas para analizar el efecto de la variación del avance de la inyección principal. En estas estrategias se fijó el avance de la inyección piloto en 34° antes del PMS y el de la principal en 26° , 22° , 18° y 8° antes del PMS. Al igual que en el caso anterior, los resultados de las notas están por debajo del nivel de aceptación. Con sólo una estrategia de operación fue posible tener notas cercanas o incluso superiores a la nota de la combustión convencional. En este caso, el ángulo dwell está por encima de los 20° , como se muestra en la figura 4.21 (b), lo cual indica a su vez, que el tiempo de retraso no aumentó tanto como en las otras condiciones de operación, evitando bruscos incrementos de la señal de presión en el cilindro.

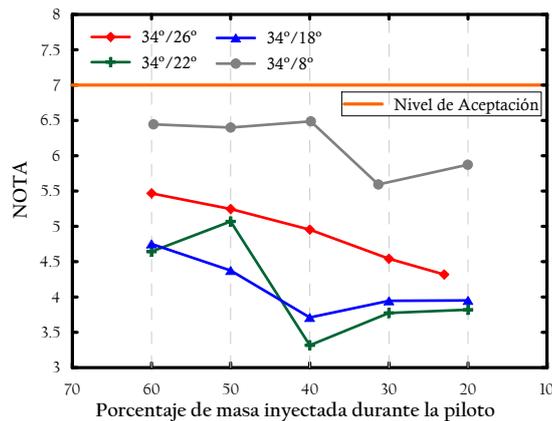


Figura 4.25. Calidad sonora de las estrategias con inyección piloto en 34° antes del PMS.

La figura 4.26, muestra una comparación de la derivada de la presión durante la combustión, en donde se observa que el máximo de la señal disminuye con el retraso del avance de la inyección principal.

De los resultados anteriores, se evidencia que el ángulo dwell es uno de los parámetros que más influencia tiene sobre el nivel global y la calidad sonora del ruido de combustión. Grandes ángulos dwell contribuyen a la mejora del ruido de combustión, pero como se verá más adelante, esto perjudica los niveles de partículas.

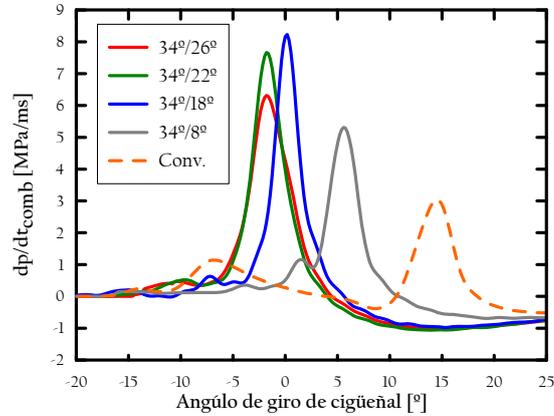


Figura 4.26. Efecto de la variación del avance de la inyección principal sobre la derivada de la presión en el cilindro, para un avance de inyección piloto de 34° e inyección principal de 26° , 22° , 18° y 8° antes del PMS.

4.3.2. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor

En este apartado, se mostraran los resultados de los niveles de emisiones contaminantes y rendimiento del motor de la combustión PCCI con inyección partida. Al evaluar las emisiones contaminantes, en la figura 4.27 (a) se observa que para todas las estrategias con inyección partida, los niveles de NO_x están por debajo de los niveles de NO_x producidos en una combustión convencional, es decir, 80 ppm. Esta importante reducción de NO_x se debe principalmente a las altas tasas de EGR usadas para alcanzar una concentración de oxígeno en la admisión del 10 %. En la mayoría de los casos, al inyectarse una mayor cantidad de combustible durante la inyección piloto, se obtiene una mayor reducción de los niveles de NO_x . Esta tendencia coincide con tendencias encontradas en la literatura [23, 24].

La combustión de la masa de combustible inyectada durante la inyección piloto aumenta la temperatura del gas en el cilindro; esto acorta el tiempo de retraso de la combustión de la inyección principal, lo cual disminuye la velocidad al inicio de la combustión. Esta disminución evita que la temperatura del gas en el cilindro aumente rápidamente y consecuentemente ayuda a reducir las emisiones de NO_x [25].

Con respecto a los niveles de partículas, figura 4.27 (b), un aumento en el tiempo de retraso, permite que se forme una mejor mezcla de aire y combustible, lo cual reduce la formación de estas. La mayor reducción de partículas se consigue con las estrategias de inyección que tienen la mayor

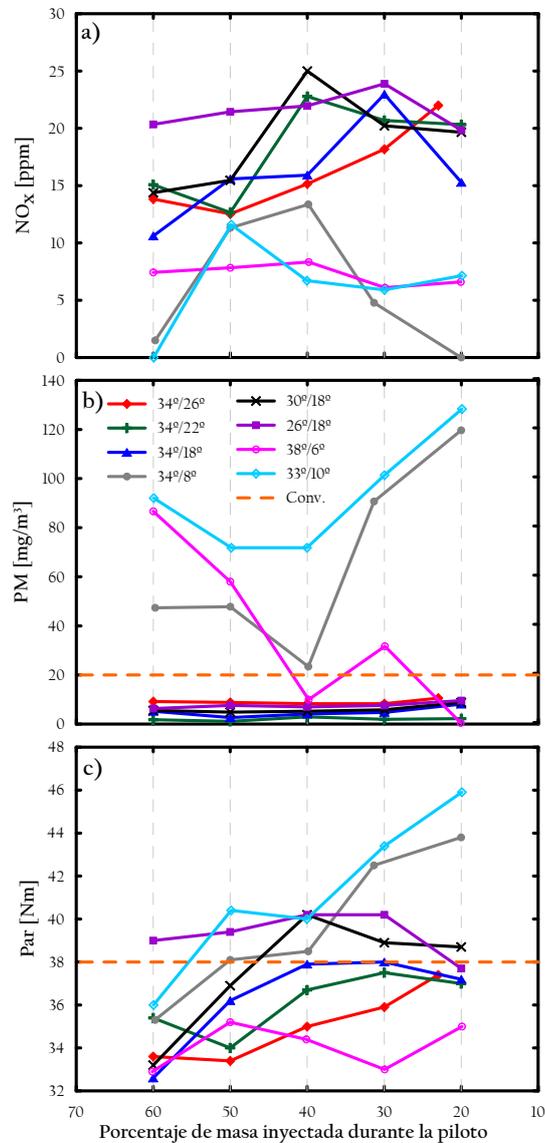


Figura 4.27. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor de la combustión PCCI con dos inyecciones: NO_x (a), partículas (b) y par (c).

relación ID/IT de la inyección principal, lo cual indica una completa condición de premezcla. Como se muestra en la figura 4.28, la relación ID/IT de la inyección principal aumenta cuando existe un retraso entre el final de la inyección y el inicio del proceso de combustión. Una relación igual o mayor que

la unidad indica que se ha logrado una combustión premezclada. La relación ID/IT de la inyección principal disminuye cuanto mayor es la cantidad de masa de combustible inyectada durante la inyección piloto.

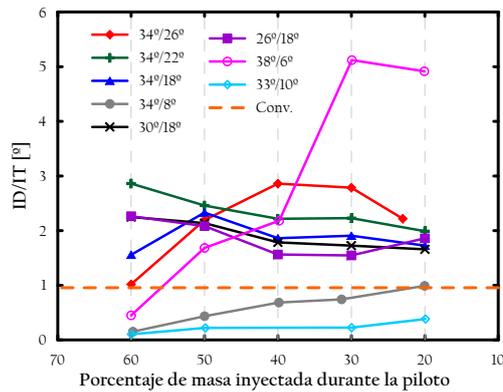


Figura 4.28. Relación entre el tiempo de retraso y el tiempo de inyección de la combustión PCCI con dos inyecciones.

En las condiciones en las cuales la inyección principal es cercana al PMS ($34^\circ/8^\circ$, $33^\circ/10^\circ$ y $38^\circ/6^\circ$ antes del PMS), las emisiones de partículas aumentan. Esta tendencia es atribuida a un aumento de la fase de combustión por difusión en la combustión principal debido a una insuficiente mezcla del aire y el combustible [23, 25].

Por su parte, la tendencia del rendimiento del motor es similar en la mayoría de los casos; se produce una caída de par con el aumento de la cantidad de masa de combustible inyectado durante la inyección piloto. De toda la matriz de ensayos, los mayores aumentos de par se dieron al usar avances de inyección piloto y principal de $33^\circ/10^\circ$ y $34^\circ/8^\circ$ antes del PMS respectivamente. Con estas estrategias, fue posible aumentar el par con respecto al par de la combustión convencional hasta 8 Nm, especialmente cuando se inyectó muy poca cantidad de combustible durante la piloto. El aumento del par se puede atribuir a que en dichas condiciones el 50% del calor total liberado en la combustión (CA50) se da alrededor de los 5° después del PMS, como se muestra en la figura 4.29 (a) para las estrategias que tienen ángulos dwell superiores a 15° .

Sin embargo, con avances de inyección piloto y principal de 38° y 6° antes del PMS respectivamente, se observa que a pesar de tener ángulos de CA50 cercanos a los 5° cuando se inyecta entre un 50 y 60% del combustible total durante la piloto, el par cae por debajo del valor de referencia (figura 4.29 (b)).

Esta caída de par, se puede atribuir a que al usar una inyección piloto muy avanzada cierta cantidad del combustible inyectado choca con las paredes del cilindro provocando una combustión incompleta. Para comprobar lo anterior, en la figura 4.30 se muestra el porcentaje de la cantidad de masa de combustible que va a la pared del cilindro, que impacta con la cabeza del pistón y llega al bowl de las estrategias que tienen ángulos dwell superiores a 15° . En esta figura se observa que efectivamente con un ángulo de inyección de 38° antes del PMS cuando se inyecta entre un 50 y 60 % del combustible total durante la piloto, poco combustible llega al bowl. A medida que se retrasa la piloto, la cantidad de combustible inyectado en el bowl aumenta. Sin embargo, debido al avance de la inyección principal en estas condiciones, se da una combustión retrasada, por lo que el par permanece por debajo del valor de referencia.

Por otro lado, en la figura 4.29 (c) se muestran los valores de CA50 de las estrategias con ángulos dwell inferiores a los 15° . En dicha figura, se observa que en la mayoría de los casos los valores de CA50 están por debajo de los 2° después del PMS, lo cual puede justificar la caída del par motor usando estas estrategias de inyección, como se muestra en la figura 4.29 (d).

Con el propósito de relacionar todas las variables evaluadas en esta sección, la figura 4.31, muestra mapas de contorno para cada uno de los porcentajes de masa de combustible inyectada durante la inyección piloto, los cuales en función de los avances de la inyección piloto y principal, muestran los resultados de los parámetros evaluados. En la primera fila, se resaltan las zonas en las cuales es posible reducir simultáneamente los niveles de NO_x y partículas. En cada uno de los mapas, las zonas con trama (área punteada), representan las condiciones en las cuales los NO_x y/o las partículas, están por encima del valor límite. Desde el punto de vista de las emisiones contaminantes, los resultados confirman que el uso de inyección partida en el nuevo concepto de combustión PCCI, puede ser una solución para reducir aún más los niveles de NO_x y partículas, especialmente cuando la inyección piloto inyecta entre el 20 y el 30 % del total de la masa de combustible y los avances de las inyecciones piloto y principal son muy tempranos.

En la segunda fila se consideran los resultados de rendimiento del motor. En esta parte de la figura se observa que las zonas donde se alcanza o supera el par nominal (38 Nm), disminuyen con el aumento del porcentaje de masa de combustible inyectado durante la inyección piloto. En el 60 % de los casos el par producido es menor al nominal, con una máxima reducción del 14,2 %, lo cual se considera una caída de par aceptable, como se ha considerado en otros trabajos [26]. En los otros casos, es posible incrementar el par hasta 7.9

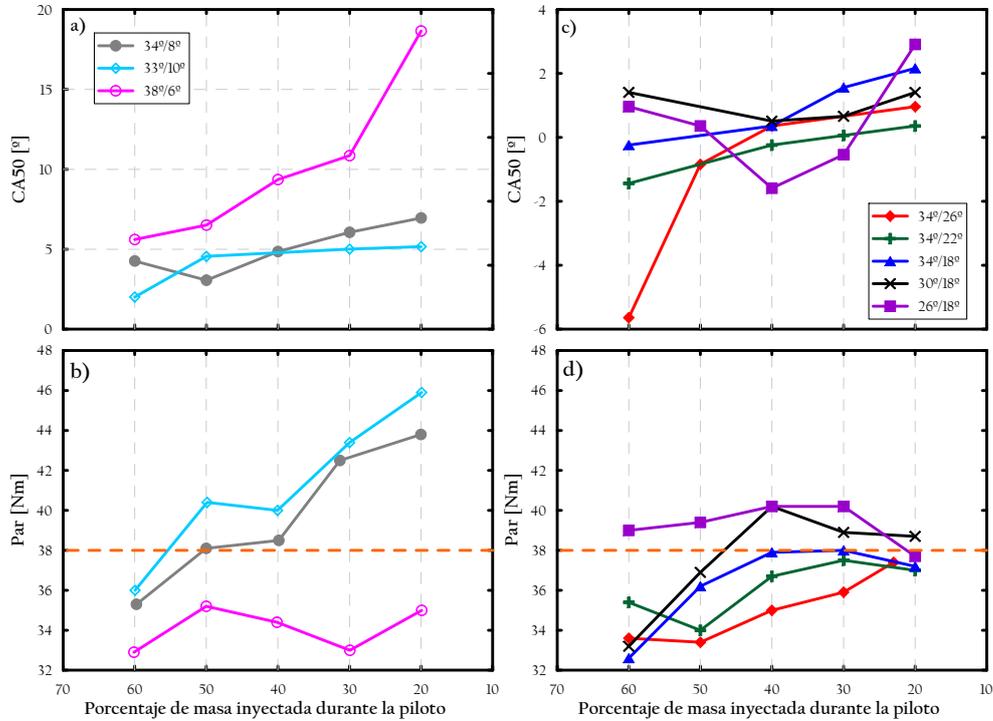


Figura 4.29. CA50 (a) y par (b) de las estrategias con un ángulo dwell superior a los 15° y CA50 (c) y par (d) de las estrategias con un ángulo dwell inferior a los 15°.

Nm, especialmente, cuando la inyección piloto inyecta muy poca cantidad de masa de combustible.

En la última fila, se relaciona la calidad sonora del ruido de combustión con el rendimiento del motor y las emisiones. Como se observa, de forma general las notas producidas son extremadamente bajas. En la mayoría de los casos, la calidad sonora mejora con el incremento de la cantidad de masa de combustible inyectada durante la inyección piloto. Sin embargo, a pesar del deterioro general del ruido de combustión, de todas las condiciones establecidas sólo una $-SOE_{Pil}$ en 38° y SOE_{Prin} en 6° antes del PMS- muestra una tendencia totalmente diferente, cuando la piloto inyecta 20% o 30% del total de la masa de combustible. No obstante, en estas condiciones los niveles de partículas producidos son altos y el rendimiento del motor es bajo.

Los resultados anteriores, muestran que la inyección partida en el concepto de combustión PCCI es muy efectiva para mantener extremadamente bajos los niveles de NO_x . Sin embargo, los resultados del rendimiento del motor,

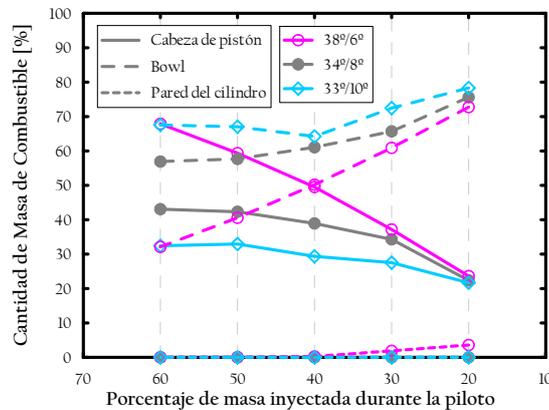


Figura 4.30. Porcentaje de la cantidad de masa de combustible que va a la pared del cilindro, impacta la cabeza del pistón y va al bowl de las estrategias que tienen ángulos dwell superiores a 15° .

emisiones de partículas y ruido de combustión, no son del todo satisfactorios, en algunos casos. Con el propósito de mejorar los resultados obtenidos, se varió la concentración de oxígeno en la admisión. Como es sabido altas tasas de EGR, al igual que bajas relaciones de compresión y combustibles con bajo número de cetano, son los métodos más adecuados para prolongar el tiempo de retraso de la combustión PCCI, y así disminuir aun más los niveles de emisiones contaminantes. Además de esto, con grandes cantidades de EGR, se ralentiza la combustión, lo cual contribuye a la disminución de los niveles de ruido de combustión.

Para evaluar el efecto que tiene el EGR sobre las emisiones contaminantes, ruido de combustión y rendimiento del motor, se seleccionó la estrategia, en la cual las inyecciones piloto y principal se realizaron en 38° y 6° antes del PMS, respectivamente. Esta estrategia se eligió, ya que es la única condición de operación que produce una calidad sonora aceptable y bajos niveles de NO_x .

4.3.3. Efecto de la concentración de oxígeno en la admisión con estrategias de inyección partida

Como se observa en la figura 4.32 (a), la calidad sonora del ruido de combustión se ve afectada por la disminución de la tasa de EGR, ya que la combustión es más abrupta cuando se aumenta la concentración de oxígeno en la admisión, como se demostró en la sección anterior. Notas por encima del nivel de aceptación sólo se produjeron con la más baja concentración de

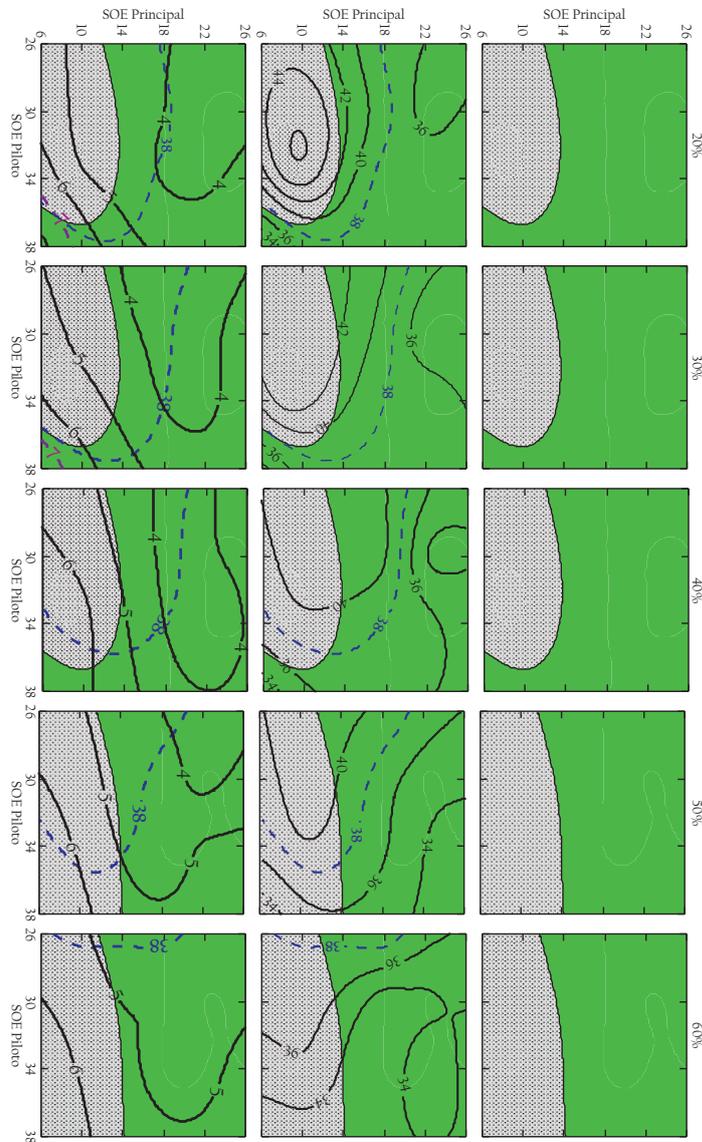


Figura 4.31. Mapas de contorno que relacionan todas las variables evaluadas en la combustión PCCI con inyección partida.

oxígeno (10%). Al usarse bajas tasas de EGR, el par del motor se recupera, como se muestra en la figura 4.32 (b). En donde, simplemente con variar la concentración de oxígeno del 10% al 11%, se recupera aproximadamente 9% del par nominal.

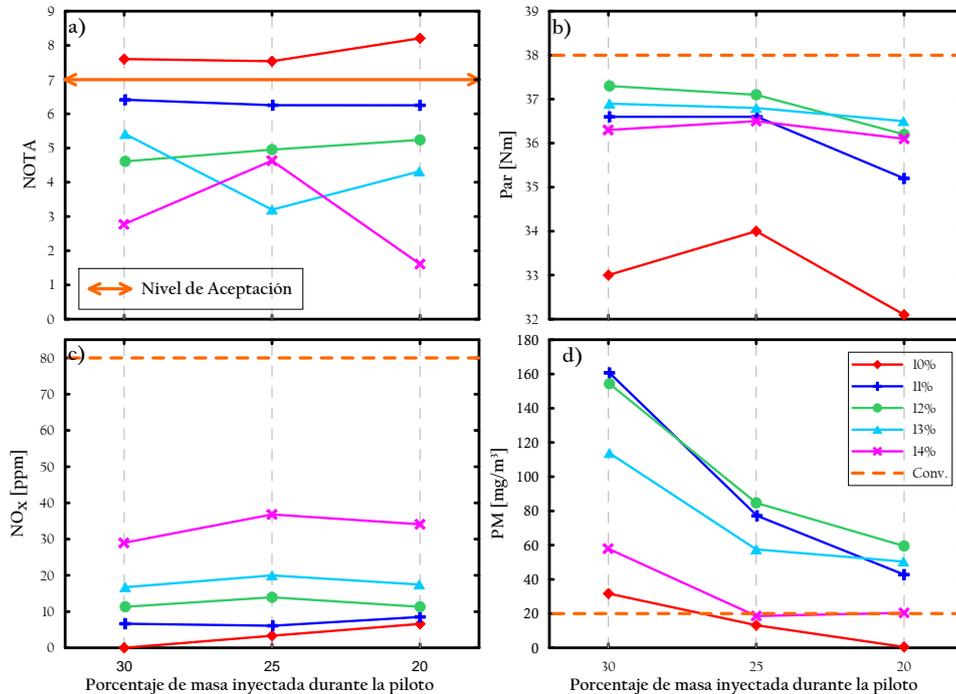


Figura 4.32. Efecto de la concentración de oxígeno en la admisión en las estrategias de dos inyecciones sobre: nota (a), par (b), NO_x (c) y partículas (d).

Las emisiones de NO_x aumentan con la disminución de la tasa de EGR, como se muestra en la figura 4.32 (c). A pesar del aumento de los niveles de NO_x por el aumento de la concentración de oxígeno, sus valores continúan siendo más bajos que los emitidos por una combustión convencional. Al disminuir la tasa de EGR se aumentan las regiones de alta temperatura en el cilindro y se disminuye el tiempo de retraso, lo cual produce el incremento de los niveles de NO_x. Con respecto a las partículas, no existe una tendencia clara en respuesta a la variación de la concentración de oxígeno. Se observa un incremento general de los niveles de partículas. Esto se puede deber a que al disminuir la tasa de EGR, el tiempo de retraso se reduce, lo cual produce un aumento de fase de combustión por difusión.

De los resultados obtenidos, la estrategia que ofrece los mejores beneficios en cuanto a emisiones contaminantes y calidad sonora es la que tiene 10% de concentración de oxígeno en la admisión e inyecta 25% de masa de combustible durante la inyección piloto. El único parámetro que se ve afectado con esta estrategia es el par del motor, el cual con respecto al par nominal

disminuye 8.6%. Sin embargo, esta reducción de par puede ser considerada como aceptable.

Hasta este punto del estudio del concepto de combustión PCCI con inyección simple e inyección partida, los resultados muestran que la concentración de oxígeno en la admisión y el avance de las inyecciones, son los parámetros que más influencia tienen sobre las variables estudiadas. En la mayoría de los casos, se obtienen resultados favorables en la reducción de los niveles de NO_x . Sin embargo, el ruido de combustión, los niveles de partículas y el rendimiento del motor, son variables que según la estrategia de operación seleccionada, pueden presentar cambios importantes. En la mayoría de los casos los resultados del ruido de combustión no son muy satisfactorios. Al ser un concepto de combustión en el cual gran cantidad de masa de combustible se quema en condiciones de premezcla, hace que la calidad sonora empeore.

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos hasta este punto, y con el objeto de mejorarlos, se propone actuar directamente sobre el combustible empleado. En los conceptos de combustión homogénea o premezclada, debido a su baja resistencia al auto-encendido, es más difícil preparar una correcta mezcla de aire y combustible con el combustible Diesel estándar [27]. Por este motivo, las mezclas de Gasolina/Diesel se muestran como un combustible idóneo para el desarrollo de la combustión PCCI, como se mencionó en el capítulo 2. Las mezclas de Gasolina/Diesel permiten mantener en niveles aceptables los niveles de emisiones contaminantes y el rendimiento del motor. Sin embargo, el ruido de combustión con estas mezclas en el concepto PCCI, es un tema incierto, lo cual motiva a su estudio.

4.4. Efecto de las mezclas de Gasolina/Diesel en la combustión PCCI

Como se comentó anteriormente, una de las soluciones para optimizar la combustión PCCI es el uso de mezclas de Gasolina/Diesel. Para evaluar su efecto sobre los niveles de emisiones contaminantes, rendimiento del motor y ruido de combustión, se consideraron los resultados más satisfactorios del estudio base, siendo estos:

- 6 avances de la inyección (de 38° a 18° antes del PMS): este rango se selecciono teniendo en cuenta que cubriera la zona establecida como combustión PCCI. En esta ocasión, también se incluyeron algunos avances de inyección muy tempranos, debido a que la longitud líquida

Combustible	Presión inyección (bar)	$[O_2]_{ADM}$ (%)	SOE (° antes PMS)
D		10	
G25	800	12	De 38 a 18 cada 4
G50		14.5	

Tabla 4.4. Matriz de ensayo considerada en el estudio del ruido de combustión PCCI con mezclas de Gasolina/Diesel.

del chorro al emplear mezclas de Gasolina/Diesel es menor, y por tal razón, menos combustible choca con la pared del cilindro. Los avances muy retrasados, por ser característicos de combustiones convencionales no se tuvieron en cuenta.

- Presión de inyección de 800 bar: una mayor presión de inyección contribuye a que la mezcla aire/combustible sea más homogénea, mejora la atomización del chorro, y además de esto, ayuda a reducir los niveles de partículas.
- Concentración de oxígeno en la admisión de 10 %, 12 % y 14.5 %: se mantuvieron los mismos niveles de concentración de oxígeno en la admisión, con el fin de verificar que las tendencias del estudio base para todos los parámetros examinados se mantienen al usar otro tipo de combustible diferente al Diesel estándar.

A partir de lo anterior, y considerando las dos mezclas de Gasolina/Diesel, definidas en el capítulo 3, se estableció la matriz de ensayos que se resume en la tabla 4.4.

En esta sección se mostrarán los resultados obtenidos al emplear diferentes mezclas de Gasolina/Diesel sobre el ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento del motor. En la figura 4.33, se muestran todos los resultados de los parámetros evaluados, al utilizar las mezclas de Gasolina/Diesel en el motor con combustión PCCI. Como se observa en la figura, sin importar cual sea el combustible o mezcla empleada, las tendencias de los NO_x , partículas, calidad sonora y par del motor, continúan siendo las mismas que las presentadas en el estudio base. Por este motivo, en esta sección, para evaluar el efecto que tiene el uso de las mezclas de Gasolina/Diesel se

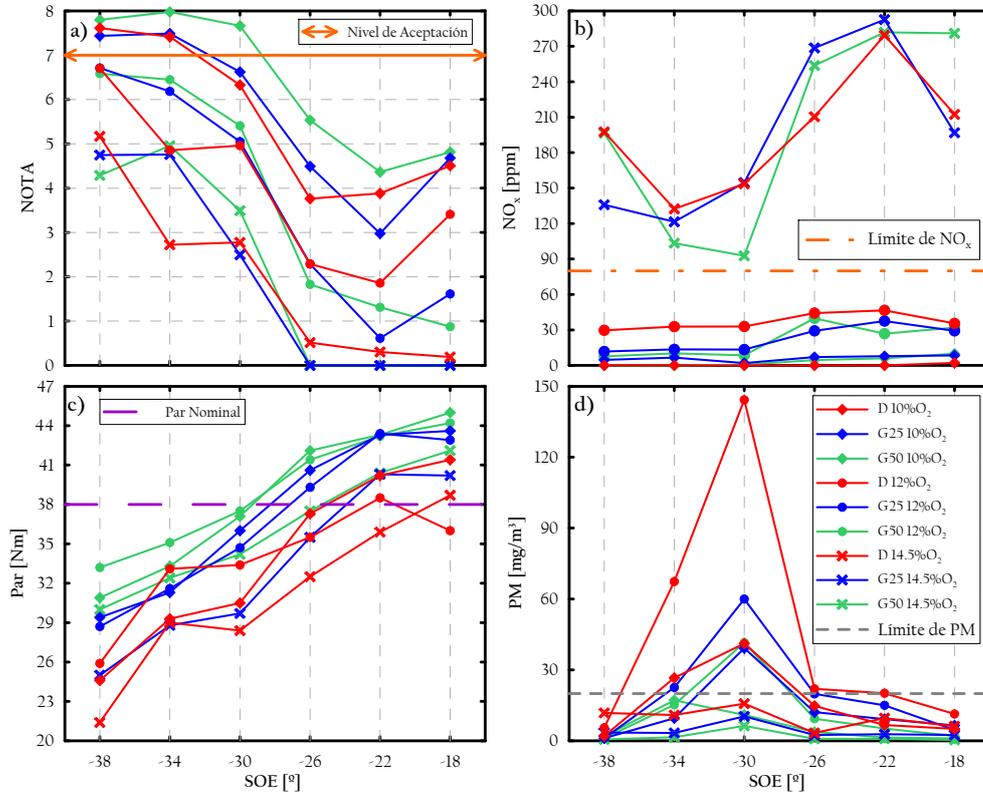


Figura 4.33. Efecto de las mezclas de Gasolina/Diesel sobre: ruido de combustión (a), NO_x (b), partículas (c) y par (d), del concepto de combustión PCCI.

consideraran sólo los resultados de la concentración de oxígeno del 10%, ya que es la que mejores resultados tiene en cuanto a emisiones contaminantes, ruido de combustión y rendimiento del motor.

4.4.1. Análisis del ruido de combustión

Por lo general, los motores Diesel que emplean gasolina tienden a aumentar el valor máximo de la presión en cilindro, debido a que el aire y el combustible crean una mezcla más homogénea, lo cual contribuye a un mayor ruido de combustión, debido al incremento de la fase de premezcla [28, 29]. En las figuras 4.34 (a) y (b), se muestran los resultados de ruido global y calidad sonora de la combustión PCCI con mezclas de Gasolina/Diesel, con la concentración de oxígeno del 10%. Los resultados más satisfactorios de la

calidad sonora se obtuvieron con la mezcla del 50% de gasolina y 50% de Diesel (G50). Con esta mezcla no sólo se incrementa la calidad sonora de la combustión PCCI con combustible Diesel estándar, sino que además en los avances más tempranos (de 38° a 30° antes del PMS), se supera el nivel de aceptación.

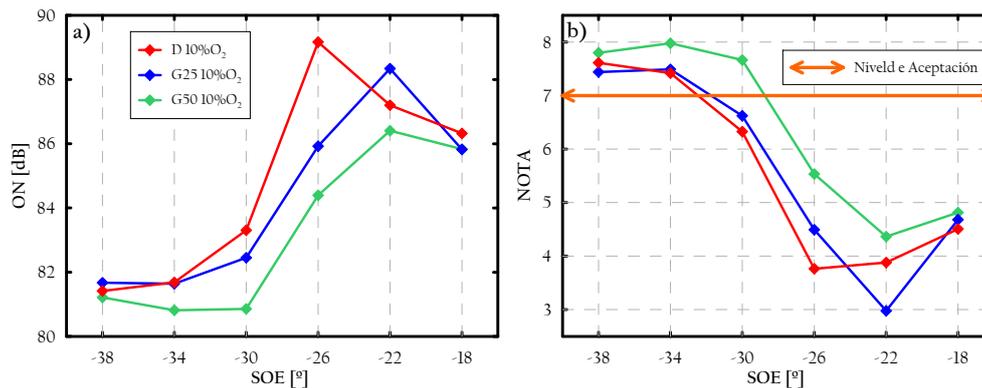


Figura 4.34. Ruido de combustión de las estrategias PCCI con mezclas Gasolina/Diesel y $[O_2]_{ADM}$ de 10%: ruido global (a) y calidad sonora (b).

Las mejores notas de calidad sonora se obtuvieron con los avances más tempranos. Estos ángulos de inyección tienen mayores tiempos de retraso, como se muestra en la figura 4.35 (a). Como era de esperarse, con el aumento del porcentaje de gasolina en la mezcla, el tiempo de retraso es mayor. Un mayor tiempo de retraso permite tener una combustión más centrada, lo cual contribuye a la mejora de la calidad sonora. En la figura 4.35 (b), se muestra el CA50. De esta figura se evidencia que con el aumento de la gasolina en la mezcla el valor de CA50 también sufre un incremento. Los mayores tiempos de retraso de las mezclas de Gasolina/Diesel, llevan a combustiones más centradas como se muestra en la figura 4.36. Para un mismo avance de la inyección, en este caso 34° antes del PMS, el mayor tiempo de retraso de las mezclas de Gasolina/Diesel, hacen que la presión en el cilindro y la derivada de la presión de combustión se desplacen hacia el PMS.

4.4.2. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor

Cuando se retrasa la inyección, los niveles de NO_x tienden a aumentar, para todos los combustibles, como se muestra en la figura 4.37 (a). Al comparar los niveles de NO_x de las mezclas de Gasolina/Diesel y el combustible Diesel

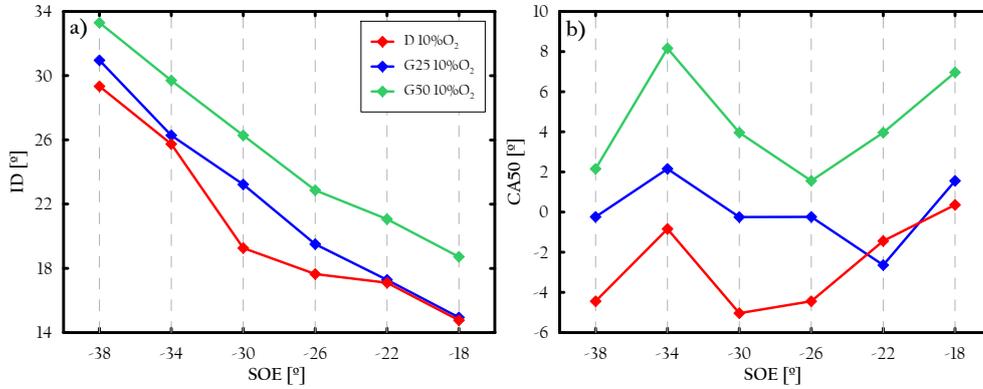


Figura 4.35. Tiempo de retraso (a) y CA50 (b) de las estrategias de combustión PCCI con mezclas Gasolina/Diesel y $[O_2]_{ADM}$ de 10 %.

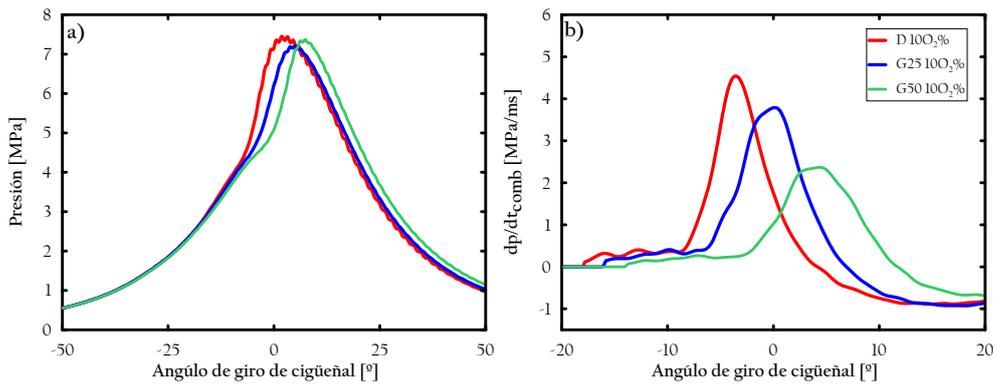


Figura 4.36. Efecto de las mezclas de Gasolina y Diesel sobre: la presión en el cilindro (a) y la derivada de la presión de la señal de combustión (b) para un tiempo de inyección de 34° antes del PMS.

estándar, se observa que con las mezclas de gasolina, los niveles de NO_x son más altos. El incremento de los niveles de NO_x con las mezclas de Gasolina/Diesel se puede atribuir a que con estos combustibles, para alcanzar una concentración de oxígeno en la admisión de 10 %, la tasa de EGR es ligeramente más baja como se muestra en la figura 4.38 (a). A pesar que los niveles de NO_x con las mezclas de Gasolina/Diesel aumentan, los resultados siguen siendo mejores que aquellos con combustión convencional, la cual emite 80 ppm de NO_x .

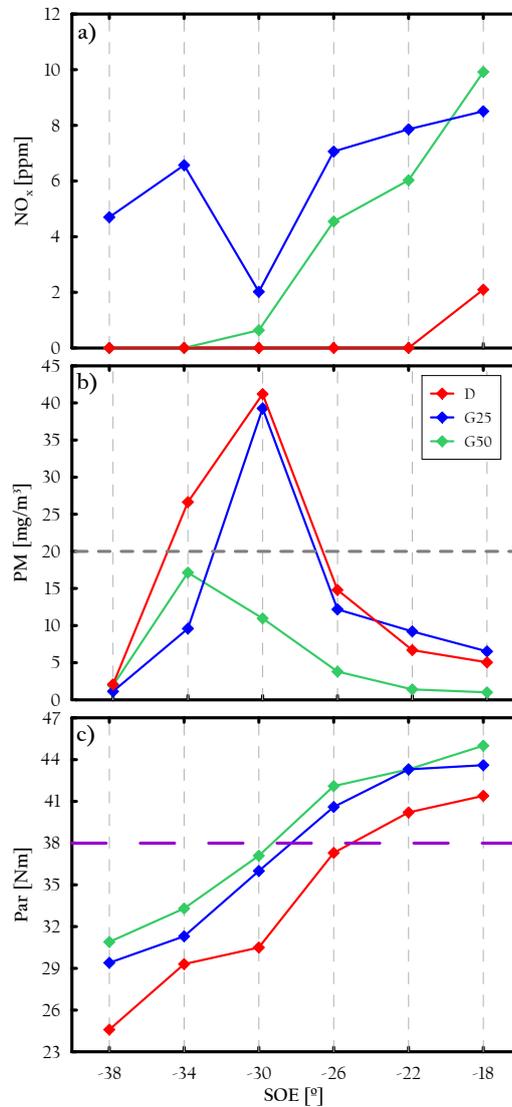


Figura 4.37. Rendimiento del motor y emisiones contaminantes del concepto PCCI con mezclas de Gasolina/Diesel: NO_x (a), partículas (b) y par (c), para la [O₂]_{ADM} de 10 %.

Con las mezclas de gasolina los niveles de partículas son más bajos que con el combustible Diesel estándar, como se muestra en la figura 4.37 (b). Las propiedades físicas y químicas de las mezclas de gasolina como su bajo punto inicial de ebullición, su mayor número de octano y de alcanos [30],

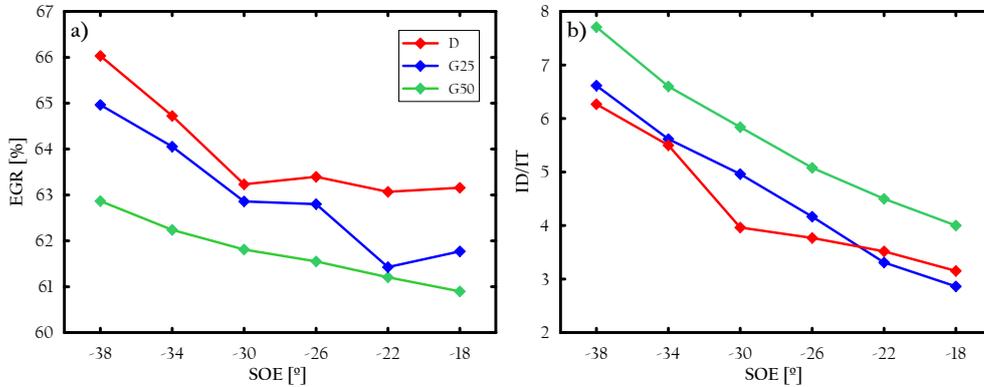


Figura 4.38. Tasa de EGR (a) y relación ID/IT (b) de la combustión PCCI con mezclas Gasolina/Diesel y una $[O_2]_{ADM}$ de 10%.

contribuyen a la extensión de la fase de combustión premezclada debido a su mayor tiempo de retraso [31, 32], evitando la formación de hollín durante el proceso de combustión. Al igual que en los estudios anteriores, la relación ID/IT permite justificar la reducción de los niveles de partículas. La relación ID/IT aumenta, como se muestra en la figura 4.38 (b), con el incremento de la gasolina en la mezcla, lo cual significa que existe una mejor condición de premezcla al inicio de la combustión, que permite reducir la formación de partículas.

Otra razón, que justifica la disminución de los niveles de partículas es que con las mezclas de Gasolina/Diesel se reduce la cantidad de combustible líquido en el chorro. En la figura 4.39, se compara la formación del chorro para cada combustible y todos los ángulos de inyección. Al comparar los tres combustibles se observa, que con el aumento del porcentaje de gasolina en la mezcla, se reduce la cantidad de combustible no evaporado. Lo anterior, ayuda a reducir las partículas, ya que menos combustible va a parar a las paredes del cilindro.

Con respecto al par, como se observa en la figura 4.37 (c), aumenta a medida que el combustible es inyectado en cercanías al PMS y se incrementa el porcentaje de gasolina en la mezcla. La mejora del par con las mezclas de Gasolina/Diesel se atribuye a que por el mayor tiempo de retraso de estos combustibles, la combustión se centra con respecto al PMS, como se puede observar en la figura 4.35 (b).

Para completar la explicación de la pérdida de par con los avances de inyección muy adelantados, por un lado, se realizó una simulación de la

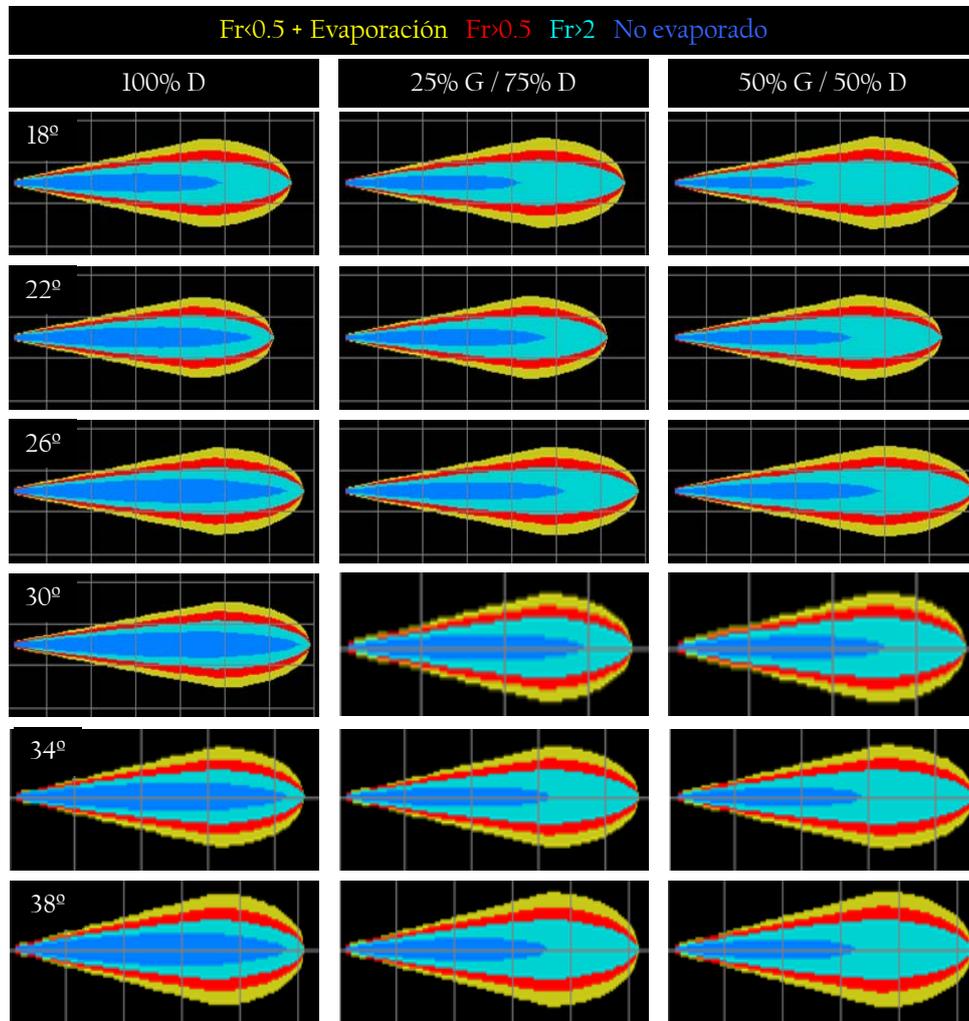


Figura 4.39. Desarrollo del chorro para todos los avances y combustibles empleados.

evolución del chorro de combustible para todos los avances, cuyos resultados se muestran en la figura 4.40, y por otro lado, se calculó la cantidad de masa de combustible que llega a la pared del cilindro, que impacta la cabeza del pistón y que va al resto del bowl, como se muestra en la figura 4.41. Con estas figuras se comprobó que, sin importar el tipo de combustible, con los mayores avances (38° y 34°), gran parte del combustible choca con la pared del cilindro y la cabeza del pistón. Del combustible total inyectado sólo el 0.6 % y el 16 % llega al bowl, cuando el ángulo de inyección es de 38° y 34° respectivamente.

Con un avance de 30° antes del PMS, la mayor parte del combustible va al bowl (aproximadamente un 81 % del combustible total inyectado), por lo que la pérdida de par es menos importante en comparación con los avances anteriores. A partir del avance de inyección de 26° , el chorro de combustible es dirigido en su totalidad al interior del bowl, lo cual contribuye a la mejora del par desarrollado por el motor.

Finalmente, de acuerdo con la literatura, el incremento del rendimiento del motor de las mezclas de Gasolina/Diesel con respecto al combustible Diesel convencional se puede atribuir a:

- Con la gasolina el proceso de mezcla del aire y el combustible es mejor, debido a que se incrementa el nivel de homogeneidad, dado que la cantidad de combustible líquido es menor [29, 33].
- Lu *et al.* [34], Karghatgi *et al.* [35, 36] y Shi *et al.* [28], en sus trabajos, muestran que gracias al mayor tiempo de retraso de las mezclas de Gasolina/Diesel, se mejora la estabilidad y control de la combustión, lo cual permite mejorar el par del motor que es producido por un combustible convencional, manteniendo bajos los niveles de las emisiones contaminantes.
- Las mezclas de gasolina al ser combustibles más volátiles, se evaporan más fácilmente, reduciendo de esta manera las regiones ricas en combustible y la película de combustible líquido sobre la superficie del cilindro.

4.4.3. Trade-off entre el ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento

En esta sección se busca resaltar el potencial que tiene el empleo de las mezclas de Gasolina/Diesel en el concepto de combustión PCCI. Para esto se relacionaran los resultados de las emisiones contaminantes, del rendimiento del motor, y del ruido de combustión, empleando mapas de contorno. En la primera columna de izquierda a derecha, de la figura 4.42, se muestran los mapas que relacionan los NO_x y las partículas de cada uno de los combustibles empleados en función del avance de la inyección y la concentración de oxígeno en la admisión. Las zonas con trama (área punteada), en estos mapas representan el rango en el cual ambas o alguno de los dos contaminantes esta sobre el límite establecido. En la primera columna de la figura se observa que las zonas óptimas desde el punto de vista de emisiones contaminantes aumenta

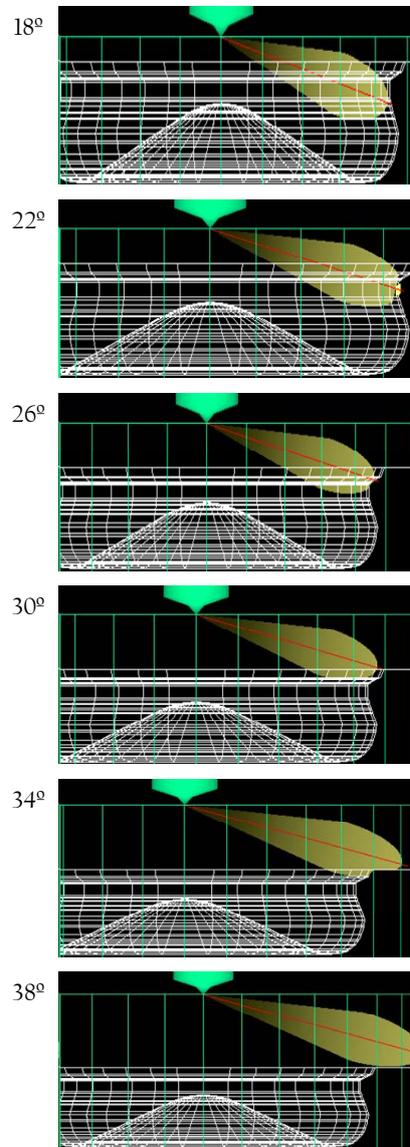


Figura 4.40. Desarrollo del chorro en cada uno de los avances de inyección con la mezcla G25.

con el incremento de la concentración volumétrica de la gasolina en la mezcla, especialmente cuando se emplean bajas concentraciones de oxígeno.

Posteriormente, si los resultados de las emisiones contaminantes se combinan con los del par del motor, como se muestra en la segunda columna,

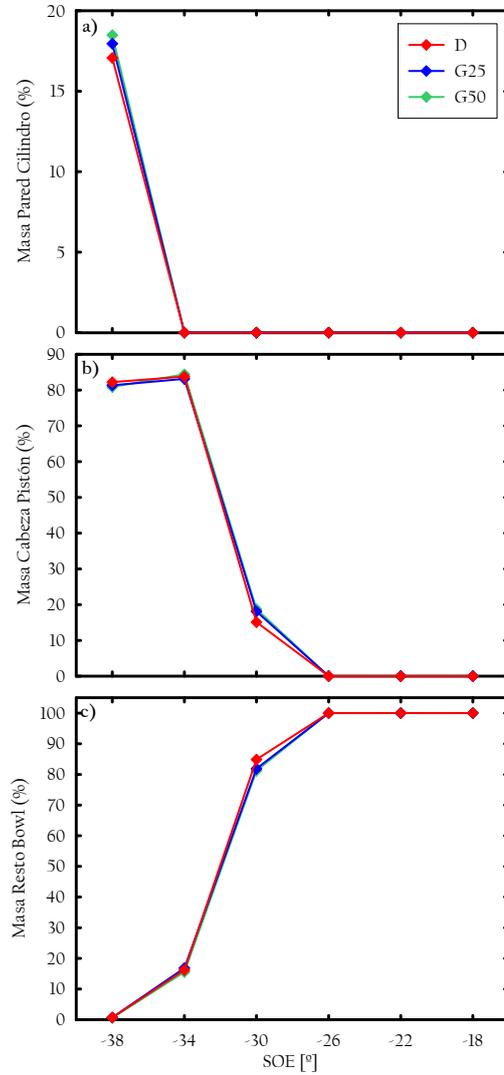


Figura 4.41. Porcentaje de la cantidad de masa de combustible que va a la pared del cilindro (a), impacta la cabeza del pistón (b) y va al resto del bowl (c).

se observa que las mejores zonas para cualquiera de los combustibles usados son aquellas en las que la concentración de oxígeno en la admisión es menor a un 12% y el avance de la inyección está en el rango entre 30° y 18° antes del PMS. Igual que con las emisiones contaminantes, el rango de operación se incrementa al usar más gasolina en la mezcla.

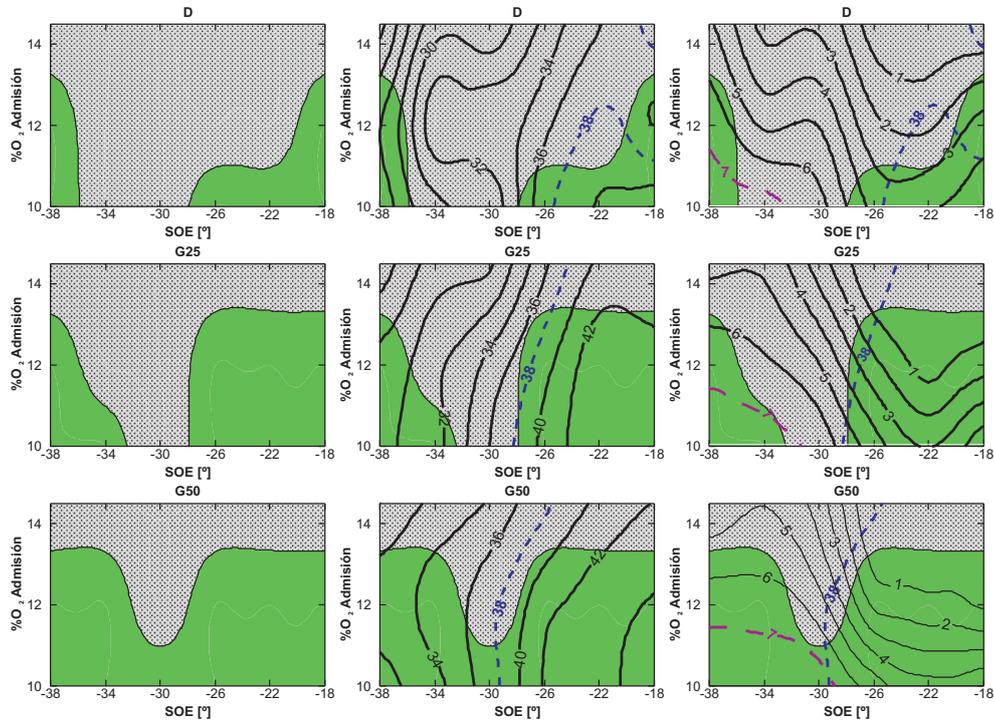


Figura 4.42. Mapas de contorno que relaciona todas las variables evaluadas para los tres tipos de combustibles empleados en la combustión PCCI.

Finalmente, si consideramos también los resultados del ruido de combustión, las zonas del mapa con resultados satisfactorios quedan muy limitadas. Como se muestra en la última columna, a diferencia del par del motor, para el cual su rango óptimo está hacia la derecha del mapa de contorno, con la calidad del ruido de combustión sucede lo contrario. La calidad sonora mejora para concentraciones por debajo del 11% e inyecciones muy avanzadas, es decir, el rango óptimo esta hacia la izquierda del mapa. De todas las condiciones de operación establecidas, la estrategia que emplea la mezcla G50, con una concentración de oxígeno en la admisión de 10% y un avance de la inyección de aproximadamente 30° antes del PMS, es la única estrategia que brinda una calidad sonora aceptable y produce un par similar al de la combustión convencional.

Los resultados anteriores, confirman que las mezclas de Gasolina/Diesel permiten, para una misma estrategia de operación, obtener mejores resultados

Estrategia	SOE_{Pil} (°)	SOE_{Prin} (°)	$Masa_{Pil}$ (%)	$Masa_{Prin}$ (%)
1	25	-3	20	80
2	0	38	0	100
3	38	6	25	75
4	0	30	0	100

Tabla 4.5. Comparación de estrategias de combustión PCCI y una convencional.

en el ruido de combustión y en el rendimiento del motor, que los que se consiguen al emplear combustible Diesel convencional.

4.5. Comparativa global de estrategias PCCI

En esta sección, se desarrolla un análisis comparativo entre las diferentes estrategias de combustiones PCCI discutidas a lo largo de este capítulo. Como punto de partida, para seleccionar la estrategia de combustión más óptima de cada estudio, se tuvo en cuenta que la nota de calidad sonora superara el nivel de aceptación y posteriormente que los resultados de par y emisiones contaminantes fueran satisfactorios. En la tabla 4.5 se muestran los parámetros de operación de cada una de las cuatro estrategias a comparar, entre las que se encuentran: la combustión convencional (1), la combustión PCCI del estudio base (2), la combustión PCCI con inyección partida (3) y la combustión PCCI con la mezcla G50 (4). En todas las estrategias de combustión PCCI la presión de inyección fue de 800 bar y la concentración de oxígeno en la admisión del 10%.

En la figura 4.43 se comparan las emisiones contaminantes, calidad sonora y rendimiento del motor de las cuatro estrategias resumidas en la tabla 4.5, y, adicionalmente, se muestra la variación porcentual que existe entre cada uno de los tres casos de combustión PCCI y la combustión convencional. Con respecto a la calidad sonora, se observa que con todas las estrategias de combustión PCCI es posible superar el valor de la combustión convencional e incluso el nivel de aceptación. Los resultados de emisiones contaminantes también son satisfactorios. Como se observa en las figuras 4.43 (c) y (d), es posible reducir hasta un 99 % los NO_x y un 92 % las partículas. Sin embargo, el par del motor

en todas las estrategias de combustión PCCI se ve afectado, reduciéndose hasta un 32 %, lo cual es una pérdida de prestaciones difícilmente aceptable.

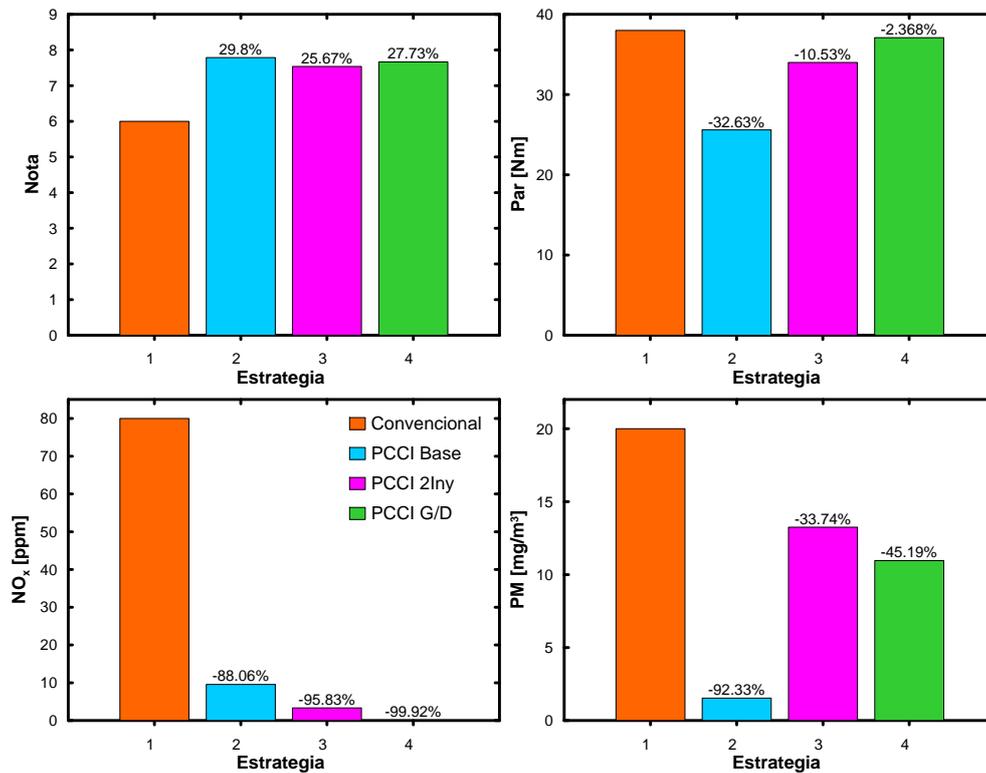


Figura 4.43. Comparación de diferentes estrategias de combustión PCCI y una combustión convencional: nota (a), par (b), NO_x (c) y partículas (d).

Los resultados anteriores confirman que para poder tener bajos niveles de emisiones contaminantes y una calidad sonora aceptable, es necesario sacrificar el par del motor. De las cuatro estrategias de combustión PCCI, con la que mejores resultados se ha obtenido es la 4, es decir, la combustión PCCI que emplea la mezcla G50. Con esta estrategia no sólo se emite significativamente menos niveles de NO_x y partículas, sino que además, tienen una aceptable nota de calidad sonora y una leve reducción del rendimiento del motor. Las estrategias 2 y 3, no son del todo favorables, principalmente por la gran pérdida de par que producen, esto debido, posiblemente, al choque de combustible con la pared del cilindro, ya que en ambos casos el combustible se inyecta muy temprano.

4.6. Síntesis y conclusiones

En este capítulo se ha realizado un análisis del concepto de combustión PCCI, el cual a diferencia de muchos otros trabajos, no sólo se enfoca en el estudio de las emisiones contaminantes y rendimiento del motor, sino que además, evalúa el ruido de combustión. Como punto de partida, se desarrolló un estudio básico, en el cual, se modificaron ciertos parámetros de la combustión entre los que se encuentran, la concentración de oxígeno en la admisión, la presión de inyección y los avances de la inyección.

El estudio básico reveló que, el empleo de bajas concentraciones de oxígeno en la admisión es una estrategia eficaz para obtener bajos niveles de ruido de combustión, de emisiones de NO_x y partículas así como aceptables valores de rendimiento del motor con combustión PCCI. Adicionalmente, se mostró que los parámetros evaluados son muy sensibles al cambio del avance de la inyección de combustible y que por el contrario, son poco alterables con el cambio de la presión de inyección. Se ha comprobado que la contribución de la resonancia de la cámara de combustión en todos los casos es poco significativa. Esto quiere decir que el principal parámetro que afecta al ruido de combustión es la velocidad a la cual está se desarrolla. Al comparar los resultados de la combustión PCCI con los de la combustión convencional, se observó que en la mayoría de los casos las notas con el concepto PCCI son menores que las de la combustión convencional. En sólo muy pocas situaciones y especialmente con la menor concentración de oxígeno en la admisión, se logró no sólo sobrepasar a la estrategia convencional, sino que además el valor de 7. Cabe aclarar que en muchos de estos casos, se producía choque de combustible con la pared, y por tal motivo, la calidad sonora del ruido de combustión mejora.

Con el propósito de optimizar no sólo la calidad sonora del ruido de combustión del concepto PCCI, sino que además mejorar las emisiones contaminantes y prestaciones del motor, por un lado se paso de una inyección simple a una inyección partida, y por otro, se utilizaron combustibles con bajo número de cetano. En las estrategias de inyección partida, se ha comprobado que cuando la distancia entre la inyección piloto y principal es superior a los 20° y muy poca cantidad de combustible es inyectado durante la inyección piloto, es posible sobrepasar el nivel de aceptación de la calidad sonora.

Por su parte, los resultados del ruido de combustión al emplear las mezclas de Gasolina/Diesel son buenos. En estos casos, no sólo es posible mejorar la calidad sonora del ruido de combustión con combustible Diesel estándar, sino que además, se supera el nivel de aceptación. El nivel de ruido global

de las mezclas de Gasolina/Diesel tiende a disminuir con el aumento de la concentración volumétrica de la gasolina en el total de la mezcla.

Tanto para las condiciones de operación con inyección partida, como para las estrategias que usando mezclas de Gasolina/Diesel, los resultados de las emisiones contaminantes y del rendimiento del motor fueron muy satisfactorios. En ambos casos se mejoró la formación de la mezcla de aire con combustible, lo cual contribuyó a la reducción de NO_x y partículas, y a mantener en niveles óptimos el par del motor, a pesar que en muchas ocasiones este disminuyera.

Los resultados mostrados en este capítulo confirman que el incremento del nivel global del ruido y la disminución de la calidad sonora del ruido de combustión pueden ser los principales problemas del concepto de combustión PCCI. El deterioro del ruido de combustión podría opacar los buenos resultados de reducción de emisiones contaminantes que tienen las diferentes estrategias de combustión PCCI desarrolladas, evitando así su aplicación en vehículos de automoción.

Bibliografía

- [1] Timothy J., Stanislav B., Dennis A. y Patrick S. “Lean and rich premixed compression ignition combustion in a light-duty diesel engine”. *SAE Paper 2005-01-0166*, 2005.
- [2] Lilik G. K., Martin J. y Boehman A. L. “Advanced combustion operation in a compression ignition engine”. *Energy & Fuels*, Vol. 23 n° 1, pp. 143–150, 2009.
- [3] Tiegang F., E. C. Robert, fon F. L. Chia y A W. Robert. “Air-fuel mixing and combustion in a small-bore direct injection optically accessible diesel engine using a retarded single injection strategy”. *Fuel*, Vol. 88 n° 11, pp. 2074–2082, 2009.
- [4] Zhaolei Z. y Mingfa Y. “Mechanism of oxygen concentration effects on combustion process and emissions of diesel engine”. *Energy & Fuels*, Vol. 23, pp. 5835–5845, 2009.
- [5] Benajes J., Molina S., Novella R. y Arthozoul S. “Advanced injection strategies to attain partially premixed combustion process in a heavy duty diesel engine”. *SAE Paper 2008-01-0642*, 2008.
- [6] Torregrosa A. J., Broatch A., Margot X., Marant V. y Beauge Y. “Combustion chamber resonances in direct injection automotive diesel engines: a numerical approach”. *International Journal Engine Research*, Vol. 5 n° 1, pp. 83–91, 2004.
- [7] Broatch A., Margot X., Gil A. y Donayre Ch. “Computational study of the sensitivity to ignition characteristics of the resonance in DI diesel engine combustion chambers”. *Engineering Computations*, Vol. 24 n° 1-2, pp. 77–96, 2007.
- [8] Ying W., Wei L. y Longbao Z. “Advanced combustion operation in a single cylinder engine”. *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, pp. 1303–1308, 2010.
- [9] Stanglmaier R. H., Ryan T. W. y Mehta D. “Fuel introduction strategies for pre-mixed compression-ignition combustion”. *1st IFP International Congress on New Generation of Engine Combustion Processes for the Future Location*, pp. 69–76, 2002.
- [10] Zhang X., Su W. y Pei Y. “Mixing-enhanced combustion in the circumstances of diluted combustion in direct-injection diesel engines”. *SAE Paper 2008-01-0009*, 2008.
- [11] Hanho Y., Mark S., Nebojsa M. y Stefan Z. “Development of premixed low-temperature diesel combustion in a HSDI diesel engine”. *SAE Paper 2008-01-0639*, 2008.
- [12] Karra P., Veltman M. y Kong S-C. “Characteristics of engine emissions using biodiesel blends in low-temperature combustion regimess”. *Energy & Fuels*, Vol. 22 n° 6, pp. 3763–3770, 2008.
- [13] Ickes A. M., Bohac S. V. y Assanis D. N. “Effect of 2-Ethylhexyl nitrate cetane improver on NO_x emissions from premixed low-temperature diesel combustion”. *Energy & Fuels*, Vol. 23, pp. 4943–4948, 2009.
- [14] Han D., ickes A. M., Bohac S. V., Huang Z. y Assanis D. N. “Premixed low-temperature combustion of blends of diesel and gasoline in a high speed compression ignition engine”. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 33 n° 2, pp. 3039–3046, 2011.
- [15] Andersso C. Noehre M., Johansson B. y Hultqvist A. “Characterization of partially premixed combustion”. *SAE Paper 2006-01-3412*, 2006.
- [16] Tomohiro K., Takazo H., Tatsuya U., Jyunichi H., Naoto K. y Hiroshi S. “PCCI operation with early injection of conventional diesel fuel”. *SAE Paper 2005-01-0378*, 2005.
- [17] *The planning edge. Market penetration of hybrid and diesel vehicles in the U.S. market.* Información técnica disponible en <http://www.theicct.org>.

- [18] Durnholz M., Endres H. y Frisse P. "Preinjection a measure to optimize the emission behavior of DI-Diesel engine". *SAE Paper 940674*, 1994.
- [19] García Martínez A. *Estudio de los efectos de la post inyección sobre el proceso de combustión y la formación de hollín en motores diesel*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009.
- [20] Lindström M. y Angström H-E. "A study of in-cylinder fuel spray formation and its influence on exhaust emissions using an optical diesel engine". *SAE Paper 2010-01-1498*, 2010.
- [21] Suyin G., Hoon K. N. y Kar M. P. "Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: implementation and effects on pollutants in direct injection diesel engines". *Applied Energy*, Vol. 88 n° 3, pp. 559–567, 2011.
- [22] Agarwal D., Singh S. K. y Agarwal A. K. "Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine". *Applied Energy*, Vol. 88 n° 8, pp. 2900–2907, 2011.
- [23] Carlucci P., Ficarella A. y Laforgia D. "Effects of pilot injection parameters on combustion for common rail diesel engines". *SAE Paper 2003-01-0700*, 2003.
- [24] Hanson R., Splitter D. y Reitz R. "Operating a heavy-duty direct-injection compression-ignition engine with gasoline for low emissions". *SAE Paper 2009-01-1442*, 2009.
- [25] Okude K., Mori K., Shiino S., Yamada K. y Matsumoto Y. "Effects of multiple injections on diesel emission and combustion characteristics". *SAE Paper 2007-01-4178*, 2007.
- [26] Monelletta L. *Contribution to the study of combustion noise of automotive diesel engines*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2010.
- [27] Zhang X., Su W. y Pei Y. "Mixing-enhanced combustion in the circumstances of diluted combustion in direct-injection diesel engines". *SAE Paper 2008-01-0009*, 2008.
- [28] Shi S. y Rolf R. D. "Optimization of a heavy-duty compression-ignition engine fueled with diesel and gasoline-like fuels". *Fuel*, Vol. 89 n° 11, pp. 3416–3430, 2010.
- [29] Gautam K., Leif H. y Bengt J. "Low NO_x and low smoke operation of a diesel engine using gasoline like fuels". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the ASME*, Vol. 132 n° 9, 2010.
- [30] Kim D. S. y Lee C. S. "Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooler EGR". *Fuel*, Vol. 85 n° 5-6, pp. 695–704, 2006.
- [31] Dong H., M. I. Andrew, N. A. Dennis, Zhen H. y V. B. Stanislav. "Attainment and load extension of high-efficiency premixed low-temperature combustion with diesel in a compression ignition engine". *Energy & Fuels*, Vol. 24, pp. 3517–3525, 2010.
- [32] Kalghatgi G. T., Risberg P. y Angström H-E. "Partially pre-mixed auto-ignition of gasoline to attain low smoke and low NO_x at high load in a compression ignition engine and comparison with a diesel fuel". *SAE Paper 2007-01-0006*, 2007.
- [33] Weall A. y Collings N. "Gasoline fuelled partially premixed compression ignition in a light duty multi cylinder engine: a study of low load and low speed operation". *SAE Paper 2009-01-1791*, 2009.
- [34] Lu X., Han D. y Huang Z. "Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes". *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 37 n° 6, pp. 741–783, 2011.

- [35] Gautam K., Leif H., Andrew H. y Bengt J. “Low- NO_x , low smoke operation of a diesel engine using premixed enough compression ignition effects of fuel autoignition quality, volatility and aromatic content”. *Proceedings of THIESEL conference*, 2010.
- [36] Gautam K. “Is gasoline the best fuel for advanced diesel engines-fuel effects in “premixed-enough” compression ignition (CI) engines”. *Shell Global Solutions (UK)*, 2009.

Capítulo 5

Impacto de los combustibles alternativos sobre el ruido de combustión

Contenido

5.1. Introducción	173
5.2. Estudio preliminar del efecto de los combustibles alternativos	173
5.2.1. Ruido de combustión	175
5.2.1.1. Contribución de los indicadores de la combustión al ruido	181
5.2.2. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor .	183
5.2.3. Trade-off entre el ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento	189
5.3. Sensibilidad a la tasa de EGR	194
5.4. Síntesis y conclusiones	198
Bibliografía	201

5.1. **Introducción**

La necesidad de encontrar nuevas fuentes de energía, las cuales no sólo sean un sustituto fiable del combustible fósil, sino que además tengan la capacidad de reducir los niveles de emisiones contaminantes, ha llevado a explorar diferentes tecnologías para el desarrollo de combustibles alternativos, entre los que se encuentran los combustibles sintéticos y los provenientes de aceites vegetales. A pesar de las múltiples ventajas que brindan, como se mencionó en el capítulo 2, el impacto del uso de estos combustibles sobre el ruido del motor, debe ser considerado un tema importante a la hora de evaluar la fiabilidad de dicha solución para la preservación del medio ambiente.

En este capítulo se presentan inicialmente los resultados de las prestaciones, ruido de combustión y emisiones contaminantes de un motor Diesel, al emplear seis diferentes mezclas de biodiesel y un combustible sintético, en condiciones nominales de funcionamiento. Para el análisis de los resultados, se utilizan superficies de contorno para presentar la relación que existe entre cada una de las variables y el par y el régimen de giro para cada uno de los combustibles.

Posteriormente, se evalúa la sensibilidad del ruido de combustión, las emisiones y el consumo específico de combustible, a la variación de uno de los parámetros más influyentes en el proceso de combustión, el EGR, con el propósito de optimizar la calidad sonora, teniendo en cuenta que se deben preservar las otras variables evaluadas. Finalmente, se presentará un apartado de síntesis y conclusiones.

5.2. **Estudio preliminar del efecto de los combustibles alternativos**

Antes de iniciar un completo análisis de los resultados correspondientes al estudio del ruido de combustión, emisiones contaminantes y prestaciones en distintos puntos de operación de un motor Diesel, usando un combustible sintético y diferentes mezclas de biodiesel, es de gran importancia resaltar que la tasa de EGR es uno de los parámetros que más influencia tiene sobre las variables mencionadas anteriormente, como se ha venido mencionando a lo largo del documento. La figura 5.1 muestra la tasa de EGR en función del régimen de giro y el par para cada uno de los combustibles que fueron definidos en el capítulo 3. Como se evidencia, independiente del combustible que haya sido utilizado, las mayores tasas de EGR se dan en condiciones de

bajas velocidades y bajos grados de carga. La tasa de EGR disminuye con el progresivo aumento del régimen de giro y par. Comparando los resultados obtenidos entre los diferentes combustibles, se observan algunas diferencias en las tasas de EGR, debido a que los ensayos se desarrollaron manteniendo constante el gasto másico de aire fresco que entra al motor, y a las variaciones en la presión de admisión.

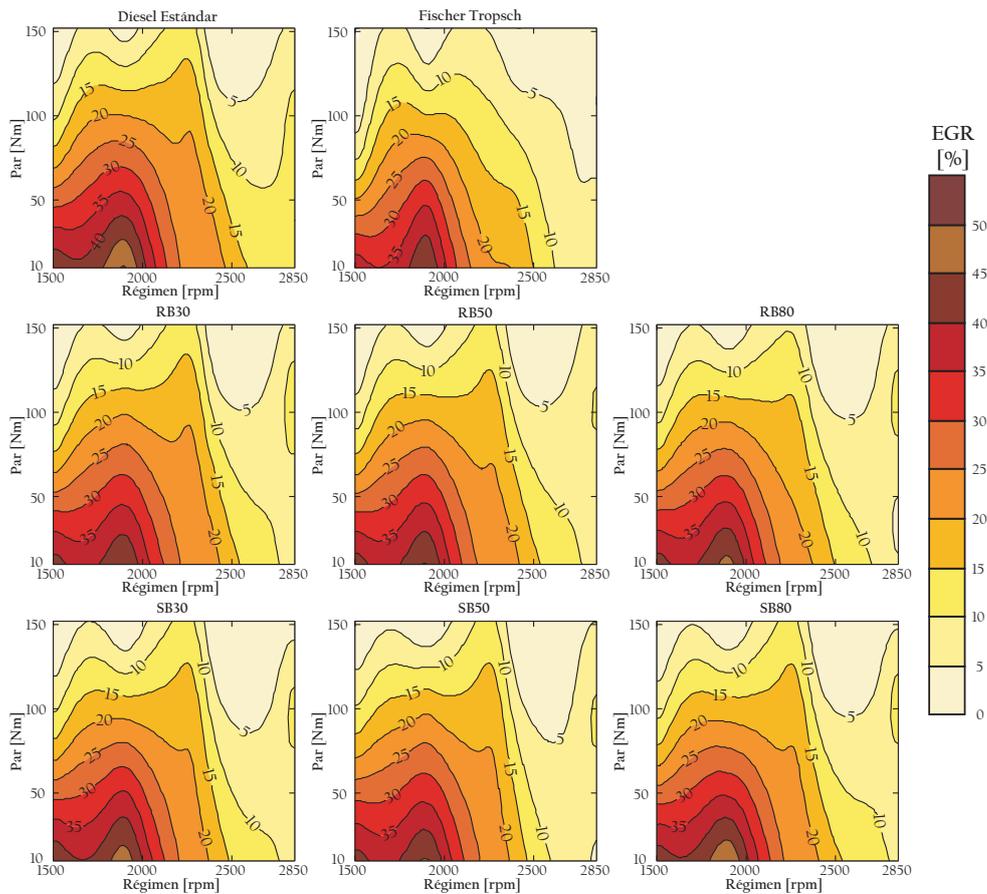


Figura 5.1. Contorno de la tasa de EGR para los diferentes combustibles.

Las variaciones de la presión de admisión para una misma condición de operación del motor pueden ser ocasionadas por las variaciones del turbo grupo con cada uno de los combustibles utilizados, debido a los cambios que sufren las temperaturas de los gases de escape a la entrada de la turbina. Como la masa admitida por el cilindro depende de la presión de admisión, para una misma condición de operación del motor, la tasa de EGR puede ser diferente

por el efecto que provoca el combustible sobre la temperatura de los gases de escape. Al comparar todos los combustibles, las mayores tasas de EGR se dieron con el combustible Diesel estándar, seguidas por las de los biodiesel. Las diferencias en las tasas de EGR tienen un impacto relevante sobre el tiempo de retraso, el cual afecta a su vez al ruido de combustión, emisiones contaminantes y consumo específico de combustible. Dicho de otra manera, cada uno de estos parámetros, pueden mejorar o empeorar con el aumento o disminución del tiempo de retraso que depende de las variaciones del EGR.

5.2.1. Ruido de combustión

En la figura 5.2 se muestran las notas de la calidad sonora del ruido de combustión, calculadas empleando el procedimiento descrito en el capítulo 2 [1] y la correlación propuesta por Payri *et al.* [2], para todos los combustibles ensayados. Teniendo en cuenta que una nota de 7 representa el límite de confort para el ruido de combustión, los resultados evidencian que el ruido del motor es un aspecto crítico que debe ser mejorado. Independientemente del combustible usado, el límite de aceptación sólo es superado en condiciones de baja carga. Con el incremento de la carga, la nota disminuye hasta valores inaceptables debido al rápido aumento de la presión durante el proceso de combustión. Un ejemplo de lo mencionado anteriormente es representado en la figura 5.3, en donde para un mismo régimen de giro, 1900 rpm, al aumentar el grado de carga, la variación temporal de la presión aumenta, deteriorando de esta forma el ruido de combustión.

Al comparar los mapas de contorno de las notas del ruido de combustión de las mezclas de biodiesel con el combustible Diesel estándar, a simple vista no se observan grandes diferencias en los resultados de la calidad sonora. Sin embargo, al realizar un análisis más detallado de la evolución de la señal de presión en el cilindro, se observan ligeros cambios en la fase de combustión, que se caracterizan por leves modificaciones en la variación temporal de la señal de presión al emplear biodiesel y por tal razón, se obtienen cambios sutiles en la calidad sonora del ruido de combustión. Entre los factores que influyen en la ligera variación de la nota de la calidad sonora se destaca el número de cetano. El mayor número de cetano del biodiesel comparado con el combustible Diesel, hace que el tiempo de retraso de estos combustibles sea más corto. En las figuras 5.4 y 5.5, se muestran las diferencias de los tiempos de retraso de la inyección piloto y principal, respectivamente, de cada uno de los combustibles alternativos con respecto al combustible Diesel estándar. Como se muestra en las figuras, en la mayoría de los casos los tiempos de retraso de ambas inyecciones con biodiesel y el Fischer Tropsch son más cortos que los

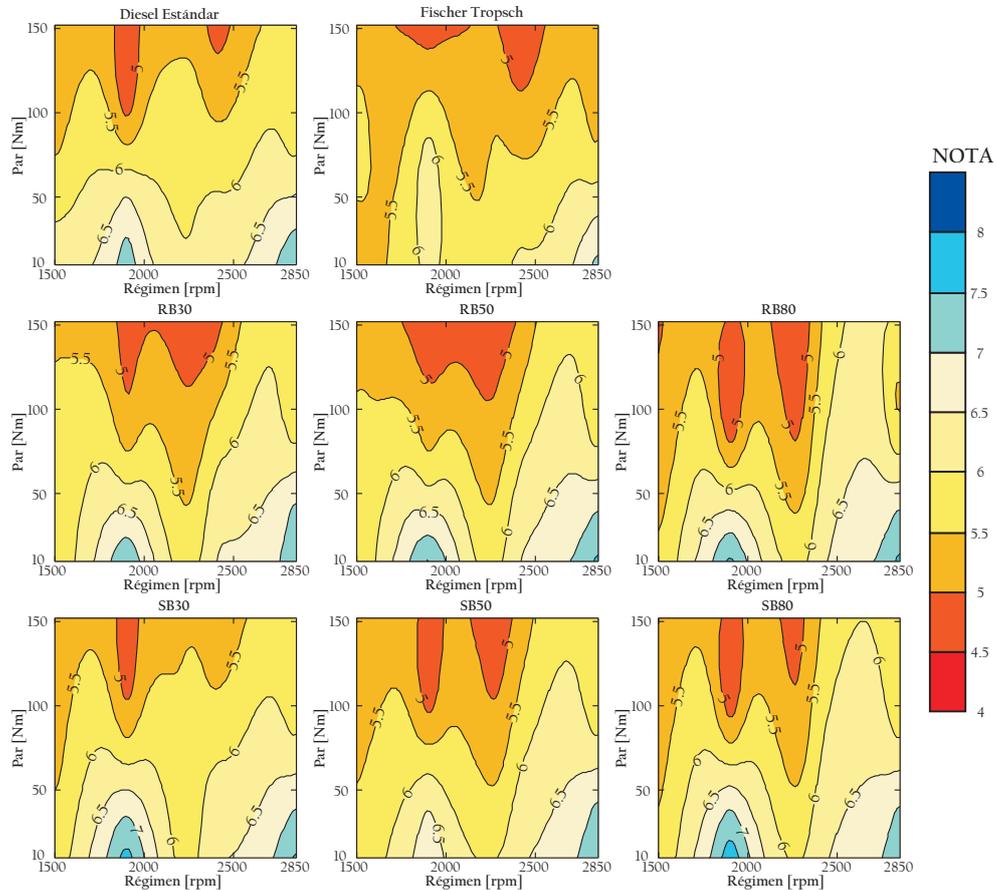


Figura 5.2. Contorno de la calidad del ruido de combustión para los diferentes combustibles.

del combustible Diesel estándar. Como era de esperarse, la mayor disminución se da con el Fischer Tropsch, por ser el combustible con el mayor índice de cetano.

En el 61 % de los casos en los cuales se utilizaron las mezclas de biodiesel, la calidad sonora aumentó en comparación con la del combustible Diesel estándar. El aumento de la nota de la calidad sonora se debe a que el mayor índice de cetano de estas mezclas tiende a acortar el tiempo de retraso, reduciendo así la fase de combustión premezclada, y por consiguiente, se produce una disminución de la variación temporal de la presión en el cilindro.

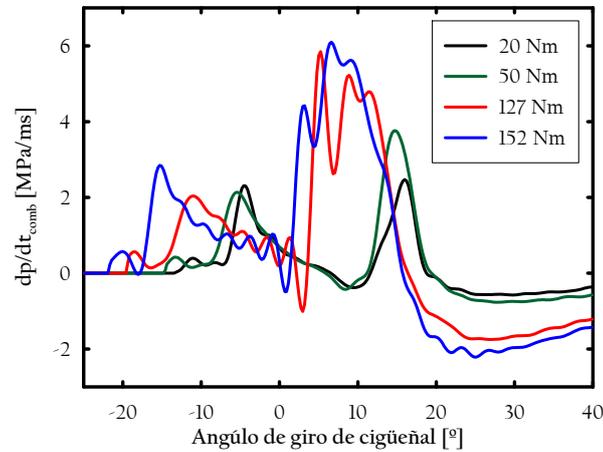


Figura 5.3. Efecto de la variación del grado de carga sobre derivada de la presión de la señal de combustión para un régimen de 1900 rpm.

Con respecto a la concentración volumétrica, bien sea de soja ó de colza en el total de la mezcla, los resultados muestran que la nota del ruido de combustión sufre un deterioro a medida se que incrementa el contenido de biodiesel en la mezcla para la mayoría de las condiciones de operación. Al comparar los resultados obtenidos con los dos tipos de biodiesel, se observa que la calidad sonora con las mezclas de soja es más alta que las de colza. Cabe aclarar que las diferencias de calidad sonora obtenidas al emplear estos dos tipos de combustible y el Diesel estándar no sobrepasa la unidad.

Por otra parte, en el restante 39 % de los casos en los cuales se utilizaron las mezclas de biodiesel, la nota se redujo hasta un máximo de 0.82 con colza al 80 % y 0.63 con soja al 80 %, en comparación con las notas con combustible Diesel estándar. En la figura 5.6, se muestra la derivada de la señal de presión de combustión para una condición de 2400 rpm y 152 Nm, manteniendo los ángulos de la inyección piloto y principal fijos. En el gráfico de la derecha se muestra una ampliación de la variación temporal de la presión en el cilindro, relativa a la combustión de la piloto. En esta figura se observa que con las mezclas de biodiesel al 80 %, se produce una reducción del tiempo de retraso y un aumento de la derivada de la presión de la señal de combustión. Debido a ésto, la calidad sonora del ruido de combustión se deteriora.

Las pequeñas diferencias en los resultados de la calidad sonora del ruido de combustión de las mezclas de biodiesel y el Diesel estándar, se deben también a que la velocidad a la cual se desarrolla la combustión es muy similar en

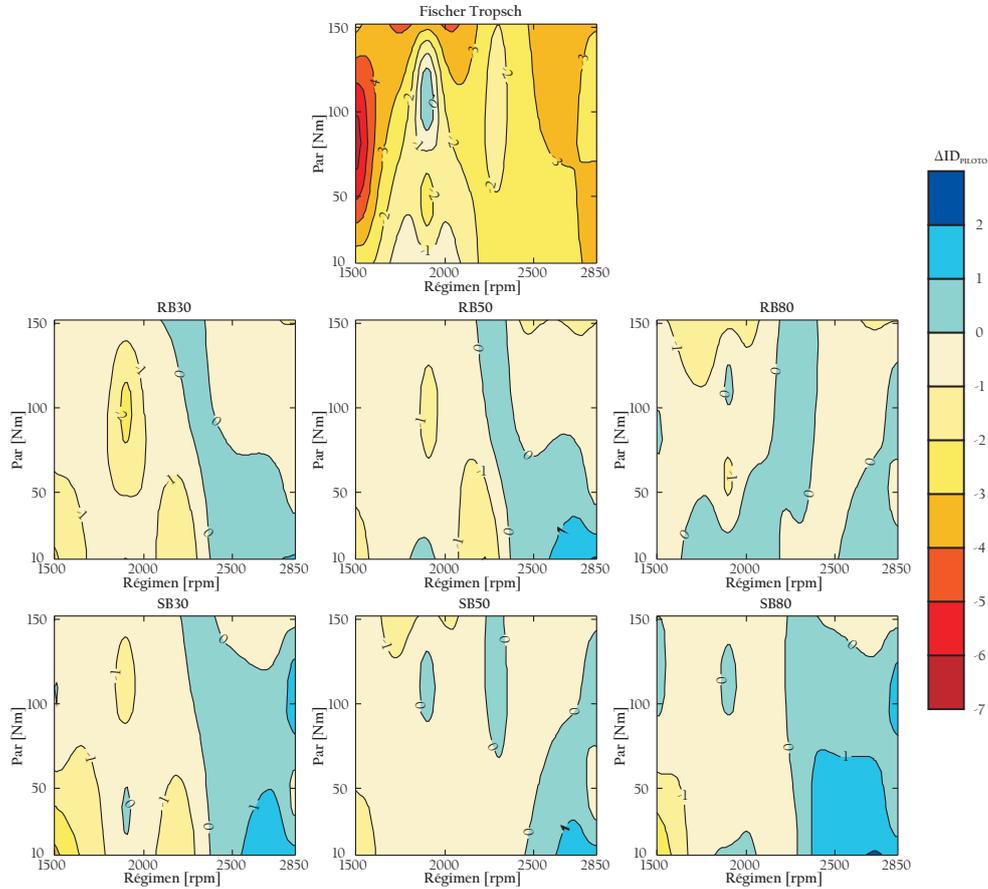


Figura 5.4. Contorno de la diferencia del tiempo de retraso de la inyección piloto entre los combustibles alternativos y el Diesel estándar.

todos los casos, como se muestra en la figura 5.7. Las mayores discrepancias se presentan entre el combustible sintético y el combustible convencional.

Con el Fischer Tropsch, la nota se reduce hasta un 13%, (reducción de 0.91), con respecto al combustible Diesel estándar. Estos resultados se deben en parte a una notable reducción del tiempo de retraso, tal y como se muestra en las figuras 5.4 y 5.5. Esto trae como consecuencia una mayor velocidad en la primera fase de la combustión, como se observa en la figura 5.7, en donde se evidencia adicionalmente el avance del inicio de la combustión. A pesar de su menor densidad, el mayor poder calorífico del Fischer Tropsch fuerza a la reducción de la duración de la inyección, para mantener la masa de

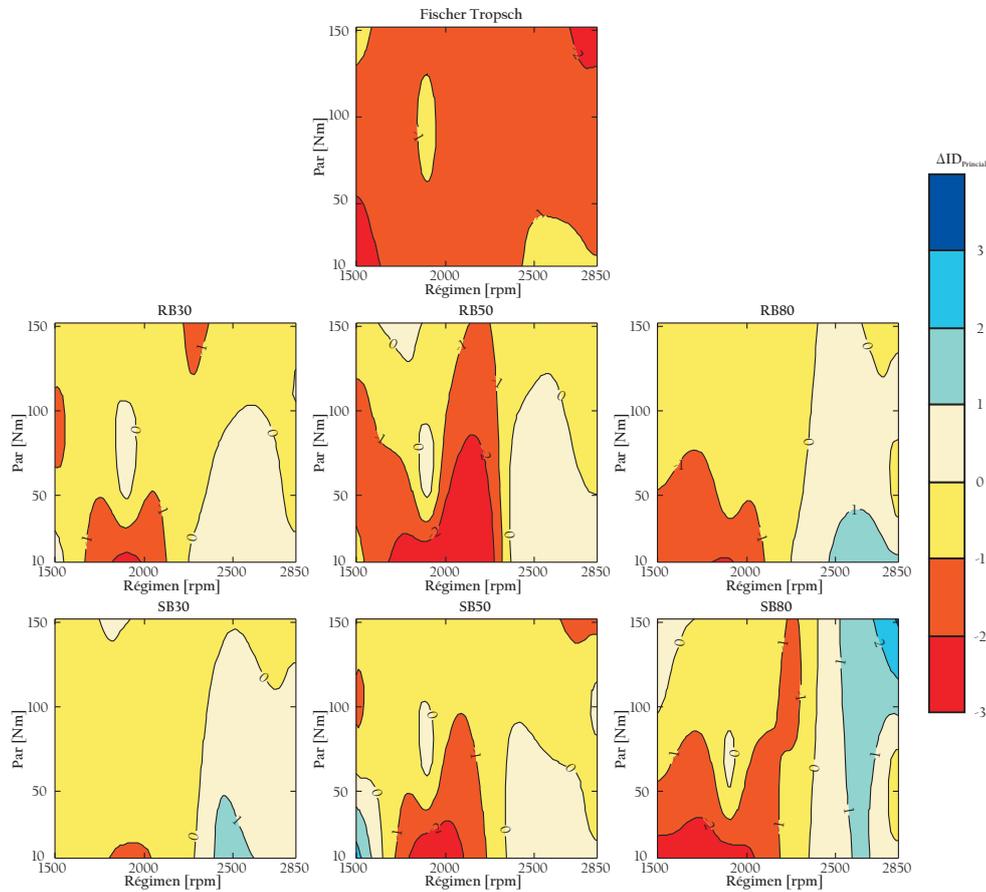


Figura 5.5. Contorno de la diferencia del tiempo de retraso de la inyección principal entre los combustibles alternativos y el Diesel estándar.

combustible inyectada constante. Esto hace que más combustible sea quemado en la fase de combustión premezclada y así se produzcan mayores variaciones de la señal de presión en el cilindro durante la combustión.

Además de las razones mencionadas anteriormente, la baja tasa de EGR medida durante los ensayos con biodiesel y Fischer Tropsch también contribuye a reducir el tiempo de retraso, aumentando el impacto sobre el ruido del motor.

Por otra parte, al evaluar el nivel de ruido producido, se ve de manera general que con el incremento tanto del par como del régimen, se da un aumento del ruido global; tal como se observa en la figura 5.8. Al comparar los dos tipos de biodiesel, se observa que en la mayoría de los casos en los

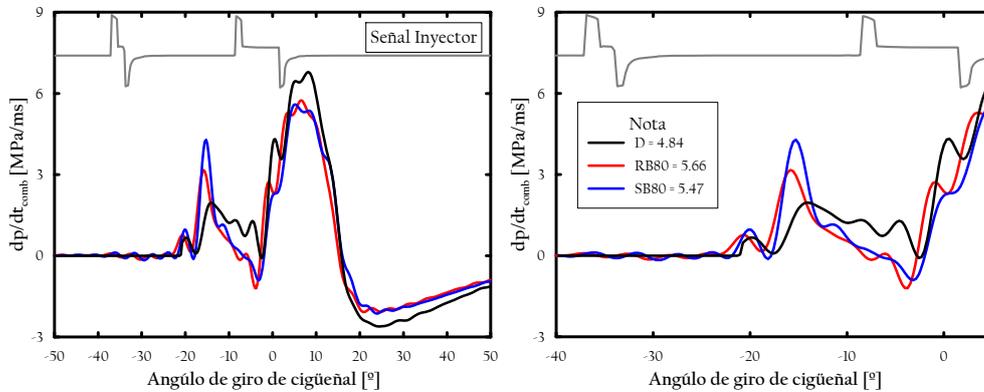


Figura 5.6. Comparación de la derivada de la presión de la señal de combustión para un régimen de 2400 rpm y 152 Nm al usar el combustible Diesel estándar y mezclas de soja y colza al 80 %.

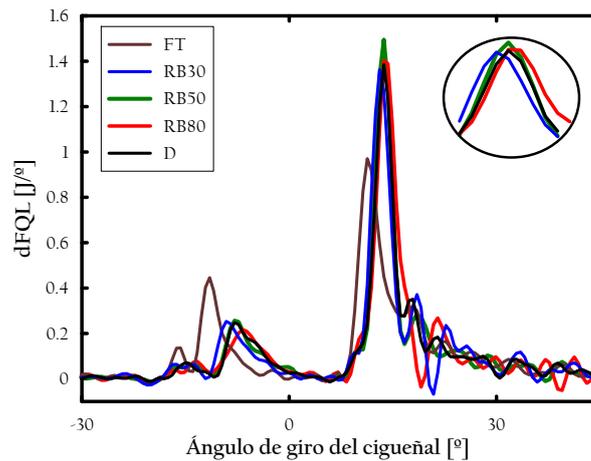


Figura 5.7. Efecto de diversos combustibles sobre la $dFQL$ para un régimen de 1500 y 38 Nm.

que se uso biodiesel a base de colza, el nivel global del ruido de combustión se mantuvo por debajo que el del combustible Diesel estándar. En cuanto al Fischer Tropsch, el máximo aumento del ruido global fue de 1.75 dB.

A continuación, se analizará la influencia que tiene el uso de los diferentes combustibles sobre los indicadores de la combustión, y su relación con el deterioro o mejora de la calidad sonora y ruido global.

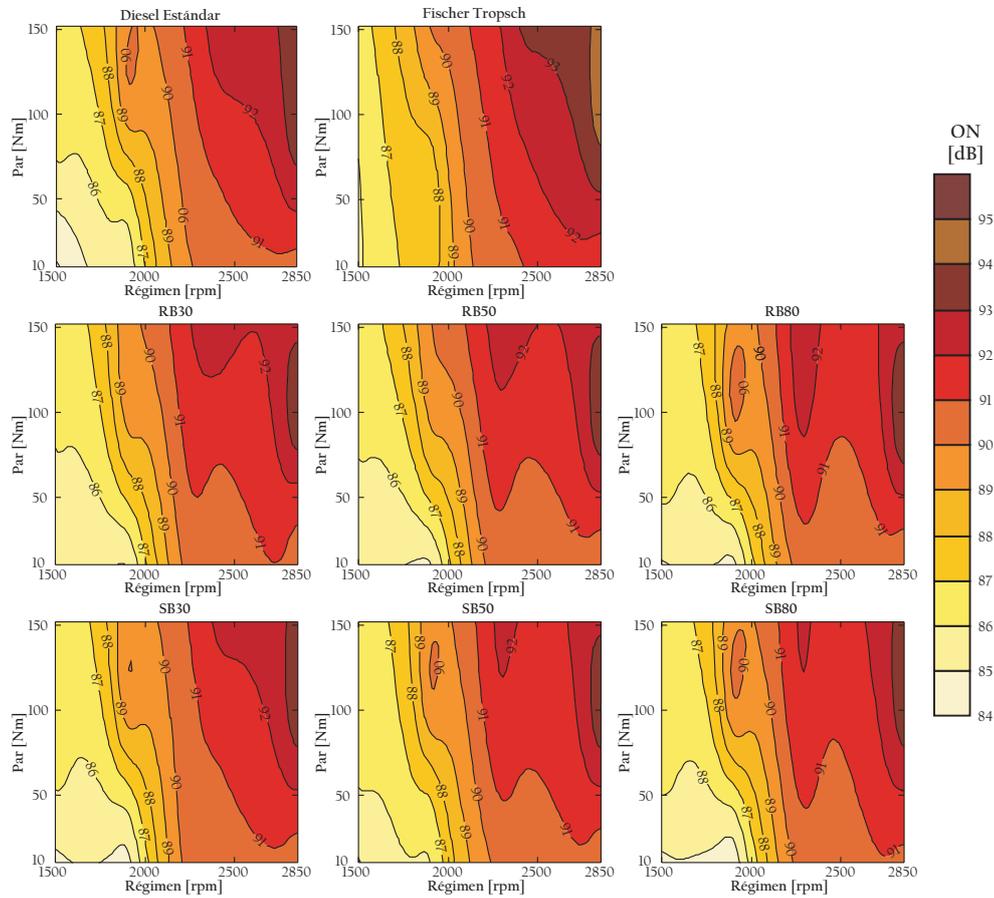


Figura 5.8. Contorno del ruido global para los diferentes combustibles.

5.2.1.1. Contribución de los indicadores de la combustión al ruido

Los resultados de los indicadores I_1 e I_2 son mostrados en las figuras 5.9 y 5.10, respectivamente. Al comparar las superficies de contorno de ambos indicadores con el de la calidad sonora (figura 5.2), se observa claramente que el indicador relacionado con la velocidad de combustión (I_1) es el que más se correlaciona con la nota, siendo los niveles del indicador I_1 , inversamente proporcionales a los de la nota del ruido de combustión. Para comprobar esto, se calcularon notas hipotéticas, en las cuales se desprecio la contribución de cada uno de los indicadores. En la tabla 5.1, se muestran los máximos y mínimos aumentos de las notas del ruido de combustión, sin tener en cuenta a cada uno de los indicadores. Como se puede ver, cuando no se considera

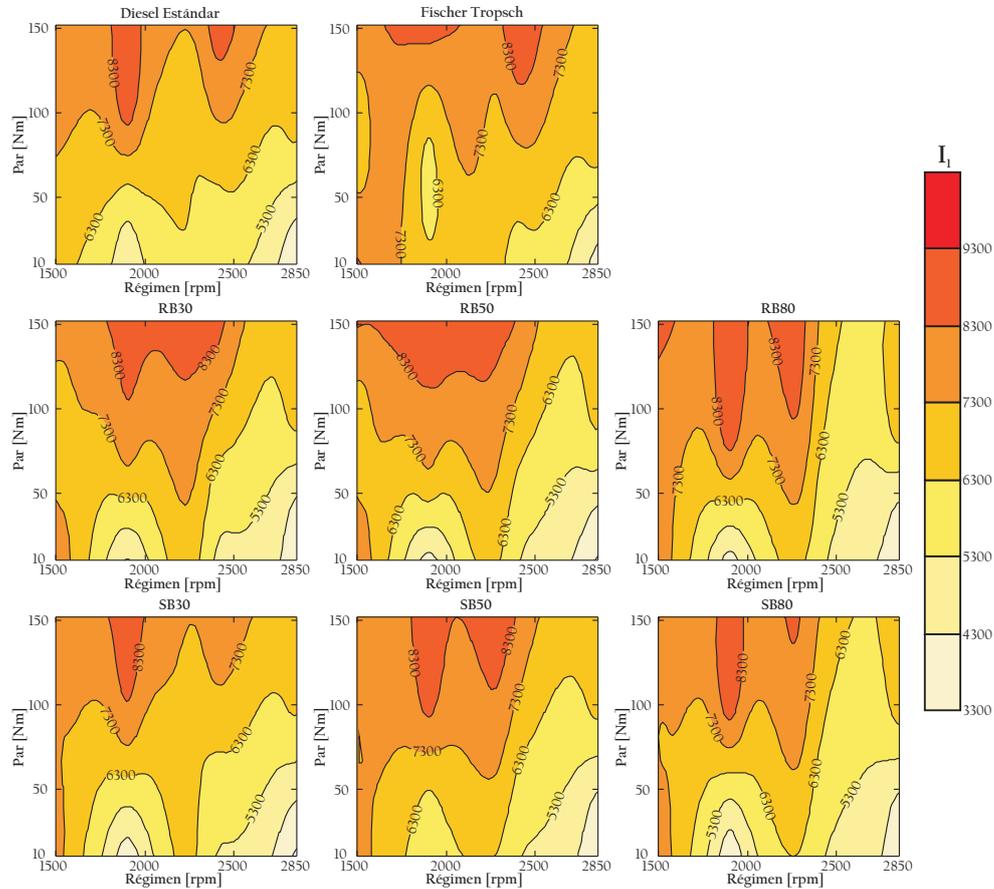


Figura 5.9. Contorno del indicador I_1 para los diferentes combustibles.

al indicador relacionado con la velocidad de combustión, lo máximo que crece la nota en promedio para todos los combustibles es 3.9, en cambio, cuando no se tiene en cuenta el indicador I_2 , la nota sólo aumenta hasta 1.5, aproximadamente.

Lo anterior, demuestra que la nota depende principalmente del indicador I_1 , y que la contribución de la resonancia en la cámara de combustión no es tan significativa. Al igual que el ruido global, el indicador I_1 aumenta con el crecimiento del grado de carga. Por su parte, la resonancia de la cámara de combustión tiene sus valores más bajos en condiciones de operación de bajo régimen y baja carga.

Aumento de la nota	D	RB30	RB50	RB80	SB30	SB50	SB80	FT
Máximo sin I_1	3.91	3.74	3.93	4.00	3.78	3.86	3.94	3.93
Mínimo sin I_1	1.56	1.54	1.50	1.49	1.49	1.51	1.55	1.81
Máximo sin I_2	1.44	1.46	1.52	1.55	1.47	1.47	1.51	1.56
Mínimo sin I_2	0.86	0.84	0.84	0.81	0.79	0.91	0.76	1.12

Tabla 5.1. Máximo y mínimo aumento de las notas del ruido de combustión para todos los combustibles sin considerar a cada uno de los indicadores I_1 e I_2 .

Al comparar los resultados de los indicadores de las mezclas de la soja y la colza, no se observan diferencias importantes entre ambos tipos de combustibles. Con el aumento de la concentración volumétrica del biodiesel en la mezcla, aumentaron los valores de ambos indicadores. Como se mencionó anteriormente, al comparar el indicador I_1 del combustible Diesel estándar con los dos tipos de biodiesel no se observan grandes variaciones en el indicador. Sin embargo, con las mezclas de biodiesel, para alto régimen y alta carga, el indicador I_2 muestra una disminución, lo cual contribuye a la mejora de la calidad sonora en estas condiciones de operación.

Con el Fischer Tropsch, los valores de los indicadores I_1 e I_2 , en la mayoría de las condiciones de operación son mayores que los del combustible Diesel estándar. De los dos indicadores, el indicador I_2 , es el que presenta mayores variaciones con respecto al combustible convencional. Como se observa en la figura 5.10, con este combustible se tienen grandes áreas del mapa de contorno con niveles elevados del indicador I_2 . Lo anterior, contribuye a que con este combustible sintético se den las más bajas notas y mayores niveles de ruido.

5.2.2. Emisiones contaminantes y rendimiento del motor

Los niveles de emisiones de partículas producidos con el combustible convencional, las seis mezclas de biodiesel y el combustible sintético se muestran en la figura 5.11. Estos resultados indican que independientemente del combustible usado, los máximos niveles de partículas se dan en zonas de alta carga y alto régimen, donde la demanda de potencia causa una reducción del dosado.

Con las mezclas de biodiesel, se logra apreciar una reducción significativa de los niveles de partículas en comparación con el combustible Diesel, como se muestra en la figura 5.11. Dicha reducción se va haciendo más evidente a

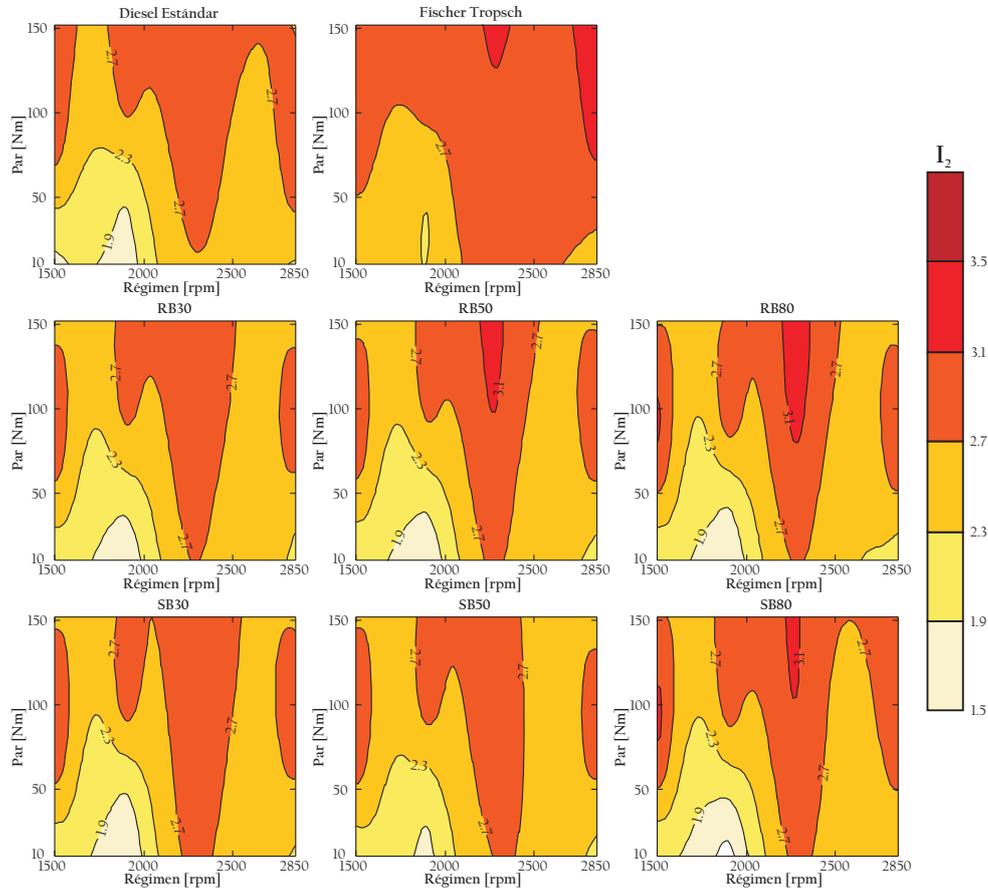


Figura 5.10. Contorno del indicador I_2 para los diferentes combustibles.

medida que el contenido de biodiesel en la mezcla de combustible aumenta. De acuerdo con Lapuerta *et al.* [3] y Wang *et al.* [4], el factor más importante que induce la reducción de partículas es el contenido de oxígeno en la molécula del biodiesel, el cual permite una combustión más completa incluso en regiones de la cámara de combustión donde se tiene presencia de mezclas ricas, lo cual promueve la oxidación del hollín ya formado. Al ser más bajo el punto final de ebullición de las mezclas de biodiesel en relación con el del combustible Diesel convencional, se garantiza una completa evaporación del combustible líquido, lo cual contribuye a reducir también los niveles de partículas [5].

Adicionalmente, el hecho de que el biodiesel esté libre de azufre y aromáticos y que ambos componentes sean precursores de partículas, son otras

de las razones por las que las emisiones de partículas se reducen con estos tipos de combustibles [6]. Al comparar los dos tipos de biodiesel, se observa que los niveles de partículas se reducen más cuando se emplea el biodiesel a base de colza, a pesar de que las propiedades de ambos combustibles son muy similares.

Con el Fischer Tropsch, los niveles de emisiones de partículas son más bajos que los obtenidos con el combustible Diesel estándar. Sin embargo, estos niveles son mayores que los obtenidos con cualquiera de los dos tipos de biodiesel. A pesar que el mayor poder calorífico del Fischer Tropsch induce a usar una menor relación de combustible/aire en los ensayos para mantener constante el gasto másico de aire, es importante aclarar que dado que el Fischer Tropsch tiene un menor dosado estequiométrico en comparación al combustible Diesel (1/14.92 y 1/14.54, respectivamente), la reducción de partículas no puede ser atribuida con certeza a un exceso de aire. En efecto, la reducción de los niveles de partículas podría estar relacionada con que el Fischer Tropsch es un combustible libre de azufre y con bajo nivel de aromáticos [7, 8].

Por otro lado, los niveles de NO_x para los combustibles ensayados se muestran en la figura 5.12. La tendencia general para todos los combustibles usados es el incremento de las emisiones de NO_x con el aumento del par. Esto se debe a una mayor presión y temperatura de combustión que se produce en las zonas de alto grado de carga del motor. Particularmente, condiciones de operación con par menor a 100 Nm y velocidades del motor hasta las 2250 rpm tienen bajas emisiones de NO_x debido a las altas tasas de EGR que se emplean en estas condiciones, como se mostró previamente en la figura 5.1.

A diferencia de la clara tendencia de las partículas, el impacto del biodiesel sobre las emisiones de NO_x es más difícil de analizar. Para los combustibles oxigenados, los NO_x no cambian de manera uniforme para todas las velocidades y cargas [9]. En condiciones de alto grado de carga, los niveles de NO_x producidos con biodiesel son similares a los que se emiten al usar el combustible Diesel estándar, a pesar del más bajo nivel de EGR que se tenía en esta zona de operación, como se mostró en la figura 5.1. Las emisiones de NO_x obtenidas con ambos tipos de biodiesel son muy parecidas debido a la similitud de sus propiedades. Además, los resultados muestran que al incrementar el contenido de biodiesel en la mezcla, las emisiones de NO_x disminuyen ligeramente.

A pesar que la mayoría de los resultados disponibles en la literatura muestran que las emisiones de NO_x se deterioran con biodiesel, no existe una única explicación para dichas tendencias. Por otra parte, el incremento de las emisiones de NO_x no está relacionado únicamente con las propiedades del combustible, sino también con un conjunto de características cuyos efectos se

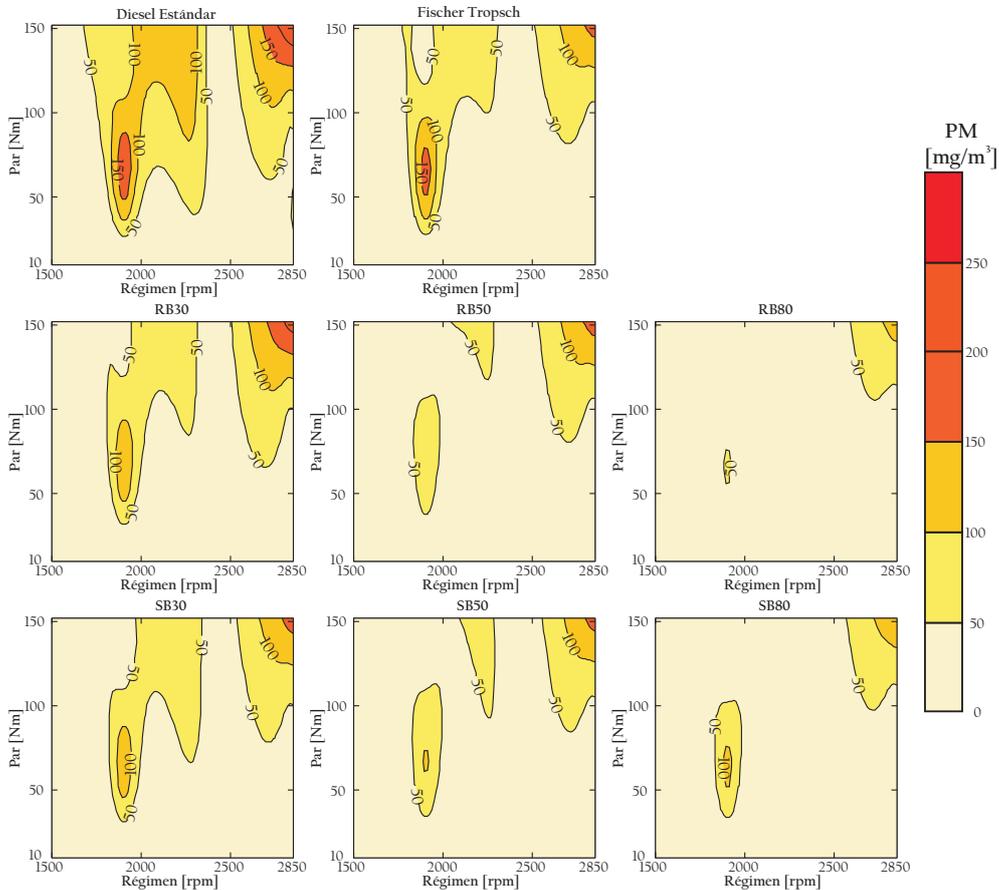


Figura 5.11. Contorno de las emisiones de partículas para los diferentes combustibles.

pueden contrarrestar o potenciar entre sí, dependiendo de las condiciones de funcionamiento del motor.

Entre los parámetros más influyentes en la formación de NO_x se encuentran las temperaturas locales, el dosado y el tiempo de retraso. Por un lado, el mayor número de cetano de las mezclas de biodiesel comparado con el combustible Diesel estándar, lleva a tiempos de retraso cortos, lo cual induce a mayores presiones y temperaturas de combustión, y por lo tanto a un aumento de la formación de emisiones de NO_x [3, 6]. Esto se debe a que las altas temperaturas de la combustión se dan en la fase de combustión premezclada y es allí donde se forman la mayoría de las emisiones de NO_x , más especialmente si la mezcla aire/combustible es cercana a la estequiométrica [10]. Las condiciones en las

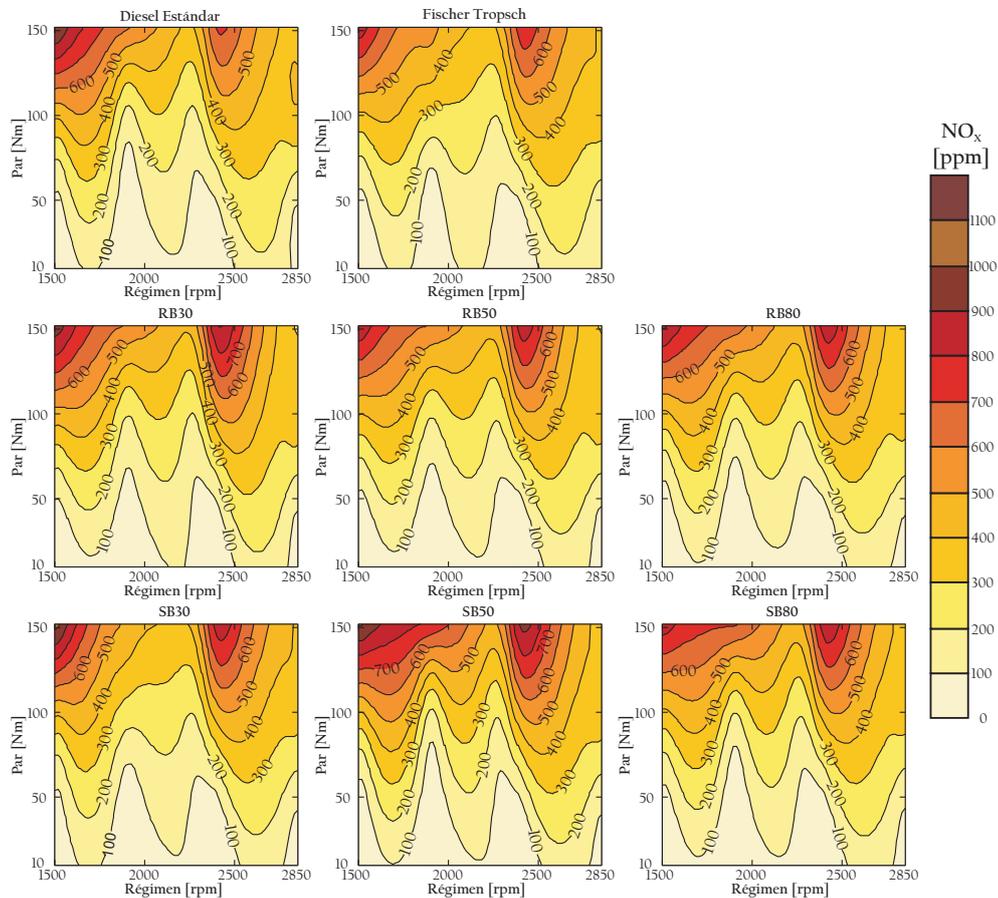


Figura 5.12. Contorno de las emisiones de NO_x para los diferentes combustibles.

cuales los niveles de NO_x disminuyen, se pueden deber a que la radiación de las partículas reduce la temperatura de combustión y consecuentemente baja la emisión de NO_x .

El efecto del Fischer Tropsch sobre las emisiones de NO_x es similar al observado con el biodiesel, debido a que su número de cetano es mayor al del combustible Diesel. Con el Fischer Tropsch, al ser los tiempos de retraso más cortos, se reduce la cantidad de energía liberada durante la fase de combustión premezclada, resultando en la reducción de la máxima presión de combustión y temperatura del gas en el cilindro, obteniéndose de esta manera una baja formación de NO_x . Por otro lado, el contenido de aromáticos extremadamente

bajo del Fischer Tropsch, puede disminuir la temperatura adiabática de llama y por ende, las emisiones de NO_x [7, 8].

Finalmente, es importante resaltar que las emisiones de NO_x son sensibles a la tasa de EGR, por lo que pequeñas diferencias en la tasa de EGR y composición de los combustibles, también pueden causar algunas diferencias en los niveles de emisión de NO_x .

En esta tesis no se ha analizado el rendimiento efectivo del motor, debido a que como se muestra en la figura 5.13 y se ha observado en muchos otros trabajos que han empleado mezclas de biodiesel o Fischer Tropsch [11–18], en comparación con el combustible Diesel convencional, el rendimiento efectivo del motor no presenta cambios relevantes.

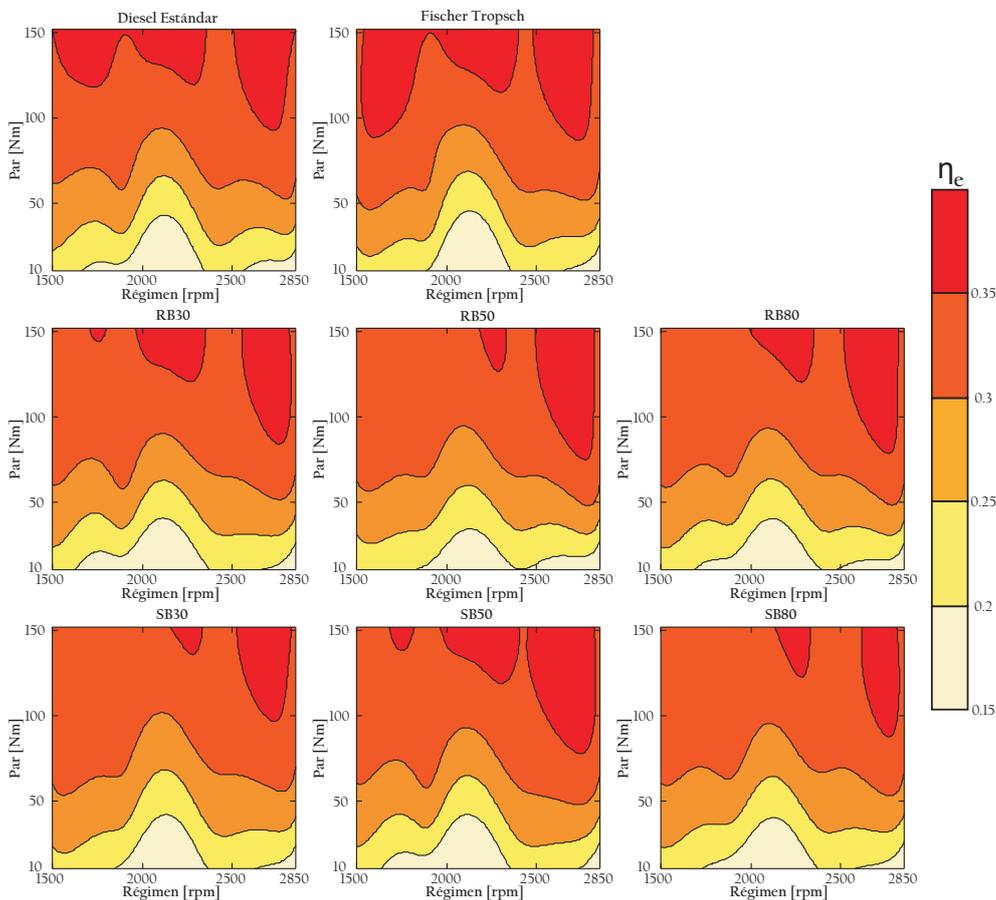


Figura 5.13. Contorno del rendimiento del motor con los diferentes combustibles.

Con respecto a los biodiesel, como menciona Lapuerta *et al.* [3] en su trabajo de revisión, en la mayoría de los casos (alrededor de un 80%), en que se usa biodiesel, el rendimiento efectivo es similar al del combustible Diesel estándar, a pesar del incremento del consumo específico de combustible que se tiene con este tipo de combustible alternativo. En referencia al Fischer Tropsch, la revisión realizada por Gill *et al.* [19], indica que la mayoría de las publicaciones destacan ligeras mejoras en el rendimiento efectivo del motor (58% de los casos), y sólo un 33% de trabajos reportan una semejanza con el combustible Diesel estándar. El aumento del rendimiento efectivo del motor al usar Fischer Tropsch se debe a que con este combustible se reduce la masa de combustible inyectada para un mismo grado de carga y masa de aire, y por tal razón se incrementa el dosado, lo cual favorece a la reducción de emisiones de CO₂ y de partículas [8, 20].

Por este motivo, se considera de mayor interés el estudio del consumo específico de combustible. En la figura 5.14 se muestra que el consumo específico de combustible aumenta cuando el motor funciona con biodiesel. Estos resultados se deben a que el poder calorífico de las mezclas de biodiesel es más bajo que el del combustible Diesel estándar. Debido a esto, con las mezclas de biodiesel es necesario utilizar más combustible para desarrollar el mismo par que se produce con el combustible Diesel estándar. De acuerdo con la tabla 3.4, mostrada en el capítulo 3, el poder calorífico de las mezclas de biodiesel disminuye en proporción al incremento del contenido de éste y como consecuencia el consumo de combustible aumenta. El consumo específico de combustible de las mezclas de colza y soja son muy similares. Esto se debe a que la densidad, viscosidad y número de cetano de la colza y la soja son similares, y por ende, no se espera una variación apreciable del consumo del motor.

Con relación al Fischer Tropsch, su alto poder calorífico permite una notable mejora del consumo específico de combustible, como se muestra en la figura 5.14. Con este combustible sintético, la máxima reducción del consumo específico de combustible fue de 20 g/kWh en condiciones de media carga para todos los regímenes.

5.2.3. Trade-off entre el ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento

Hasta este punto se han analizado por separado los resultados de las emisiones contaminantes, ruido de combustión y rendimiento del motor. Sin embargo, es de gran importancia conocer si alguno de los combustibles o

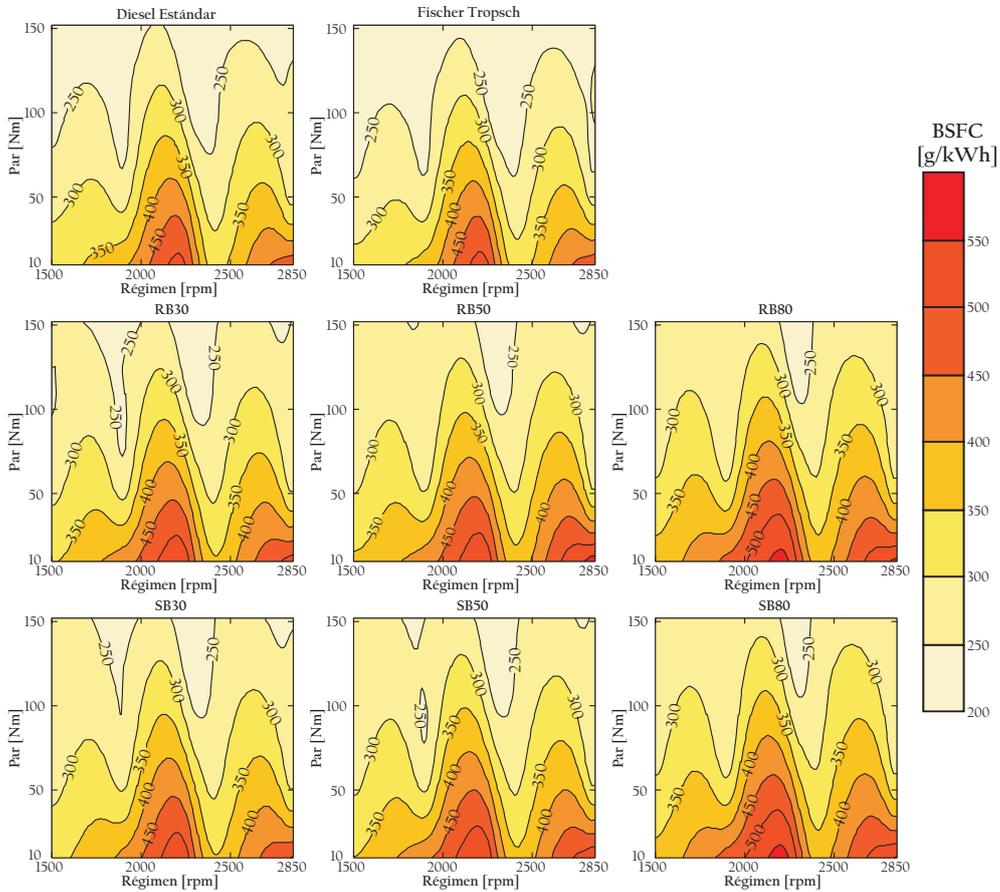


Figura 5.14. Contorno del consumo de combustible para los diferentes combustibles.

mezclas están en capacidad de ser un sustituto idóneo del combustible Diesel estándar al relacionar todos los parámetros mencionados anteriormente. Como punto de partida, es importante saber si estos combustibles alternativos pueden superar el conocido trade-off que existe entre las partículas y los NO_x . En la figura 5.15 se muestra el trade-off entre los niveles de NO_x y partículas de los diferentes combustibles. En esta figura se observa, que en una gran cantidad de los puntos se producen bajos niveles de NO_x y partículas simultáneamente, especialmente con las mezclas de biodiesel y el Fischer Tropsch.

Con el propósito de relacionar los niveles de emisiones contaminantes y la calidad sonora del ruido de combustión, se han elaborado los mapas de contorno de la figura 5.16. En estos mapas, las zonas con trama (área punteada) representan las condiciones de operación en las cuales no es posible reducir

simultáneamente los NO_x ni las partículas. Con el Fischer Tropsch o con las mezclas de biodiesel es posible reducir simultáneamente y en la mayoría de los puntos de operación, las emisiones de NO_x y de partículas. Con respecto al biodiesel, al aumentar la concentración volumétrica de éste en la mezcla, las zonas en donde es posible reducir a la vez ambas emisiones contaminantes aumentan. A diferencia del biodiesel, con el Fischer Tropsch, en puntos de funcionamiento de régimen medio y bajo grado de carga, los resultados en cuanto a la reducción de emisiones no son satisfactorios.

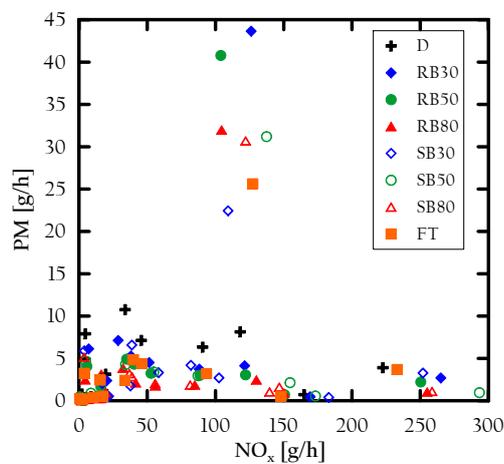


Figura 5.15. Trade-off entre los niveles de NO_x y partículas de los diferentes combustibles.

Adicionalmente, por medio de una línea punteada se resaltan las zonas donde la calidad sonora es aceptable o tiene una nota mayor a 7. Como se observa, estas condiciones se dan a baja carga, especialmente al usar las mezclas de biodiesel. Con el Fischer Tropsch, sólo se tiene una única condición de operación con calidad sonora aceptable a baja carga y alto régimen. Los resultados más satisfactorios en cuanto a la reducción de emisiones contaminantes y mejora de la calidad sonora con combustibles alternativos, se dan con la mayoría de las mezclas de biodiesel en condiciones de funcionamiento de 1900 y 2850 rpm y 20 Nm.

Sin embargo, las emisiones de CO_2 , las cuales se relacionan con el consumo de combustible, aumentarían al usar las mezclas de soja y colza con el Diesel estándar. Para representar esto, se realizó una estimación de los niveles de emisiones contaminantes para el año 2015 para cada uno de los combustibles utilizados. Dicha evaluación es similar a la desarrollada en el capítulo 4 para el concepto PCCI. Para esto se seleccionó la condición de operación de 2850 rpm y

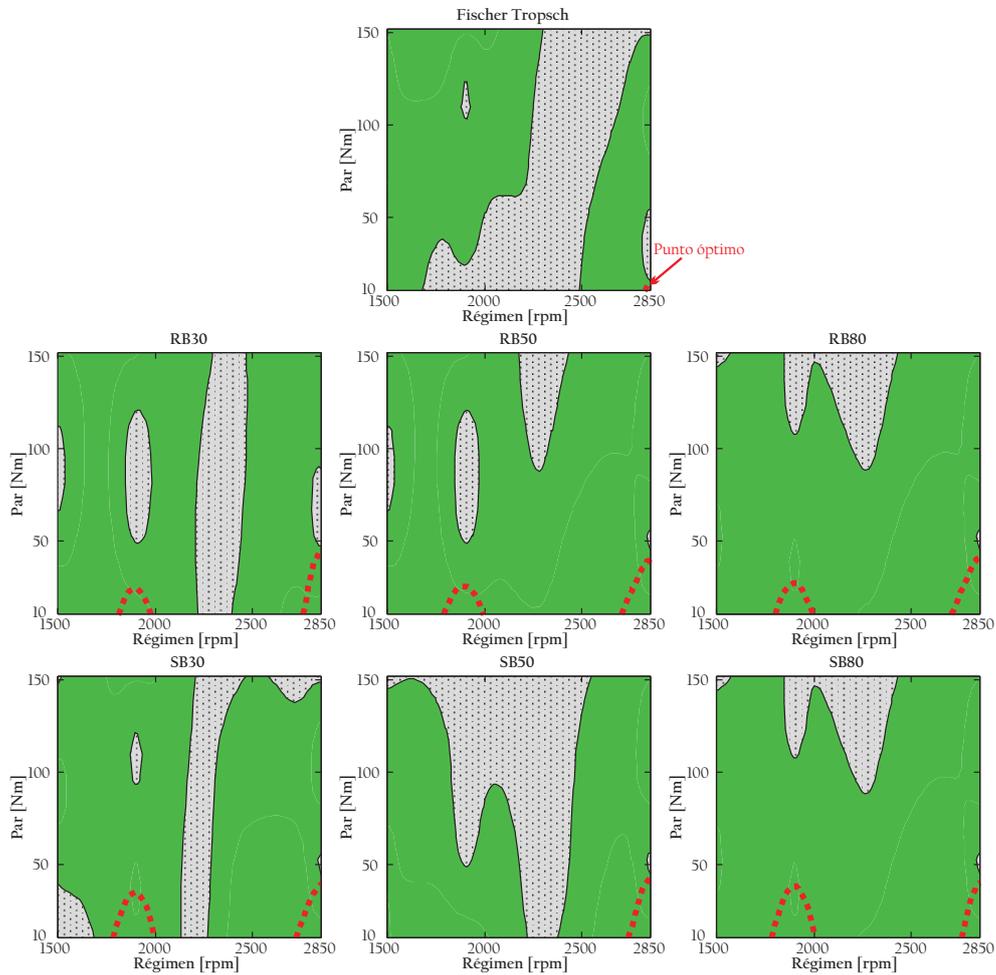


Figura 5.16. Contorno del trade-off entre las emisiones y ruido para los diferentes combustibles.

20 Nm, debido a que en este punto con la mayoría de los combustibles y mezclas se tiene un nivel aceptable de calidad sonora. Los resultados mostrados en la tabla 5.2 confirman el gran potencial que tienen las mezclas de combustibles de origen vegetal para reducir especialmente los niveles de partículas, seguido por los niveles de NO_x , pero con un incremento de CO_2 . Por su parte, con el Fischer Tropsch se alcanza una reducción de partículas y CO_2 , y a diferencia de los otros combustibles, los NO_x aumentan significativamente.

Combustible	NOTA	ON (dB)	NO _x (ppm)	Partículas (mg/m ³)	CO ₂ (g/kW h)
D	7.25	90.99	65.82	43.59	1331.95
30RB	7.35	90.68	59.75	31.74	1400.41
50RB	7.40	90.62	47.32	26.64	1501.13
80RB	7.42	90.55	55.84	14.57	1537.34
30SB	7.37	90.75	53.38	29.77	1450.21
50SB	7.37	90.69	63.43	24.56	1569.94
80SB	7.27	90.99	60.66	19.12	1547.08
FT	6.91	91.64	101.78	19.38	1344.77

Tabla 5.2. Comparación de los resultados obtenidos con diferentes combustibles a 2850 rpm y 20 Nm de par.

De la estimación de la masa total de emisiones contaminantes que podría ser producida por los vehículos equipados con motores Diesel para el año 2015, la figura 5.17 muestra que los niveles de partículas en promedio podrían ser reducidos un 28 %, 40 % y 60.5 %, según el respectivo incremento de la concentración de biodiesel en la mezcla, mientras que la emisión de NO_x se reducirán como máximo en un 27 %. No obstante, los niveles de CO₂ aumentarían hasta un 16 %. Este incremento de los niveles de CO₂ se puede atribuir a que para poder desarrollar el mismo par con combustible Diesel estándar, el consumo específico de combustible con las mezclas de biodiesel es mayor. A pesar de que el CO₂ que se emite a la atmósfera durante la combustión del biodiesel podría ser utilizado por las plantas para su crecimiento y posterior producción de aceite, no se puede afirmar que el balance de CO₂ sea nulo. En efecto, la producción de biodiesel requiere de una serie de procesos que implican un consumo energético adicional que rompería dicho equilibrio.

Con respeto a los resultados con Fischer Tropsch, la predicción muestra que tiene un gran potencial para reducir los niveles de partículas (alrededor de un 54 %), y mantener el consumo de combustible muy similar al del combustible Diesel estándar, con lo cual sólo aumentaría en un mínimo porcentaje los niveles de CO₂ a pesar de tener un mayor poder calorífico. Pero

desafortunadamente, con este combustible se presenta un gran incremento de los NO_x , de aproximadamente un 60 %.

Con estos resultados se destaca de nuevo el gran potencial de los combustibles a base de aceites vegetales para disminuir la emisión de NO_x y partículas y así poder mantener la calidad sonora en niveles aceptables o similares a los obtenidos con el combustible Diesel estándar.

5.3. Sensibilidad a la tasa de EGR

Las emisiones contaminantes, consumo de combustible y el ruido de combustión están en función de los parámetros que controlan la combustión. Entre estos parámetros se encuentran los relacionados con la inyección (presión, avances y cantidad de masa inyectada en cada inyección) y los de la renovación de la carga, siendo uno de los de mayor importancia la tasa de EGR [21, 22].

Al disminuir la concentración de oxígeno con el incremento de la tasa de EGR, el tiempo de retraso aumenta y por consiguiente, la mezcla de aire/combustible antes de la combustión mejora, lo cual evita regiones de alta temperatura, y así una reducción de las emisiones de NO_x . Un incremento del EGR, estabiliza y centra el proceso de combustión, obteniendo una liberación de calor más gradual y una disminución de la velocidad a la cual se desarrolla la combustión, y por ende, de la variación temporal de la señal de presión de la combustión, lo cual contribuye a la mejora de la calidad sonora.

Por tal motivo, y con el propósito de mejorar la calidad sonora del ruido de combustión cuando se emplean mezclas de biodiesel, se decidió variar la tasa de EGR para evaluar el impacto que tiene sobre el ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento del motor, y así encontrar configuraciones óptimas para la mejora de dichos parámetros cuando se usan mezclas de biodiesel.

El barrido de la tasa de EGR se realizó manteniendo el resto de los parámetros del motor (presión de inyección, avances de la inyección piloto y principal y masa de combustible de la inyección piloto) iguales a la configuración de base, para evitar alteraciones importantes del par del motor. Los ensayos fueron desarrollados a 1500 rpm y 38 Nm de par, utilizando colza como biodiesel en concentraciones volumétricas de 30 %, 50 % y 80 %. Se selecciono el biodiesel a base de colza de manera aleatoria, ya que como se mostró anteriormente, no se presentaron diferencias importantes entre los dos tipos de biodiesel (colza y soja). Por tal razón, el uso de cualquiera de los dos

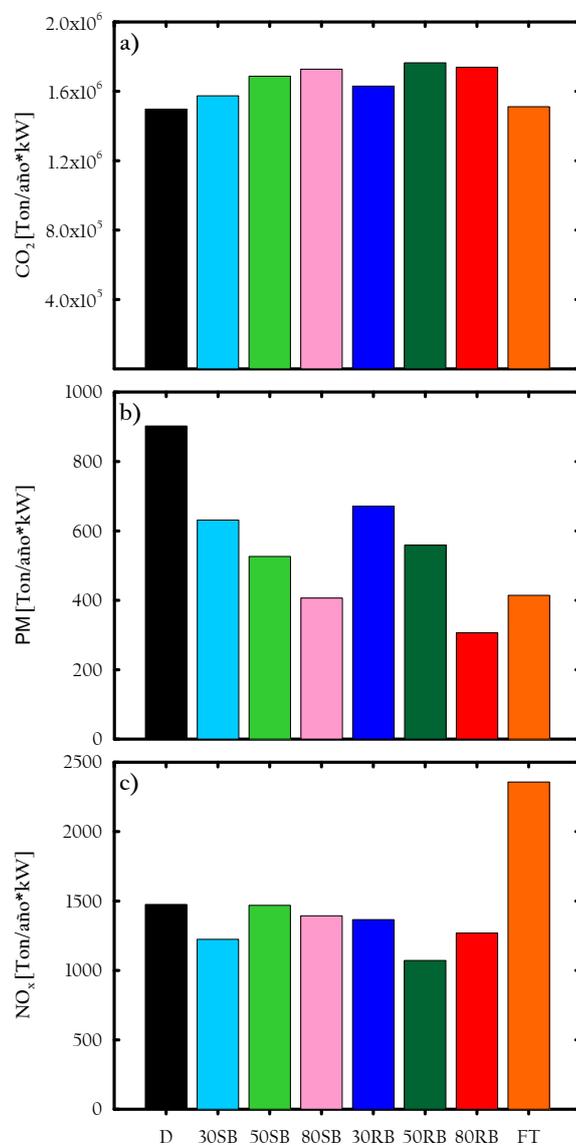


Figura 5.17. Predicción del nivel de emisiones contaminantes: CO₂ (a), Partículas (b) y NO_x (c), para el año 2015.

biodiesel permitirá conocer el efecto de la variación de la tasa de EGR sobre las variables estudiadas de manera adecuada.

En la figura 5.18, se muestran los resultados de las emisiones contaminantes, calidad sonora del ruido de combustión y consumo específico de

combustible, al variar la tasa de EGR para las tres mezclas de biodiesel. En esta figura se observa que para una tasa de EGR dada, las emisiones de partículas y NO_x disminuyen con el incremento del contenido de biodiesel en la mezcla y una tendencia opuesta ocurre con el consumo de combustible. Con respecto a la calidad sonora, el efecto de la composición de la mezcla de combustible no evidencia una tendencia clara como en el caso de las emisiones contaminantes y consumo.

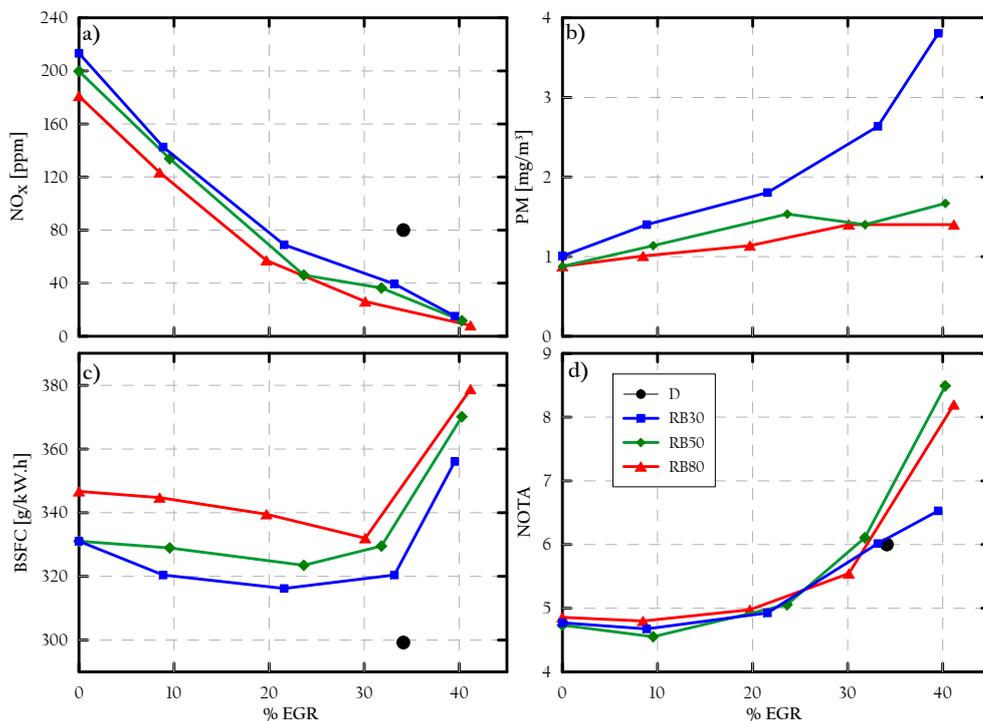


Figura 5.18. Efecto de la variación de la tasa de EGR sobre: NO_x (a), PM (b), BSFC (c) y Nota (d), para diferentes mezclas de colza.

Con respecto a los niveles de emisiones contaminantes, la figura 5.18 (a) muestra que con el incremento de la tasa de EGR, los niveles de NO_x para cualquiera de las tres mezclas de biodiesel disminuyen. La disminución de este contaminante se puede deber a que con el aumento de la tasa de EGR, se alarga el tiempo de retraso, haciendo que todo el proceso de combustión se desplace más hacia la carrera de expansión. Debido a esto, la temperatura de combustión se reduce, lo cual permite disminuir la formación de NO_x . En el caso de los niveles de partículas, figura 5.18 (b), debido a que el EGR reduce el dosado local, la emisión de partículas tiende a aumentar ligeramente. A pesar

del incremento de los niveles este contaminante, sus valores continúan siendo satisfactorios ya que se encuentran muy por debajo de los niveles producidos con el combustible Diesel estándar (20 mg partículas/m³). Al aumentar la tasa de EGR, se produce una reducción de la temperatura de combustión, lo cual genera un aumento del consumo de combustible, como se observa en la figura 5.18 (c).

La calidad sonora del ruido de combustión mejora con el incremento del EGR, como se muestra en la figura 5.18 (d). En la figura 5.19 se muestra que la derivada de la presión durante la combustión disminuye con el aumento de la tasa de EGR, lo cual explica la tendencia de la calidad sonora mostrada en la figura 5.18 (d). Al incrementar el EGR, se estabiliza y se centra el proceso de combustión y se obtiene una liberación de calor más gradual (una combustión más suave), con lo cual es posible lograr importantes reducciones del ruido de combustión. Adicionalmente, en la figura 5.20 se muestra que al incrementar la tasa de EGR, disminuye la velocidad de las reacciones en la combustión haciendo que el pico se reduzca y de esta forma se produzcan bajos niveles de ruido de combustión.

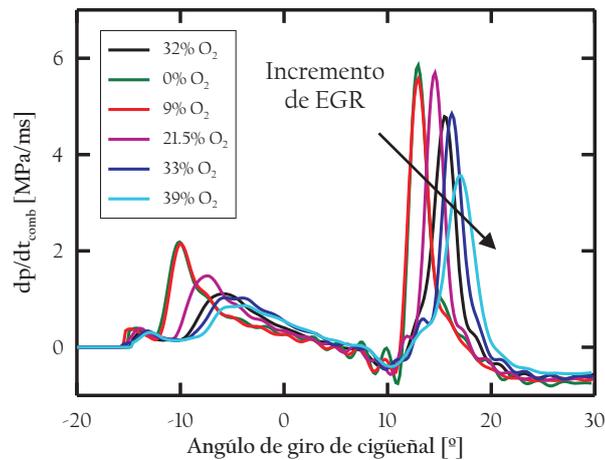


Figura 5.19. Efecto del incremento de la tasa de EGR sobre la derivada de la presión de la señal de combustión a 1500 rpm, 38 Nm y mezcla de combustible RB50.

Finalmente, los resultados de la figura 5.18 indican que al incrementar la tasa de EGR de la condición base (32 %) a 35 % aproximadamente, con las mezclas de RB50 y RB80 es posible que el ruido de combustión aumente a niveles aceptables (7), manteniendo las emisiones de partículas y NO_x en niveles inferiores a la condición de referencia. Para alcanzar el límite de aceptación con la mezcla RB30, se deben utilizar tasas de EGR mayores

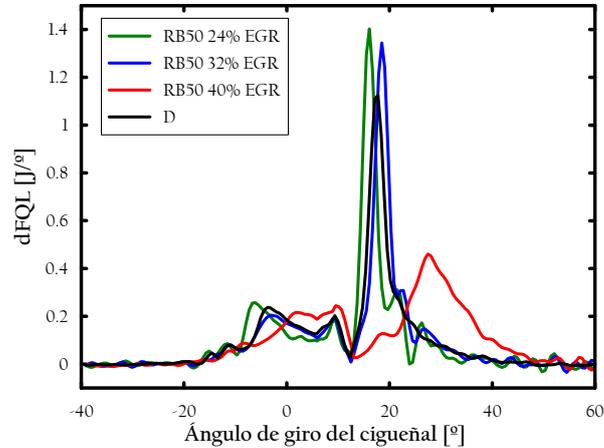


Figura 5.20. Efecto del incremento de la tasa de EGR sobre la $dFQL$ a 1500 rpm, 38 Nm y mezcla de combustible RB50.

al 40 %, lo cual produciría un incremento de las partículas y del consumo específico de combustible de más del 27 %.

5.4. Síntesis y conclusiones

En este capítulo se ha realizado un análisis comparativo del consumo específico de combustible, de las emisiones contaminantes y del ruido de combustión que se producen con diferentes mezclas de combustibles de origen vegetal, un combustible sintético y el Diesel estándar en varios puntos de operación convencional de un motor Diesel, manteniendo los parámetros de funcionamiento del motor estándar.

En relación al ruido de combustión, el mayor número de cetano de los biodiesel y el Fischer Tropsch, produce una disminución del tiempo de retraso, haciendo que la fase de combustión premezclada sea menor y en la mayoría de los casos, se evite que el incremento de la variación temporal de la señal de presión durante la combustión sea tan elevada. Los resultados mostraron que con los combustibles alternativos es posible disminuir el nivel del ruido de combustión y mejorar la calidad sonora. Sin embargo, las variaciones de la nota del ruido de combustión entre los combustibles alternativos y el combustible Diesel estándar, en ninguno de los casos supera la unidad. De todos los combustibles empleados, con el Fischer Tropsch se obtuvieron los

resultados más bajos de calidad sonora, para la mayoría de los puntos de operación considerados.

Respecto a las emisiones contaminantes, los resultados confirmaron el gran potencial de las mezclas de biodiesel y del Fischer Tropsch para reducir los niveles de partículas en comparación con el combustible Diesel estándar. La capacidad para reducir las emisiones de partículas de las mezclas de biodiesel a base de soja y colza mejora con el aumento de aceite vegetal en la mezcla, principalmente por el mayor contenido de oxígeno que tiene este tipo de combustibles. Por el contrario, los resultados de las emisiones de NO_x no fueron tan claros como los de las partículas, ya que este contaminante depende no sólo de las propiedades del combustible empleado, sino también de las condiciones de funcionamiento del motor. Por esta razón, se presentan zonas en las cuales los NO_x aumentan o disminuyen.

Uno de los efectos más destacables es el que produce el poder calorífico de cada uno de los combustibles usados, por ejemplo; el biodiesel al tener un poder calorífico más bajo que el del combustible Diesel estándar provoca un incremento del consumo de combustible, el cual es mayor con el aumento de la concentración volumétrica de dicho combustible en la mezcla. El combustible sintético, por su mayor poder calorífico permite una notable reducción del consumo de combustible del motor y por tal razón de los niveles de CO_2 . A pesar de las variaciones en los niveles del consumo de combustible que se presentaron entre todos los combustibles alternativos, el rendimiento efectivo entre todos estos es muy similar.

Con el propósito de resaltar el potencial de las mezclas de biodiesel para reducir los niveles de NO_x y partículas, y mantener la calidad sonora del ruido de combustión en niveles satisfactorios, se realizó una estimación de los niveles de emisiones contaminantes para el año 2015. De dicho análisis se comprobó que los niveles de NO_x y partículas se reducen hasta un 27% y 60.5%, respectivamente. A pesar de estos buenos resultados, los niveles de CO_2 aumentan por el mayor consumo específico de combustible que se obtiene con estas mezclas, debido a su menor poder calorífico. Sin embargo, debido al ciclo cerrado del carbono, el aumento del CO_2 emitido, no debería contribuir al efecto invernadero y ayuda a cumplir con las exigentes normativas medio ambientales. A diferencia de las mezclas de biodiesel, con el Fischer Tropsch, se logran reducciones de partículas y CO_2 , pero los NO_x aumentan significativamente, lo cual opaca su contribución a la preservación del medio ambiente.

En este capítulo también se evaluó el efecto de la variación de la tasa de EGR. Al disminuir la concentración de oxígeno en la admisión debido al

aumento de la tasa de EGR, se reducen las emisiones de NO_x y mejora la calidad sonora del ruido de combustión al usar biodiesel. Los experimentos mostraron que un buen trade-off entre las emisiones contaminantes y el ruido de combustión puede ser alcanzado con índices de EGR de 35 % para las mezclas de concentración volumétrica de 50 % y 80 %. A pesar del incremento de las emisiones de partículas que se producen al utilizar altas tasas de EGR, sus niveles continúan siendo más bajos que los emitidos con combustible Diesel estándar. Desafortunadamente, al emplear altos índices de EGR y biodiesel se deteriora el consumo específico de combustible.

No obstante, cabe destacar que dado que las propiedades del biodiesel y las del Fischer Tropsch difieren de las del combustible Diesel estándar, se considera importante realizar una recalibración del motor con el fin de obtener una correlación óptima entre rendimiento, emisiones contaminantes y ruido para cada combustible, esto con el propósito de optimizar los resultados. Millo *et al.* [23], en su investigación afirman que al recalibrar la ECU cuando se utiliza biodiesel, es posible alcanzar los mismos niveles de par que con el combustible Diesel estándar, sin perjudicar el consumo específico de combustible.

Bibliografía

- [1] Payri F., Broatch A., Tormos B. y Marant V. “New methodology for in-cylinder pressure analysis in direct injection diesel engines application to combustion”. *Measurement Science & Technology*, Vol. 16 n° 2, pp. 540–547, 2005.
- [2] Payri F., Broatch A., Margot X. y Monelletta L. “Sound quality assessment of Diesel combustion noise using in-cylinder pressure components”. *Measurement Science & Technology*, Vol. 20 n° 1, pp. 015107, 2009.
- [3] Lapuerta M., Armas O. y Rodríguez-Fernández J. “Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 34 n° 2, pp. 198–223, 2007.
- [4] Wand W. G., Lyons D. W., Clark N. N., Gautam M. y Norton P. M. “Emissions from nine heavy trucks fueled by diesel and biodiesel blend without engine modification”. *Environmental Science & Technology*, Vol. 34 n° 6, pp. 933–939, 2000.
- [5] Lapuerta M., Armas O., Ballesteros R. y Fernandez J. “Diesel emissions from biofuels derived from Spanish potential vegetable oils”. *Fuel*, Vol. 84 n° 6, pp. 773–780, 2005.
- [6] Yoon S. H., Suh H. K. y Lee Ch. S. “Effect of spray and EGR rate on the combustion and emission characteristics of biodiesel fuel in a compression ignition engine”. *Energy & Fuels*, Vol. 23, pp. 1486–1493, 2009.
- [7] Huang Y., Zhou L., Wang S. y Liu S. “Study on the performance and emissions of a compression ignition engine fuelled with Fischer-Tropsch diesel fuel”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, Vol. 220 n° D6, pp. 827–835, 2006.
- [8] Yongcheng H., Shangxue W. y Longbao Z. “Effects of Fischer-Tropsch diesel fuel on combustion and emissions of direct injection diesel engine”. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, Vol. 2 n° 3, pp. 261–267, 2007.
- [9] McCormick R. L., Ross J. D. y Graboski M. S. “Effect of several oxygenates on regulated emissions from Heavy-Duty diesel engines”. *Environmental Science & Technology*, Vol. 31 n° 4, pp. 1144–1150, 1997.
- [10] Zheng M., Mulenga M. C., Reader G. T., Wang M. y Ting D. S-K. “Influence of biodiesel fuel on diesel engine performance and emissions in low temperature combustion”. *SAE Paper 2006-01-3281*, 2006.
- [11] Lu X. C., Ma J. J., Ji L. B. y Huang Z. “Effects of premixed n-heptane from the intake port on the combustion characteristics and emissions of biodiesel-fuelled engines”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 222 n° 2, pp. 1001–1009, 2008.
- [12] Ales H. y Breda K. “Influence of biodiesel fuel on the combustion and emission formation in a direct injection (DI) diesel engine”. *Energy & Fuels*, Vol. 21 n° 3, pp. 1760–1767, 2007.
- [13] Mustafa C. “Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition engine fueled with petroleum diesel fuels and biodiesel”. *Bioresource Technology*, Vol. 98 n° 6, pp. 1167–1175, 2007.
- [14] Keeler B. y Shayler P. J. “Constraints on fuel injection and EGR strategies for diesel PCCI-Type combustion”. *SAE Paper 2008-01-1327*, 2008.

- [15] Rakopoulos C. D., Antonopoulos K. A., Rakopoulos D. C., Hountalas D. T. y Giakoumis E. G. “Comparative performance and emissions study of a direct injection Diesel engine using blends of Diesel fuel with vegetable oils or bio-diesels of various origins”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 47 n° 18-19, pp. 3272–3287, 2006.
- [16] Kegl B. “Influence of biodiesel on engine combustion and emission characteristics”. *Applied Energy*, Vol. 88 n° 5, pp. 1803–1812, 2011.
- [17] Han M., Cho K., Sluder C. S. y Wagner R. M. “Soybean and coconut biodiesel fuel effects on combustion characteristics in a light-duty diesel engine”. *SAE Paper 2008-01-2501*, 2008.
- [18] Tsolakis A., Megaritis A., Wyszynski M. L. y Theinnoi K. “Engine performance and emissions of a diesel engine operating on diesel-RME (rapeseed methyl ester) blends with EGR (exhaust gas recirculation)”. *Energy*, Vol. 32, pp. 8865–8870, 2007.
- [19] Gill S. S., Tsolakis A., Dearn K. D. y Rodríguez-Fernández J. “Combustion characteristics and emissions of Fischer-Tropsch diesel fuels in IC engines”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 37 n° 4, pp. 503–523, 2011.
- [20] Yongcheng H., Longbao Z. y Keyu P. “Combustion characteristics of a direct-injection diesel engine fueled with Fischer-Tropsch diesel”. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, Vol. 1 n° 2, pp. 239–244, 2007.
- [21] Bunce M., Snyder D., Adi G., Hall C., Koehler J., Davila B., Kumar S., Garimella P., Stanton D. y Shaver G. “Stock and optimized performance and emissions with 5 and 20 soy biodiesel blends in a modern common rail turbo-diesel engine”. *Energy & Fuels*, Vol. 24, pp. 928–939, 2010.
- [22] Monelletta L. *Contribution to the study of combustion noise of automotive diesel engines*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2010.
- [23] Millo F., Bianco A., Grange T. y Voicu I. “The effects of neat biodiesel usage on performance and exhaust emissions from a small displacement passenger car diesel engine”. *SAE Paper 2010-01-1515*, 2010.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajos futuros

Contenido

6.1. Conclusiones	205
6.2. Trabajos futuros	210

6.1. Conclusiones

Las conclusiones más importantes que se desprenden de esta Tesis, se pueden dividir en cuatro grandes grupos. En el primero de ellos, se justifican, a partir de la revisión del estado del conocimiento actual sobre los principales inconvenientes de los motores Diesel y las diferentes soluciones que se están desarrollando para abordar y resolver dichas problemáticas, los estudios realizados. En el segundo grupo, se exponen las conclusiones relativas al desarrollo de la metodología experimental empleada para el estudio del ruido de combustión, niveles de emisiones contaminantes y prestaciones del motor al operar, por un lado, bajo el concepto de combustión PCCI y por otro, al usar combustibles alternativos. Por último, se presenta un tercer y cuarto grupo en los cuales se sintetizan los resultados obtenidos de la aplicación del nuevo concepto de combustión y del empleo de combustibles derivados de aceites vegetales y sintéticos, respectivamente.

Dentro del primer grupo de conclusiones, se pueden citar las siguientes:

- A pesar de los grandes avances que ha tenido el motor Diesel desde sus inicios, lo cual lo ha posicionado como el sistema de propulsión más usado, especialmente en Europa, este tipo de motor no está exento de inconvenientes, siendo los más importantes los altos niveles de emisiones contaminantes que produce, el uso de combustible de origen fósil y los elevados niveles de emisión de ruido.
- La necesidad de reducir simultáneamente la emisión de NO_x y de partículas ha llevado al desarrollo de nuevos conceptos de combustión. En dichos conceptos, la combustión debe tener un dosado pobre y bajas temperaturas de llama para poder reducir ambos contaminantes. La forma de alcanzar estas dos condicionantes es desarrollando combustiones de baja temperatura controlada por mezcla o combustiones en fase premezclada. La primera opción, a pesar de evitar satisfactoriamente la formación de NO_x y partículas, tiene el inconveniente de producir una disminución del rendimiento indicado del motor. Por su parte, la combustión premezclada se pueden realizar de diferentes maneras según la fase del ciclo en la cual ocurre la inyección del combustible. Entre estos conceptos se encuentran el HCCI, PCCI, MULDIC, MK, HCLI, entre otros. La combustión HCCI es el modelo ideal de la combustión premezclada, sin embargo en la práctica es difícil de producir una mezcla totalmente homogénea. Por tal motivo, en esta tesis, se seleccionó el concepto PCCI, ya que a diferencia de los otros, es más fácil de implementar en motores de producción y

no requiere cambios importantes en la configuración de la cámara de combustión o del sistema de inyección.

- Se han mostrado las características más importantes de los combustibles sintéticos y de origen natural, por ser los más importantes sustitutos del combustible fósil. Dichos combustibles se caracterizan por su facilidad de producción, de utilización, de almacenaje y la significativa reducción de emisiones contaminantes, principalmente de CO₂. El contenido de azufre y aromáticos de estos combustibles es insignificante, lo cual lleva a una combustión más completa y a una reducción de los niveles de SO₂, partículas, CO y UHC. En comparación con el combustible Diesel estándar y los biodiesel, los combustibles sintéticos tienen la ventaja de reducir el consumo específico de combustible, debido a su mayor poder calorífico.
- Se han presentado las características más importantes de las mezclas de Gasolina/Diesel, por ser uno de los combustibles que más beneficios brinda a los conceptos de combustión premezclada. El menor número de cetano y la mayor resistencia al auto-encendido de las mezclas de Gasolina/Diesel, permiten formar una mezcla homogénea con más facilidad. Al utilizarse mezclas de Gasolina/Diesel, se aumenta el tiempo de retraso haciendo que más combustible se quemara cerca al PMS, dando buenos resultados en cuanto a emisiones y eficiencia de la combustión. Para prevenir futuros daños del motor, debido a la baja densidad y viscosidad de las mezclas de Gasolina/Diesel, sólo se utilizaron las mezclas con 25 y 50 % de gasolina sobre el total de la mezcla.
- En los motores PCCI, los elevados niveles de ruido de combustión producidos se deben a que el inicio de la combustión se da en condiciones de premezcla, lo cual hace que se dé un aumento de la liberación de calor extremadamente rápido, causando grandes variaciones temporales de la presión en el cilindro. En el caso de los combustibles alternativos, los resultados encontrados en la literatura acerca del ruido de combustión son muy variados, ya que según el combustible y condiciones de operación se da un aumento o disminución del ruido de combustión.
- Se analizaron los métodos experimentales de predicción del ruido de combustión existentes, resaltando el potencial y limitaciones de estos procedimientos para la estimación del nivel de ruido radiado. Entre estos se encuentra la curva de atenuación del bloque, la cual es una de las técnicas más usadas para la evaluación del ruido de combustión debido a su simplicidad. Sin embargo, al existir diversos patrones de

propagación de la energía acústica a través del bloque del motor, siendo su respuesta no lineal y variante con el tiempo, se cierra cualquier vía de estudio del ruido de combustión a través de la respuesta del bloque, ya que no existe una curva de atenuación universal, que sea independiente de las características del proceso de combustión. Los métodos tiempo-frecuencia como la Transformada Wavelet, distribución de Wigner y la Transformada de Fourier de corta duración, son procedimientos que permiten analizar señales no estacionarias como en el proceso de combustión de un motor Diesel, sin embargo los resultados son difícilmente cuantificables.

- Para caracterizar la calidad sonora de los motores Diesel, se han propuesto diferentes funciones que emplean parámetros psicoacústicos como Loudness, Sharpness, Roughness, Fluctuation Strength e Impulsiveness. No obstante, dichas funciones son dependientes del tipo y de las condiciones de funcionamiento del motor, por lo que, no es posible disponer de una relación única entre la nota y los parámetros psicoacústicos que abarque todo el rango de operación del motor.
- El método de la descomposición de la señal de presión en cilindro, resulta ser la mejor herramienta para el análisis del ruido de combustión, ya que aborda el problema del ruido de combustión directamente desde la fuente, analizando la señal de la presión en el cilindro. De esta forma, se pueden establecer correlaciones directas entre los mecanismos físicos de la fuente de ruido extraídos de la señal de la presión en el cilindro y el nivel de ruido o la calidad sonora del mismo.

De la revisión sobre el estado del arte se deduce que, en la actualidad, el ruido de combustión continúa siendo uno de los principales problemas de los motores Diesel. Por este motivo, se ha desarrollado una metodología experimental para el estudio de la calidad sonora y el nivel global del ruido de combustión del concepto de combustión PCCI y del empleo de algunos combustibles alternativos, de la cual se destacan los siguientes puntos:

- Para operar el motor Diesel convencional utilizado bajo el concepto de combustión PCCI fue necesario realizar algunas modificaciones, siendo la principal, la alteración del sistema de enfriamiento del EGR, con el fin de reducir la temperatura en la admisión, como es característico de la combustión PCCI. Para lograr esto, el tamaño del intercambiador se incrementó en un 40% y junto con un sistema externo de refrigeración se controló la temperatura en la admisión para mantenerla a 45°C.

- Para el empleo de diferentes combustibles al Diesel estándar, fue necesario alterar la línea original de combustible. Para esto, se instaló una línea auxiliar de combustible unida a la línea original. Adicionalmente, se definió una metodología de medida para el cambio de combustible, con el propósito de asegurar que no quedaran residuos del combustible usado previamente.
- La metodología general para evaluar el ruido de combustión, emisiones contaminantes y prestaciones del concepto PCCI y del uso de combustibles alternativos consistió en seleccionar unas condiciones de operación convencional, las cuales se realizan con frecuencia durante la operación del motor en un ciclo de homologación MVEG y que desde el punto de vista del ruido de combustión fueran condiciones con una calidad sonora inaceptable. Por otro lado, se seleccionó una condición favorable para llevar a cabo estudios bajo en el concepto PCCI. Los resultados obtenidos de los estudios del concepto de combustión PCCI y del uso de combustibles alternativos, fueron comparados con la correspondiente estrategia de combustión convencional. Por medio de la interacción de los parámetros evaluados (emisiones contaminantes, ruido de combustión y prestaciones del motor), se definieron estrategias que reducen simultáneamente los niveles de NO_x y partículas y que adicionalmente alcanzan un nivel aceptable de calidad sonora sin penalizar significativamente las prestaciones del motor.

Hasta este punto, se puede afirmar que se planteó una metodología experimental que permite evaluar y analizar detalladamente el ruido de combustión y realizar una interacción con los resultados de los niveles de emisiones contaminantes y prestaciones del motor. De los resultados obtenidos del estudio del nuevo concepto de combustión PCCI se plantean las siguientes conclusiones:

- Mediante un estudio de base del ruido de combustión PCCI, se comprobó que este concepto es altamente sensible a la concentración de oxígeno en la admisión y al inicio de la inyección y que, por el contrario, la presión de inyección tiene un efecto irrelevante sobre esta variable. Las mejores notas de calidad sonora se alcanzaron con la concentración de oxígeno más baja (10%), y en avances de inyección muy tempranos (entre 46° y 30° antes del PMS). Se comprobó, que de los indicadores que cuantifican la calidad sonora del ruido de combustión, el indicador que está asociado con la velocidad de la combustión, I_1 , es el que más influencia tiene sobre el ruido de combustión. Con respecto a las

emisiones contaminantes, los resultados evidencian que los niveles de NO_x son principalmente controlados por la concentración de oxígeno en la admisión, dándose los niveles más bajos con la más baja concentración de oxígeno. Las partículas disminuyeron con el incremento de la presión de inyección por la mejor atomización y mezcla del combustible. Con respecto al rendimiento del motor, no se evidenciaron cambios relevantes entre las distintas concentraciones empleadas.

- Desde el punto de vista del ruido de combustión, los mejores resultados de la combustión PCCI con inyección partida se obtuvieron cuando el ángulo dwell fue superior a los 20° y se inyectó muy poca cantidad de masa de combustible durante la inyección piloto. Por su parte, los niveles de NO_x en todas las estrategias establecidas se redujeron alrededor de un 60 % con respecto al límite determinado (80 ppm). Con respecto a las emisiones de partículas, en la mayoría de los casos, los resultados estuvieron por debajo del valor límite (20 mg partículas/ m^3). En las estrategias de inyección que tenían un ángulo dwell mayor a los 20° , se presentó un aumento de los niveles de partículas de hasta 108 mg partículas/ m^3 , debido al aumento de la fase de combustión por difusión en la combustión principal. En relación al par del motor, el límite de los 38 Nm fue satisfactoriamente mayor o similar en las estrategias en las cuales se inyectó menos combustible durante la inyección piloto.
- En las condiciones de operación PCCI con mezclas de Gasolina/Diesel se lograron óptimos resultados de ruido de combustión, emisiones contaminantes y rendimiento del motor. El incremento de la concentración volumétrica de la gasolina en la mezcla, reduce el índice de cetano, aumentando el tiempo de retraso hasta 7° con una mezcla con 50 % de gasolina, en comparación con el combustible Diesel convencional. Esto permitió tener una combustión más centrada, lo cual permite mejorar el rendimiento del motor y la calidad sonora. El máximo aumento de la calidad sonora (alrededor de 2 unidades en la nota), se produjo con la mezcla G50. Otra de las ventajas de las mezclas de Gasolina/Diesel es que permitieron reducir hasta un 90 % los niveles de partículas.

Como conclusión global del nuevo concepto de combustión Diesel PCCI, se confirma que los resultados más satisfactorios en cuanto a la reducción simultánea de NO_x y partículas, se dan cuando se emplea una única inyección, bajas concentraciones de oxígeno en la admisión y una alta presión de inyección. Dichos resultados de emisiones contaminantes pueden reducirse aún más empleando mezclas de Gasolina/Diesel. Por otra parte, se comprobó que

a diferencia de las condiciones nominales de operación Diesel, en el concepto PCCI, el uso de la inyección piloto no tiene un impacto tan relevante sobre la calidad sonora, y que además de esto, se aumentan los niveles de partículas. Por su parte, las mezclas de Gasolina/Diesel proporcionan posibilidades de mejora del rendimiento del motor. Lo anterior, confirma que el principal inconveniente del concepto PCCI es el deterioro del ruido que se produce.

De los resultados obtenidos en el estudio sobre el empleo de combustibles alternativos, las conclusiones más importantes son:

- Desde el punto de vista acústico, el ruido de combustión es poco sensible a los combustibles de origen vegetal y sintético, ya que en ninguno de los casos se dieron importantes variaciones en la nota de la calidad sonora. Comparado con el combustible Diesel estándar, las mezclas de biodiesel permiten reducir las emisiones de partículas en proporción al porcentaje de biodiesel presente en la mezcla, mientras que las emisiones de NO_x no presentan una tendencia definida y varían según la condición de operación. Los resultados de las emisiones contaminantes producidas con el combustible Fischer Tropsch fueron similares a aquellos obtenidos las mezclas de biodiesel, es decir, reducción de los niveles de partículas, y mayor y menor nivel de emisión de NO_x , según la condición de funcionamiento del motor. Finalmente, debido a su bajo poder calorífico, el consumo de combustible del motor con biodiesel aumenta hasta un 23 %, a diferencia del Fischer Tropsch el cual permite una reducción del consumo de hasta un 7 %.
- Al realizar un barrido de EGR y utilizar diferentes mezclas de biodiesel, los resultados mostraron que es posible, con índices de EGR de 35 % y mezclas con un contenido de biodiesel del 50 y 80 %, mejorar la calidad sonora del ruido de combustión hasta niveles de aceptación (nota de 7), manteniendo simultáneamente los niveles de NO_x y partículas por debajo de 80 ppm y 20 mg partículas/ m^3 , respectivamente. Desafortunadamente, el consumo específico de combustible aumenta un 27 %.

6.2. Trabajos futuros

Una vez descritas las principales conclusiones, los estudios desarrollados pueden ser ampliados o mejorados. Para conseguir esto, se proponen nuevos trabajos de investigación que continúen en la dirección establecida en este documento.

Entre los posibles trabajos futuros relacionados con los nuevos conceptos de combustión se pueden citar los siguientes:

- Todos los ensayos desarrollados en esta tesis se realizaron empleando la configuración original del sistema de inyección. Al usar un combustible Diesel estándar, son necesarios inyectores con pequeños orificios y altas presiones de inyección para aumentar el índice de mezcla. Sin embargo, al usar combustibles más volátiles, como la gasolina esto no es necesario, ya que por su más bajo número de cetano, se aumenta el tiempo de retraso, permitiendo así tener combustiones premezcladas con más facilidad. Debido a las diferencias en las propiedades, los combustibles más volátiles requieren un sistema de inyección diferente, lo cual producirá variaciones en el proceso de combustión, las cuales serán de total interés, no sólo desde el punto de vista acústico, sino también del de prestaciones y emisiones contaminantes.
- Evaluar las repercusiones acústicas del concepto de combustión PCCI con baja relación de compresión, y junto con ésto su impacto en los niveles de emisiones contaminantes y prestaciones del motor.
- Con el propósito de ampliar el rango de funcionamiento del motor en condiciones de combustión premezclada y poder producir una combustión homogénea, se propone el uso de inyectores con un ángulo de cono menor al utilizado en la presente tesis (150°), lo cual permitirá ampliar el estudio realizado, incluyendo avances de inyección característicos de la combustión HCCI sin los inconvenientes asociados al choque de combustible con la pared.
- Considerar el uso de combustibles de alta volatilidad en los nuevos conceptos de combustión Diesel de inyección temprana como: el etanol, metanol, dimetil-éter, entre otros. Este tipo de combustibles limita los problemas relacionados con la formación de una película de combustible sobre las paredes del cilindro, manteniendo en niveles aceptables las emisiones contaminantes, pero sin la certeza del efecto que estos puedan tener sobre el ruido de combustión.
- Estudiar y analizar el ruido de combustión de los modos de combustión parcialmente premezclados en motores de encendido por compresión que son asistidos por bujía. Estos modos de combustión se caracterizan por desarrollarse principalmente en dos fases. Una primera fase donde la combustión se inicia en la bujía y progresa lentamente en la cámara de combustión, produciéndose la propagación del frente de llama; y una

segunda fase promovida por la primera y donde se produce el encendido del resto de la mezcla altamente premezclada. Debido a lo anterior, es interesante conocer su impacto en el ruido del motor.

Entre los trabajos a realizar relacionados con el uso de combustibles alternativos se encuentran:

- Evaluar el efecto que se produce al modificar otros parámetros de operación que influyen en el ruido de combustión como son la presión de inyección, la cantidad de masa inyectada y los inicios de inyección, cuando se utiliza biodiesel u otro combustible alternativo.

Índice Bibliográfico

- .
BioOils.
Información técnica disponible en <http://www.bio-oils.com>. (citado en p. 4)
- .
Centro de Motores Térmicos.
Información técnica disponible en <http://www.cmt.upv.es/CALMEC>. (citado en p. 28)
- .
European automobile manufacturers association.
Información técnica disponible en <http://www.acea.be>. (citado en p. 16)
- .
Horiba Automotive Test Systems.
Información técnica disponible en <http://www.horiba.com>. (citado en p. 88)
- .
The planning edge. Market penetration of hybrid and diesel vehicles in the U.S. market.
Información técnica disponible en <http://www.theicct.org>. (citado en p. 134)
- .
Torres y Carrera.
Información técnica disponible en <http://www.torresycarrera.com>. (citado en p. 4)
- .
UNE-EN 590:2009+A1 – Combustibles para automoción, combustibles para motores diésel (gasóleo), Requisitos y métodos de ensayo.
2010. (citado en p. 98)
- .
ASTM D976 – Standard Test Methods for Calculated Cetane Index of Distillate Fuels.
2011. (citado en p. 97)
- Agarwal A. K.**
Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines.
Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 33 n° 3, pp. 233–271, 2007.
(citado en pp. 33, 38)
- Agarwal D., Singh S. K. y Agarwal A. K.**
Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on performance, emissions, deposits and durability of a constant speed compression ignition engine.
Applied Energy, Vol. 88 n° 8, pp. 2900–2907, 2011. (citado en pp. 16, 18, 137)

Ahmed I., Saad A. y Abouel-Seoud S.

Noise prediction and its application to engine detect events and faults diagnosis.
SAE Paper 2007-01-2262, 2007. (citado en p. 41)

Akagawa H., Miyamoto T., Harada A., Sasaki S., Shimazaki N. y Hashizume T.

Approaches to solve problems of the premixed lean Diesel combustion.
SAE Paper 1999-01-0183, 1999. (citado en p. 27)

Albarbar A., Gub F. y Ball A. D.

Diesel engine fuel injection monitoring using acoustic measurements and independent component analysis.
Measurement, Vol. 43 n° 10, pp. 1376–1386, 2010. (citado en pp. 43, 52)

Albarbar A., Gub F., Ball A. D. y Starr A.

Acoustic monitoring of engine fuel injection based on adaptive filtering techniques.
Applied Acoustics, Vol. 71 n° 12, pp. 1132–1141, 2010. (citado en p. 40)

Ales H. y Breda K.

Influence of biodiesel fuel on the combustion and emission formation in a direct injection (DI) diesel engine.
Energy & Fuels, Vol. 21 n° 3, pp. 1760–1767, 2007. (citado en pp. 33, 188)

Ali M., Sung-Sub K., Takuji I., Takaaki K. y Teppei M.

Implementation of ethanol diesel blend fuels in PCCI combustion.
SAE Paper 2005-01-3712, 2005. (citado en p. 37)

Anand K., Sharma R. P. y Mehta P. S.

Experimental investigations on combustion, performance and emissions characteristics of neat karanja biodiesel and its methanol blend in a diesel engine.
Biomass and Bioenergy, Vol. 35 n° 1, pp. 533–541, 2011. (citado en p. 20)

Andersso C. Noehre M., Johansson B. y Hultqvist A.

Characterization of partially premixed combustion.
SAE Paper 2006-01-3412, 2006. (citado en pp. 24, 128)

Arrègle J., Pastor V., López J. y García A.

Insights on postinjection-associated soot emissions in direct injection diesel engines.
Combustion and Flame, Vol. 154 n° 3, pp. 448–461, 2008. (citado en p. 16)

Austen A. E. W. y Priede T.

Origins of Diesel engine noise.
The Institute of Mechanical Engineers. Symposium on Engine Noise and Noise Suppression, pp. 19–32, 1958. (citado en p. 46)

Baadawi B. A., Shahin M. A., Kolosy M., Shedied S. A. y elmaihy A.

Identification of diesel engine cycle events using measured surface vibration.
SAE Paper 2006-32-0097, 2006. (citado en p. 51)

Baker J. M.

Engine noise harshness and its relation to bearing desing.
Course Notes, ISVR. (citado en p. 45)

Basha S. A., Raja K. y Jebaraj S.

A review on biodiesel production, combustion, emissions and performance.
Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 13 n° 6-7, pp. 1628–1634, 2009. (citado en p. 34)

- Benajes J., Molina S., Novella R. y Amorim R.**
Study on low temperature combustion for light-duty diesel engines.
Energy & Fuels, Vol. 24, pp. 355–364, 2010. (citado en pp. 30, 31, 37)
- Benajes J., Molina S., Novella R. y Arthozoul S.**
Advanced injection strategies to attain partially premixed combustion process in a heavy duty diesel engine.
SAE Paper 2008-01-0642, 2008. (citado en pp. 37, 119)
- Benajes J., Molina S., Rudder K. y Amorim R.**
Optimization towards low-temperature combustion in a HSDI diesel engine, using consecutive screenings.
SAE Paper 2007-01-0911, 2007. (citado en p. 38)
- Bodden M. y Heinrichs R.**
Diesel sound quality analysis and evaluation.
Forum Acousticum, 2005. (citado en p. 58)
- Brandl F., Veit J., Arndt R. y Priebisch H-H.**
The application of a new software tool for separating engine combustion and mechanical noise excitation.
SAE Paper 2007-01-2376, 2007. (citado en p. 47)
- Brassow B. y Clapper M.**
Powertrain sound quality development of the ford GT.
SAE Paper 2005-01-2480, 2005. (citado en p. 58)
- Broatch A., Margot X., Gil A. y Donayre Ch.**
Computational study of the sensitivity to ignition characteristics of the resonance in DI diesel engine combustion chambers.
Engineering Computations, Vol. 24 n° 1-2, pp. 77–96, 2007. (citado en pp. 56, 121)
- Bruneaux G.**
Liquid and vapor spray structure in high-pressure common rail diesel injection.
Atomization and Sprays, Vol. 11 n° 5, pp. 533–556, 2001. (citado en p. 94)
- Bunce M., Snyder D., Adi G., Hall C., Koehler J., Davila B., Kumar S., Garimella P., Stanton D. y Shaver G.**
Stock and optimized performance and emissions with 5 and 20 soy biodiesel blends in a modern common rail turbo-diesel engine.
Energy & Fuels, Vol. 24, pp. 928–939, 2010. (citado en pp. 34, 38, 194)
- Bunce M., Snyder D., Adi G., Hall C., Koehler J., Davila B., Kumar S., Garimella P., Stanton D. y Shaver G.**
Optimization of soy-biodiesel combustion in a modern diesel engine.
Fuel, Vol. 90 n° 8, pp. 2560–25701, 2011. (citado en p. 18)
- Burton J., Williams D., Glewen W., Andrie M., Krieger R. y Foster D.**
Investigation of transient emissions and mixed mode combustion for a light duty diesel engine.
SAE Paper 2009-01-1347, 2009. (citado en p. 24)
- Butterworths London:**
Lilly LRC.
Diesel engine reference book. (citado en p. 40)

Camacho A., Piñero G., de Diego M. y González A.

Exploring roughness perception in car engine noises through complex cepstrum analysis.
Acta Acustica United with Acustica, Vol. 94, pp. 130–140, 2008.

(citado en pp. 60, 61, 62)

Camacho García A.

Procesado tiempo-frecuencia: aplicación a la percepción humana del sonido.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2010.

(citado en p. 60)

Carlucci A. P., Chiara F. F. y Laforgia D.

Block vibration as a way of monitoring the combustion evolution in a direct injection diesel engine.

SAE Paper 2006-01-1532, 2006.

(citado en pp. 48, 51)

Carlucci P., Ficarella A. y Laforgia D.

Effects of pilot injection parameters on combustion for common rail diesel engines.

SAE Paper 2003-01-0700, 2003.

(citado en pp. 144, 146)

Cerdá S., Romero J., Giménez A. y Zurita G.

Detection of the knock in diesel engines by using the Choi-Williams distribution.

Acta Acustica United With Acustica, Vol. 88, pp. 998–1004, 2002.

(citado en p. 43)

Chen A. y Dai X.

Internal combustion engine vibration analysis with short term fourier transform.

3rd International Congress on Image and Signal Processing, 2010.

(citado en pp. 43, 51)

Chen R. y Milovanovic N.

A computational study into the effect of exhaust gas recycling on homogeneous charge compression ignition combustion in internal combustion engines fuelled with methane.

International Journal of Thermal Sciences, Vol. 41, pp. 805–813, 2002.

(citado en p. 21)

Christian V. R., Knopf F., Jaschek A. y Schindler W.

Eine neue Meßmethodik der Bosch-Zahl mit erhörter Empfindlichkeit.

MTZ Motortech, Vol. 54, pp. 16–22, 1993.

(citado en p. 89)

Costa M., Siano D., Allocca L., Montanaro A. y Bozza F.

Light duty diesel engine: optimization of performances, noxious emission and radiated noise.

SAE Paper 2009-32-0105, 2009.

(citado en pp. 16, 57)

de Oliveira P. R. L., Janssens K., Gajdatsy P., der Auweraer H. Van, Varoto P. S., Sas P. y Desmet W.

Active sound quality control of engine induced cavity noise.

Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 23 n° 2, pp. 476–488, 2009.

(citado en p. 58)

Dec J. E.

Advanced compression ignition engines understanding the in cylinder processes.

Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 32, pp. 2727–2742, 2009.

(citado en pp. 18, 43)

Decker M., Schmiechen P., Ropke K. y Guhmann Cl.

Optimization of Diesel engine noise.

Proceedings of 20th International Congress on Acoustics, ICA, 2010.

(citado en p. 51)

Desantes J. M., Payri R., García A. y Manin J.

Experimental study of biodiesel blends effects on diesel injection.

Energy & Fuels, Vol. 23, pp. 3227–3235, 2009.

(citado en p. 35)

Desantes J. M., Torregrosa A. J. y Broatch A.

Wavelet transform applied to combustion noise analysis in high-speed DI diesel engines.
SAE Paper 2001-01-1545, 2001. (citado en pp. 41, 49, 50, 52, 53)

Dijkstra R., Blasio G. Di, Boot M., Beatrice C. y Bertoli Cl.

Assessment of the effect of low cetane number fuels on a light duty CI engine: preliminary experimental characterization in PCCI operating condition.
SAE Paper 2011-24-0053, 2011. (citado en pp. 18, 36)

Diwakar R. y Singh S.

NO_x and soot reduction in diesel engine premixed charge compression ignition combustion: a computational investigation.

International Journal of Engine Research, Vol. 9 n° 3, pp. 195–214, 2008.
(citado en p. 17)

Dober G., Tullis S., Greeves G., Milovanovic N., Hardy M. y Zuelch S.

The impact of injection strategies on emissions reduction and power output of future diesel engines.

SAE Paper 2008-01-0941, 2008. (citado en p. 16)

Dong H., M. I. Andrew, N. A. Dennis, Zhen H. y V. B. Stanislav.

Attainment and load extension of high-efficiency premixed low-temperature combustion with diesel in a compression ignition engine.

Energy & Fuels, Vol. 24, pp. 3517–3525, 2010. (citado en pp. 32, 35, 47, 158)

Dorado M. P., Ballesteros E., Arnal J. M., Gómez J. y López F. J.

Exhaust emissions from a Diesel engine fueled with transesterified waste olive oil.

Fuel, Vol. 82 n° 11, pp. 1311–1315, 2003. (citado en p. 33)

Dronniou N., Lejeune M., Balloul I. y Higelin P.

Combination of high EGR rates and multiple injection strategies to reduce pollutant emissions.

SAE Paper 2005-01-3726, 2005. (citado en p. 24)

Durnholz M., Endres H. y Frisse P.

Preinjection a measure to optimize the emission behavior of DI-Diesel engine.

SAE Paper 940674, 1994. (citado en pp. 95, 135)

Echarte M. A.

Evaluación de la calidad sonora mediante parámetros psicoacústicos.

Universidad Pública de Navarra, 2010. (citado en pp. 60, 61)

Echarte Merico A.

Evaluación de la calidad sonora mediante parámetros psicoacústicos.

Proyecto, Universidad Pública de Navarra, 2010. (citado en p. 61)

Ellermeier W., Mader M. y Daniel P.

Scaling the unpleasantness of sounds according to the BTL model: ratio-scale representation and psychoacoustical analysis.

Acta Acustica United With Acustica, Vol. 90, pp. 101–107, 2004. (citado en pp. 60, 61)

Elnajjar E., Selim M. Y. E. y Omar F.

Comparison study of dual fuel engine performance and overall generated noise under different dual fuel types and engine parameters.

International Journal of Basic & Applied Sciences, Vol. 11 n° 3, 2011. (citado en p. 36)

Fastl H.

Psychoacoustics and Sound Quality.

Communication Acoustics, Blauert, 2005.

(citado en pp. 60, 63)

Flowers D. L., Aceves S. M. y Babajimopoulos A.

Effect of charge non-uniformity on heat release and emissions in PCCI engine combustion.

SAE Paper 2006-01-1363, 2006.

(citado en p. 28)

García Martínez A.

Estudio de los efectos de la post inyección sobre el proceso de combustión y la formación de hollín en motores diesel.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009.

(citado en p. 135)

García Oliver J. M.

El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa.

Reverté S. A., 2006.

(citado en p. 20)

Gatellier B., Ranini A. y Castagné M.

New developments of the NADITM concept to improve operating range, exhaust emissions and noise.

Oil & Gas Science and Technology, Vol. 61 n° 1, pp. 7–23, 2006.

(citado en pp. 28, 37)

Gautam K.

Is gasoline the best fuel for advanced diesel engines-fuel effects in “premixed-enough” compression ignition (CI) engines.

Shell Global Solutions (UK), 2009.

(citado en p. 160)

Gautam K., Leif H., Andrew H. y Bengt J.

Low- NO_x, low smoke operation of a diesel engine using premixed enough compression ignition effects of fuel autoignition quality, volatility and aromatic content.

Proceedings of THIESEL conference, 2010.

(citado en pp. 24, 27, 31, 32, 35, 36, 160)

Gautam K., Leif H. y Bengt J.

Low NO_x and low smoke operation of a diesel engine using gasoline like fuels.

Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the ASME, Vol. 132 n° 9, 2010.

(citado en pp. 24, 32, 35, 154, 160)

Genuit K.

Objective evaluation of acoustic quality based on a relative approach.

Noise Control Engineering Journal, pp. 3233–3238, 1996.

(citado en p. 59)

Genuit K.

The sound quality of vehicle interior noise: a challenge for the NVH-engineers.

International Journal Vehicle Noise Vibration, Vol. 1, pp. 158–168, 2004.

(citado en pp. 38, 58)

Ghaffarpour M. R. y Noorpoor A. R.

A numerical study of the use of pilot or split rate injection to reduce diesel engine noise.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering, Vol. 221 n° D4, pp. 457–464, 2007.

(citado en pp. 37, 40, 41)

Giakoumis E. G., Dimaratos A. M. y Rakopoulos C. D.

Experimental study of combustion noise radiation during transient turbocharged diesel engine operation.

Energy, Vol. 36 n° 8, pp. 4983–4995, 2011.

(citado en pp. 36, 41)

- Gill S. S., Tsolakis A., Dearn K. D. y Rodríguez-Fernández J.**
Combustion characteristics and emissions of Fischer-Tropsch diesel fuels in IC engines.
Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 37 n° 4, pp. 503–523, 2011.
(citado en pp. 38, 189)
- Graboski M. S. y McCormick R. L.**
Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines.
Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 24 n° 2, pp. 125–164, 1998.
(citado en p. 35)
- Han D., Ickes A. M., Bohac S. V., Huang Z. y Assanis D. N.**
Premixed low-temperature combustion of blends of diesel and gasoline in a high speed compression ignition engine.
Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 33 n° 2, pp. 3039–3046, 2011.
(citado en pp. 17, 128)
- Han M., Cho K., Sluder C. S. y Wagner R. M.**
Soybean and coconut biodiesel fuel effects on combustion characteristics in a light-duty diesel engine.
SAE Paper 2008-01-2501, 2008.
(citado en p. 188)
- Hanho Y., Mark S., Nebojsa M. y Stefan Z.**
Development of premixed low-temperature diesel combustion in a HSDI diesel engine.
SAE Paper 2008-01-0639, 2008.
(citado en pp. 128, 131)
- Hanson R., Splitter D. y Reitz R.**
Operating a heavy-duty direct-injection compression-ignition engine with gasoline for low emissions.
SAE Paper 2009-01-1442, 2009.
(citado en pp. 96, 144)
- Hardy W. L. y Reitz R. D.**
A study of the effects of high EGR, high equivalence ratio, and mixing time on emissions levels in a Heavy-Duty diesel engine for PCCI combustion.
SAE Paper 2006-01-0026, 2006.
(citado en pp. 20, 28)
- He J., Tang D., Ge J. y Liu S.**
Characteristic of combustion noise in a Non-road diesel engine fueled with bio-diesel.
Mechanic Automation and Control Engineering (MACE), pp. 7222–7225, 2011.
(citado en pp. 38, 39)
- Henein N. A., Kastury A., Natti K. y Bryzik W.**
Advanced low temperature combustion (ALTC): diesel engine performance, fuel economy and emissions.
SAE Paper 2008-01-0652, 2008.
(citado en p. 24)
- Heywood J. B.**
Internal combustion engine fundamentals.
McGraw-Hill Publishing.
(citado en p. 94)
- Horng-Wen W., Ren-Hung W., Dung-Je O., Ying-Chuan Ch. y Teng-yu Ch.**
Reduction of smoke and nitrogen oxides of a partial HCCI engine using premixed gasoline and ethanol with air.
Applied Energy, Vol. 88 n° 11, pp. 3882–3890, 2011.
(citado en p. 20)

Hountalas D. T., Mavropoulos G. C. y Binder K. B.

Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions.

Energy, Vol. 33 n° 2, pp. 272–283, 2008.

(citado en p. 20)

Huang Y., Zhou L., Wang S. y Liu S.

Study on the performance and emissions of a compression ignition engine fuelled with Fischer-Tropsch diesel fuel.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering, Vol. 220 n° D6, pp. 827–835, 2006.

(citado en pp. 34, 39, 185, 188)

Huang Z., Lu H., Jiang D., Zeng K., Liu B., Zhang J. y Wang X.

Performance and emissions of a compression ignition engine fueled with Diesel/Oxygenate blends for various fuel delivery advance angles.

Energy & Fuels, Vol. 19 n° 2, pp. 403–410, 2005.

(citado en p. 38)

Ickes A. M., Bohac S. V. y Assanis D. N.

Effect of 2-Ethylhexyl nitrate cetane improver on NO_x emissions from premixed low-temperature diesel combustion.

Energy & Fuels, Vol. 23, pp. 4943–4948, 2009.

(citado en p. 128)

Ihlenburg F.

The medium-frequency range in computational acoustics: practical and numerical aspects.

Journal of Computational Acoustics, Vol. 11 n° 2, pp. 175–193, 2003.

(citado en p. 40)

Janssen A., Muether M., Kolbeck A., Lamping M. y Pischinger S.

The impact of different biofuel components in diesel blends on engine efficiency and emission performance.

SAE Paper 2011-01-2119, 2011.

(citado en p. 39)

Jia M., Xie M., Wang T. y Peng Z.

The effect of injection timing and intake valve close timing on performance and emissions of diesel PCCI engine with a full engine cycle CFD simulation.

Applied Energy, Vol. 88, pp. 2967–2975, 2011.

(citado en p. 31)

Kalghatgi G. T., Risberg P. y Angström H-E.

Partially pre-mixed auto-ignition of gasoline to attain low smoke and low NO_x at high load in a compression ignition engine and comparison with a diesel fuel.

SAE Paper 2007-01-0006, 2007.

(citado en pp. 27, 32, 158)

Kamp H. y Spermann J.

New methods of evaluating and improving piston related noise in internal combustion engines.

SAE Paper 951238, 1995.

(citado en p. 44)

Kanda H., Okubo M. y Yonezawa T.

Analysis of noise source and their transfer paths in diesel engine.

SAE Paper 900014, 1990.

(citado en p. 45)

Kanda H., Okubo M. y Yonezawa T.

Analysis of noise sources and their transfer paths in diesel engines.

SAE Paper 1990-02-01, 1990.

(citado en p. 40)

Karra P., Veltman M. y Kong S-C.

Characteristics of engine emissions using biodiesel blends in low-temperature combustion regimess.

Energy & Fuels, Vol. 22 n° 6, pp. 3763–3770, 2008.

(citado en pp. 33, 34, 128)

Keeler B. y Shayler P. J.

Constraints on fuel injection and EGR strategies for diesel PCCI-Type combustion.
SAE Paper 2008-01-1327, 2008. (citado en pp. 20, 30, 38, 188)

Kegl B.

Influence of biodiesel on engine combustion and emission characteristics.
Applied Energy, Vol. 88 n° 5, pp. 1803–1812, 2011. (citado en pp. 38, 188)

Keiichi O., Kazutoshi M., Shiroh S. y Takeshi M.

Premixed compression ignition (PCI) combustion for simultaneous reduction of NO_x and soot in diesel engine.
SAE Paper 2004-01-1907, 2004. (citado en pp. 30, 37, 96)

Kerschgens B., Vanegas A.o y Pitsch H.

Numerical assessment of emission sources for a modified diesel engine running in PCCI mode on a mixture of gasoline and diesel.
SAE Paper 2011-24-0014, 2011. (citado en p. 32)

Khan M. S., Johansson O. y Sundback U.

Development of an annoyance index for heavy-duty diesel engine noise using multivariate analysis.
Noise Control Engineering Journal, Vol. 45 n° 4, pp. 157–167, 1997. (citado en pp. 59, 63)

Kim D. S. y Lee C. S.

Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooler EGR.
Fuel, Vol. 85 n° 5-6, pp. 695–704, 2006. (citado en p. 157)

Knecht W.

Diesel engine development in view of reduced emission standards.
Energy, Vol. 33 n° 2, pp. 264–271, 2008. (citado en p. 18)

Knop V., Kircher H., Jay S., Béard Ph., da Cruz A. Pires y Colin O.

Quantitative pollutant modelling: an essential prerequisite for diesel HCCI and LTC engine design.
Oil & Gas Science and Technology, Vol. 63 n° 4, pp. 495–515, 2008. (citado en pp. 28, 47)

Kumar M. Rakesh y Kumar A. Avinash.

Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion engine.
Applied Energy, Vol. 88 n° 4, pp. 1169–1180, 2011. (citado en pp. 21, 22)

Kumar M. Rakesh y Kumars A. Avinash.

Experimental investigation on the effect of intake air temperature and air-fuel ratio on cycle to cycle variations of HCCI combustion and performance parameters.
Applied Energy, Vol. 88 n° 4, pp. 1153–1163, 2011. (citado en p. 21)

Kyunghyun R.

The characteristics of performance and exhaust emissions of a diesel engine using a biodiesel with antioxidants.
Bioresource Technology, Vol. 101, pp. S78–S82, 2010. (citado en p. 34)

Lafon B., Antoni J., Sidahmed M. y Polac L.

The concept of cyclic sound intensity and its application to acoustical imaging.
Journal of Sound and Vibration, Vol. 330 n° 9, pp. 2107–2121, 2011. (citado en p. 40)

Laguitton O., Crua C., Cowell T., Heikal M. R. y Gold M. R.

The effect of compression ratio on exhaust emissions from a PCCI diesel engine.

Energy Conversion and Management, Vol. 48 n° 11, pp. 2918–2924, 2007.

(citado en p. 37)

Lalor N., Grover E. C. y Priede T.

Engine noise due to mechanical impacts on piston and bearings.

SAE Paper 800402, 1980.

(citado en p. 45)

Lapuerta M., Armas O., Ballesteros R. y Fernandez J.

Diesel emissions from biofuels derived from Spanish potential vegetable oils.

Fuel, Vol. 84 n° 6, pp. 773–780, 2005.

(citado en p. 184)

Lapuerta M., Armas O., Hernández J. J. y Tsolakis A.

Potential for reducing emissions in a diesel engine by fuelling with conventional biodiesel and Fischer-Tropsch diesel.

Fuel, Vol. 89 n° 10, pp. 3106–3113, 2010.

(citado en p. 34)

Lapuerta M., Armas O. y Rodríguez-Fernández J.

Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions.

Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 34 n° 2, pp. 198–223, 2007.

(citado en pp. 20, 34, 184, 186, 189)

Lee M., Bolton J. S. y Shu S.

Estimation of the combustion-related noise transfer matrix of a multi-cylinder diesel engine.

Measurement Science & Technology, Vol. 20 n° 1, pp. 015106, 2009.

(citado en pp. 44, 47)

Leif H., Bengt J., T. K. Gautam y J. H. Andrew.

Some effects of fuel autoignition quality and volatility in premixed compression ignition engines.

SAE Paper 2010-01-0607, 2010.

(citado en p. 35)

Leif H., Gautam K., Nigel T., Bengt J. y Andrew H.

Fuel octane effects in the partially premixed combustion regime in compression ignition engines.

SAE Paper 2009-01-2648, 2009.

(citado en pp. 27, 32, 35, 36)

Leung D. Y. C., Luo Y. y Chan T. L.

Optimization of exhaust emissions of a diesel engine fuelled with biodiesel.

Energy & Fuels, Vol. 20 n° 3, pp. 1015–1023, 2006.

(citado en p. 33)

Li W., Gu F., Ball A. D., Leung A. Y. T. y Phipps C. E.

A study of the noise from diesel engines using the independent component analysis.

Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 15 n° 6, pp. 1165–1184, 2001.

(citado en pp. 36, 48, 59)

Lilik G. K., Martin J. y Boehman A. L.

Advanced combustion operation in a compression ignition engine.

Energy & Fuels, Vol. 23 n° 1, pp. 143–150, 2009.

(citado en pp. 4, 28, 37, 117)

Lindstróm M. y Angstróm H-E.

A study of in-cylinder fuel spray formation and its influence on exhaust emissions using an optical diesel engine.

SAE Paper 2010-01-1498, 2010.

(citado en p. 136)

Liu B., Jia M. y Peng Z.

An investigation of multiple-injection strategy in a Diesel PCCI combustion engine.
SAE Paper 2004-01-1134, 2010. (citado en p. 29)

Liu H., Yao M., Zhang B. y Zheng Z.

Influence of fuel and operating conditions on combustion characteristics of a homogeneous charge compression ignition engine.
Energy & Fuels, Vol. 23 n° SI, pp. 1422–1430, 2009. (citado en p. 30)

Lu X., Han D. y Huang Z.

Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes.
Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 37 n° 6, pp. 741–783, 2011. (citado en p. 160)

Lu X. C., Ma J. J., Ji L. B. y Huang Z.

Effects of premixed n-heptane from the intake port on the combustion characteristics and emissions of biodiesel-fuelled engines.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 222 n° 2, pp. 1001–1009, 2008. (citado en p. 188)

Luján J. M., Bermúdez V., Tormos B. y Pla B.

Comparative analysis of a DI diesel engine fuelled with biodiesel blends during the European MVEG-A cycle: performance and emissions (II).
Biomass and Bioenergy, Vol. 33 n° 6-7, pp. 948–956, 2009. (citado en p. 34)

Luján J. M., Tormos B., Salvador F. J. y Gargar K.

Comparative analysis of a DI diesel engine fuelled with biodiesel blends during the European MVEG-A cycle: preliminary study (I).
Biomass and Bioenergy, Vol. 33 n° 6-7, pp. 941–947, 2009. (citado en p. 34)

Maetani Y., Niihura T., Suzuki S., Arai S. y Okamura H.

Analysis and reduction of engine front noise induced by the vibration of the crankshaft system.
SAE Paper 931336, 1993. (citado en p. 45)

Maiboom A., Tauzia X. y Hetet J-F.

Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine.
Energy, Vol. 33 n° 1, pp. 22–34, 2008. (citado en pp. 20, 24)

Manente V., Johansson B. y Tunestal P.

Partially premixed combustion at high load using gasoline and ethanol, a comparison with diesel.
SAE Paper 2009-01-0944, 2009. (citado en p. 24)

Marant V.

Contribución al análisis de la calidad sonora del ruido de combustión de los motores diesel de inyección directa.
Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2005. (citado en pp. 43, 50, 53, 57)

March J., Strong G., Gregory S. y Redlers B.

Achieving diesel vehicle appeal part 1: vehicle NVH perspective.
SAE Paper 2005-01-2484, 2005. (citado en p. 37)

McCormick R. L., Ross J. D. y Graboski M. S.

Effect of several oxygenates on regulated emissions from Heavy-Duty diesel engines.
Environmental Science & Technology, Vol. 31 n° 4, pp. 1144–1150, 1997.

(citado en pp. 33, 185)

Millo F., Bianco A., Grange T. y Voicu I.

The effects of neat biodiesel usage on performance and exhaust emissions from a small displacement passenger car diesel engine.

SAE Paper 2010-01-1515, 2010.

(citado en p. 200)

Monelletta L.

Contribution to the study of combustion noise of automotive diesel engines.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2010.

(citado en pp. 55, 57, 62, 104, 147, 194)

Moser F. X., Spessert B. y Haller H.

Possibilities of noise reduction in commercial and industrial diesel engines.

Proceeding of AVL Conference on Engine and Environment, pp. 349–370, 1996.

(citado en p. 45)

Muncrief R. L., Rooks C. W., Cruz M. y Harold M. P.

Combining biodiesel and exhaust gas recirculation for reduction in NO_x and particulate emissions.

Energy & Fuels, Vol. 22 n° 2, pp. 1285–1296, 2008.

(citado en p. 4)

Murata Y., Kusaka J., Daisho Y., Kawano D., Suzuki H., Ishii H. y Goto Y.

Miller-PCCI combustion in an HSDI diesel engine with VVT.

SAE Paper 2008-01-0644, 2008.

(citado en p. 24)

Murata Y., Kusaka J., Odaka M., Daisho Y., Kawano D., Suzuki H., Ishii H. y Goto Y.

Emissions suppression mechanism of premixed diesel combustion with variable valve timing.

International Journal of Engine Research, Vol. 8 n° 5, pp. 415–428, 2007.

(citado en p. 28)

Murata Y., Nishio Y., Kusaka J., Daisho Y., Kawano D., Suzuki H., Ishii H. y Goto Y.

Numerical analysis of miller-premixed charge compression ignition combustion on a dynamic phi-T map.

International Journal of Engine Research, Vol. 11 n° 2, pp. 89–98, 2010.

(citado en p. 28)

Murillo S., Míguez J. L., Porteiro J. y Granada E.

Performance and exhaust emissions in the use of biodiesel in outboard diesel engines.

Fuel, Vol. 86 n° 12-13, pp. 1765–1771, 2007.

(citado en p. 33)

Murugesan A., Umarani C., Subramanian R. y N.Nedunchezian.

Bio-diesel as an alternative fuel for diesel engines - A review.

Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 13 n° 3, pp. 653–662, 2009.

(citado en pp. 33, 34, 35)

Mustafa C.

Combustion characteristics of a turbocharged DI compression ignition engine fueled with petroleum diesel fuels and biodiesel.

Bioresource Technology, Vol. 98 n° 6, pp. 1167–1175, 2007.

(citado en pp. 33, 34, 188)

Naoto H., Ken T., Sung-Sub K., Takuji I. y Masahiro S.

The effects of injection conditions and combustion chamber geometry on performance and emissions of DI-PCCI operation in a diesel engine.

SAE Paper 2007-01-1874, 2007.

(citado en pp. 29, 94)

Neely G. D., Sasaki S. y Leet J. A.

Experimental investigation of PCCI-DI combustion on emissions in a Light-Duty Diesel engine.

SAE Paper 2004-01-0121, 2004.

(citado en p. 96)

Novella Rosa R.

Estudio de la influencia de los ciclos Atkinson y Miller sobre el proceso de combustión y la formación de emisiones contaminantes en un motor Diesel.

Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, 2009.

(citado en p. 20)

Nurun N. Nd., Shamim A. Md. y Md. Z. S. Mhia.

Improvement of engine emissions with conventional diesel fuel and diesel-biodiesel blends.

Bioresource Technology, Vol. 97 n° 3, pp. 372–378, 1996.

(citado en p. 33)

Odaka M., Suzuki H., Koike N. e Ishii H.

Search for optimizing control method of homogeneous charge diesel combustion.

SAE Paper 1999-01-0184, 1999.

(citado en p. 23)

Ogawa H., Li T. y Miyamoto N.

Characteristics of low temperature and low oxygen diesel combustion with ultra-high exhaust gas recirculation.

MTZ Motortech, Vol. 8 n° 4, pp. 365–378, 2007.

(citado en p. 94)

Ojeda W., Zoldak P., Espinosa R. y Kumar R.

Development of a fuel injection strategy for partially premixed compression ignition combustion.

SAE Paper 2009-01-1527, 2009.

(citado en pp. 28, 37, 96)

Okude K., Mori K., Shiino S., Yamada K. y Matsumoto Y.

Effects of multiple injections on diesel emission and combustion characteristics.

SAE Paper 2007-01-4178, 2007.

(citado en pp. 144, 146)

Osses A. y Espinoza V.

Ponderación Psicoacústica en Frecuencia y Amplitud para Señales de Audio digital.

2° Congreso Internacional de Acústica UNTREF, 2010.

(citado en p. 60)

Payri F., Broatch A., Margot X. y Monelletta L.

Sound quality assessment of Diesel combustion noise using in-cylinder pressure components.

Measurement Science & Technology, Vol. 20 n° 1, pp. 015107, 2009.

(citado en pp. 55, 56, 90, 106, 175)

Payri F., Broatch A., Tormos B. y Marant V.

New methodology for in-cylinder pressure analysis in direct injection diesel engines application to combustion.

Measurement Science & Technology, Vol. 16 n° 2, pp. 540–547, 2005.

(citado en pp. 53, 175)

Payri F., Torregrosa A. J., Broatch A. y Monelletta L.

Assessment of Diesel combustion noise overall level in transient operation.

International Journal of Automotive Technology, Vol. 10 n° 6, pp. 761–769, 2009.

(citado en p. 47)

Payri, F. y Desantes J. M.

Motores de Combustión Interna Alternativos.
Editorial Reverte, Editorial UPV, 2012.

(citado en p. 20)

Pesant L., Fori L. y Jeuland N.

Effect of fuel characteristics on the performances and emissions of an early-injection LTC / diesel engine.
SAE Paper 2008-01-2408, 2008.

(citado en p. 30)

Pinero G., Gonzalez A. y de Diego M.

Time-Frequency analysis applied to psychoacoustic evaluation of car engine noise quality.
IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, pp. 3844–3847, 2002.

(citado en pp. 48, 58, 63)

Piperel A., Pidol L., Noel L. y Jeuland N.

Influence of Fischer Tropsch incorporation on engine outputs and performances of a modern diesel engine with standard and optimized settings.
SAE Paper 2011-24-0114, 2011.

(citado en p. 40)

Poirson E., Petiot J-F. y Richard F.

A method for perceptual evaluation of products by naive subjects: application to car engine sounds.

International Journal of Industrial Ergonomics, Vol. 40 n° 5, pp. 504–516, 2011.

(citado en p. 58)

Pruvost L., Leclere Q. y Parizet E.

Mechanical Systems and Signal Processing.

Diesel engine combustion and mechanical noise separation using an improved spectrofilter, Vol. 23 n° 7, pp. 2072–2087, 2009.

(citado en p. 58)

Rakopoulos C. D., Antonopoulos K. A., Rakopoulos D. C., Hountalas D. T. y Giakoumis E. G.

Comparative performance and emissions study of a direct injection Diesel engine using blends of Diesel fuel with vegetable oils or bio-diesels of various origins.

Energy Conversion and Management, Vol. 47 n° 18-19, pp. 3272–3287, 2006.

(citado en p. 188)

Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G. y Rakopoulos D.C.

Study of turbocharged diesel engine operation, pollutant emissions and combustion noise radiation during starting with bio-diesel or n-butanol diesel fuel blends.

Applied Energy, Vol. 88 n° 11, pp. 3905–3916, 2011.

(citado en pp. 36, 40, 47)

Redel-Macías M. D., Pinzi S., Leiva D., Cubero-Atienza A. J. y Dorado M. P.

Air and noise pollution of a diesel engine fueled with olive pomace oil methyl ester and petrodiesel blends.

Fuel, 2011.

(citado en pp. 36, 38)

Rentz P. E. y Pope D. P.

Description and control of motor vehicle noise sources.

BBN Report NCHRP, Vol. 2, pp. 3–7, 1974.

(citado en p. 44)

Richmond J. W. y Parker D. A.

The quantification and reduction of piston slap noise.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 201 n° D4, pp. 235–244, 1987.

(citado en p. 44)

Richmond J. W. y Parker D. A.

Experimental characterization of engine crankshaft rumble noise signature.
Applied Acoustics, Vol. 60 n° 1, pp. 45–62, 2000. (citado en p. 45)

Rodríguez Fernández J.

Estudio Bibliográfico y Experimental de las Emisiones y Prestaciones de un Motor Trabajando con Biodiesel.
Ediciones de la Universidad de Castilla la Mancha, 2008. (citado en p. 97)

Rohrle M. D.

Affecting diesel engine noise by the piston.
SAE Paper 750799, 1975. (citado en p. 44)

Ruan D. F., Cheng W. L. y Lee C. F.

Comparison of performance and combustion characteristics of diesel fuel and vegetable oils in DI diesel engine.
SAE Paper 2008-01-1639, 2008. (citado en p. 39)

Russel M. F. y Haworth R.

Combustion noise from high speed direct injection diesel engines.
SAE Paper 850973, 1985. (citado en p. 43)

Russell M. F. y Haworth R.

Combustion noise from high speed direct injection diesel engines.
SAE Paper 850973, 1985. (citado en p. 46)

Russell M. F. y Haworth R.

Combustion noise from high speed direct injection Diesel engines.
SAE Paper 850973, 1985. (citado en p. 46)

Saad A. A. A. y El-Sebai N. A.

Combustion noise prediction inside diesel engine.
SAE Paper 1999-01-1774, 1999. (citado en p. 40)

Sahin Z.

Experimental and theoretical investigation of the effects of gasoline blends on single-cylinder diesel engine performance and exhaust emissions.
Energy & Fuels, Vol. 22 n° 5, pp. 3201–3212, 2008. (citado en pp. 32, 35)

Sakai A., Takeyama H., Ogawa H. y Miyamoto N.

Improvements in premixed charge compression ignition combustion and emissions with lower distillation temperature fuels.
International Journal of Engine Research, Vol. 6, pp. 433–442, 2005. (citado en p. 28)

Scarpati J., Wlkström A., Jönsoon O., Glav R., Händel P. y Hjalmarsoson H.

Prediction of engine noise using parameterized combustion pressure curves.
SAE Paper 2007-01-2373, 2007. (citado en pp. 41, 43)

**Schatzberger T., Eichlseder H., Fuchs C., Klell M., Schutting E. y Kammerdie-
ner T.**

Homogeneous diesel combustion process for low emissions.
11th European Automotive Congress, EAEC, 2007. (citado en p. 38)

Schmillen K. y wolschendorf J.

Cycle-to-cycle variations of combustion noise in Diesel engines.
SAE Paper 890129, 1989. (citado en p. 54)

Schumacher L. G., Borgelt S. C., Fosseen D., Goetz W. y Hires W. G.

Heavy-duty engine exhaust emission tests using methyl ester soybean oil/diesel fuel blends.
Bioresource Technology, Vol. 57 n° 1, pp. 31–36, 1996. (citado en pp. 4, 33)

Sellerbeck P., Nettelbeck C., Heinrichs R. y Abels T.

Improving diesel sound quality on engine level and vehicle level a holistic approach.
SAE Paper 2007-01-2372, 2007. (citado en pp. 37, 46, 50)

Senatore A., Cardone M. y Buono D.

Combustion study of a common rail diesel engine optimized to be fueled with biodiesell.
Energy & Fuels, Vol. 22 n° 3, pp. 1405–1410, 2008. (citado en p. 33)

Shahid E. M. y Jamal Y.

A review of biodiesel as vehicular fuel.
Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 12, pp. 2484–2494, 2008.
(citado en p. 33)

Shanjin W., Christophe Ch. y Fabrice G.

Optimization of combustion noise of modern diesel engines for passenger cars.
SAE Paper 2007-01-2379, 2007. (citado en pp. 37, 47)

Shaohua Z., Wyszynski M. L., Megaritis A., Yap D. y Xu H.

Experimental investigation into HCCI combustion using gasoline and diesel blended fuels.
SAE Paper 2005-01-3733, 2005. (citado en p. 35)

Shi L., Deng K. y Cui Y.

Study of diesel fuelled homogeneous charge compression ignition combustion by in cylinder early fuel injection and negative valve overlap.
J. Automobile Engineering, Vol. 219 n° 10D, pp. 1193–1201, 2005. (citado en p. 28)

Shi S. y Rolf R. D.

Optimization of a heavy-duty compression-ignition engine fueled with diesel and gasoline-like fuels.
Fuel, Vol. 89 n° 11, pp. 3416–3430, 2010. (citado en pp. 35, 36, 154, 160)

Siano D. y Bozza F.

Combustion noise prediction in a small Diesel engine finalized to the optimization of the fuel injection strategy.
SAE Paper 2009-01-2077, 2009. (citado en p. 57)

Stanglmaier R. H., Ryan T. W. y Mehta D.

Fuel introduction strategies for pre-mixed compression-ignition combustion.
1st IFP International Congress on New Generation of Engine Combustion Processes for the Future Location, pp. 69–76, 2002. (citado en p. 127)

Stankovic L. J. y BoKhme J. F.

Time–frequency analysis of multiple resonances in combustion engine signals.
Signal Processing, Vol. 79 n° 1, pp. 15–28, 1999. (citado en pp. 51, 52, 53)

Strahle W. C.

Combustion noise.
Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 4 n° 3, pp. 157–176, 1978.
(citado en p. 42)

Suh H. K.

Investigations of multiple injection strategies for the improvement of combustion and exhaust emissions characteristics in a low compression ratio (CR) engine.

Applied Energy, Vol. 88 n° 12, pp. 8865–8870, 2011. (citado en pp. 17, 18)

Suh I. S. y Lyon R. H.

And investigation of valve train noise for the sound quality of I.C. engines.

SAE Paper 1999-01-1711, 1999. (citado en p. 44)

Sun J., Caton J. A. y Jacobs T. J.

Oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fuelled diesel engines.

Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 36 n° 6, pp. 677–695, 2010. (citado en p. 35)

Suyin G., Hoon K. N. y Kar M. P.

Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: implementation and effects on pollutants in direct injection diesel engines.

Applied Energy, Vol. 88 n° 3, pp. 559–567, 2011. (citado en pp. 16, 20, 24, 27, 28, 137)

Suzuki H., Koike N. y Odaka M.

Exhaust purification of diesel engines by homogeneous charge with compression ignition, Part I: Analysis of combustion phenomena and NO_x formation by numerical simulation with experiment.

SAE Paper 970315, 1997. (citado en p. 23)

Suzuki H., Koike N. y Odaka M.

Exhaust purification of diesel engines by homogeneous charge with compression ignition, Part I: Experimental investigation of combustion and exhaust emission behaviour under pre-mixed homogeneous charge compression ignition method.

SAE Paper 970313, 1997. (citado en p. 23)

Tabuchi T., Fujitani N. y Makini N.

Recent technology to improve engine combustion noise and exhaust emission by optimizing fuel injection system.

SAE Paper 951791, 1995. (citado en p. 44)

Thien G. E.

Elements reducing the sound emission of I.C. engine of conventional design.

SAE Paper 790506, 1979. (citado en p. 44)

Thivant M., Cloix A., Clerc C., Blairon N. y Braguy C.

Boundary element energy method: an efficient tool for acoustic computation.

10eme Congres Français d'Acoustique, 2010. (citado en p. 45)

Thompson L. L.

A review of finite-element methods for time-harmonic acoustics.

Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 119 n° 3, pp. 1315–1330, 2006. (citado en p. 96)

Tiegang F., E. C. Robert, fon F. L. Chia y A W. Robert.

Effects of injection angles on combustion processes using multiple injection strategies in an HSDI diesel engine.

Fuel, Vol. 87 n° 15-16, pp. 3232–3239, 2008. (citado en pp. 27, 28)

Tiegang F., E. C. Robert, fon F. L. Chia y A W. Robert.

Air-fuel mixing and combustion in a small-bore direct injection optically accessible diesel engine using a retarded single injection strategy.

Fuel, Vol. 88 n° 11, pp. 2074–2082, 2009.

(citado en pp. 24, 117, 120)

Tiegang F., E. C. Robert, fon F. L. Chia y A W. Robert.

Influence of injection parameters on the transition from PCCI combustion to diffusion combustion in a small-bore HSDI diesel engine.

International Journal of Automotive Technology, Vol. 10 n° 3, pp. 285–295, 2009.

(citado en pp. 27, 28)

Tiegang F., Yuan-Chung L., Tien M. F. y Chia-Fon L.

Reducing NO_x emissions from a biodiesel-fueled engine by use of low-temperature combustion.

Environmental Science & Technology, Vol. 42 n° 23, pp. 8865–8870, 2009.

(citado en p. 24)

Timothy J., Stanislav B., Dennis A. y Patrick S.

Lean and rich premixed compression ignition combustion in a light-duty diesel engine.

SAE Paper 2005-01-0166, 2005.

(citado en pp. 47, 116)

Tomohiro K., Takazo H., Tatsuya U., Jyunichi H., Naoto K. y Hiroshi S.

PCCI operation with early injection of conventional diesel fuel.

SAE Paper 2005-01-0378, 2005.

(citado en p. 131)

Tormos B., Novella R., García A. y Gargar K.

Comprehensive study of biodiesel fuel for HSDI engines in conventional and low temperature combustion conditions.

Renewable Energy, Vol. 35 n° 2, pp. 368–378, 2010.

(citado en pp. 33, 38)

Torregrosa A. J., Broatch A., Margot X., Marant V. y Beauge Y.

Combustion chamber resonances in direct injection automotive diesel engines: a numerical approach.

International Journal Engine Research, Vol. 5 n° 1, pp. 83–91, 2004.

(citado en pp. 54, 56, 121)

Torregrosa A. J., Broatch A., Martín J. y Monelletta L.

Combustion noise level assessment in direct injection Diesel engines by means of in-cylinder pressure components.

Measurement Science & Technology, Vol. 18 n° 7, pp. 2131–2142, 2007.

(citado en pp. 46, 47, 55, 56, 90, 103, 106)

Torres M., Jimenez-Espadafor F., Carvajal E. y Becerra J. A.

Predictive modeling of a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine with EGR fueled with diesel.

Energy & Fuels, Vol. 23, pp. 5383–5393, 2009.

(citado en p. 37)

Torres M., Jiménez-Espadafor F. J. y Sánchez T.

Experimental study of the performances of a modified diesel engine operating in homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion mode versus the original diesel combustion mode.

Energy, Vol. 34 n° 2, pp. 159–171, 2009.

(citado en pp. 17, 30)

Torres M., Jiménez-Espadafor F. J. y Sánchez T.

Combustion characteristics, emissions and heat release rate analysis of a homogeneous charge compression ignition engine with exhaust gas recirculation fuelled with diesel.

Energy & Fuels, Vol. 23, pp. 2396–2404, 2009. (citado en p. 29)

Tree D. R. y Svensson K. I.

Soot processes in compression ignition engines.

Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 33 n° 3, pp. 272–309, 2007.

(citado en p. 30)

Tsolakis A. y Megaritis A.

Partially premixed charge compression ignition engine with on-board H₂ production by exhaust gas fuel reforming of diesel and biodiesel.

International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 30 n° 7, pp. 731–745, 2005.

(citado en p. 20)

Tsolakis A., Megaritis A., Wyszynski M. L. y Theinnoi K.

Engine performance and emissions of a diesel engine operating on diesel-RME (rapeseed methyl ester) blends with EGR (exhaust gas recirculation).

Energy, Vol. 32, pp. 8865–8870, 2007.

(citado en p. 188)

Tsolakis A., Megaritis A. y Yap D.

Application of exhaust gas fuel reforming in diesel and homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines fuelled with biofuels.

Energy, Vol. 33 n° 3, pp. 462–470, 2008.

(citado en p. 33)

Urs C., Katie V., Alain Ch., Moraal P. y Scholl D.

A Wavelet-Based combustion noise meter.

IEEE International Conference on Control Applications, pp. 262–267, 2006.

(citado en p. 49)

Valentino G., Corcione F., Iannuzzi S. y Serra S.

Effects of premixed low temperature combustion of fuel blends with high resistance to auto-ignition on performances and emissions in a high speed diesel engine.

SAE Paper 2011-24-0049, 2011.

(citado en pp. 32, 41, 43)

Veltman M., Karra P. y Kong S-C.

Effects of biodiesel blends on emissions in low temperature diesel combustion.

SAE Paper 2009-01-0485, 2009.

(citado en p. 34)

Vora K. C. y Ghosh B.

Vibration due to piston slap and combustion in gasoline and diesel engines.

SAE Paper 911060, 1991.

(citado en p. 44)

Wand W. G., Lyons D. W., Clark N. N., Gautam M. y Norton P. M.

Emissions from nine heavy trucks fueled by diesel and biodiesel blend without engine modification.

Environmental Science & Technology, Vol. 34 n° 6, pp. 933–939, 2000.

(citado en p. 184)

Weall A. y Collings N.

Investigation into partially premixed combustion in a Light-Duty Multi-Cylinder diesel engine fuelled with a mixture of gasoline and diesel.

SAE Paper 2007-01-4058, 2007.

(citado en pp. 24, 37)

Weall A. y Collings N.

Gasoline fuelled partially premixed compression ignition in a light duty multi cylinder engine: a study of low load and low speed operation.

SAE Paper 2009-01-1791, 2009.

(citado en p. 160)

Wimmer A. y Eichlseder H.

Potential of HCCI concepts for DI diesel engines.

Int. J. Vehicle Design, Vol. 41 n° 1-4, pp. 32–48, 2006.

(citado en pp. 25, 30, 37)

Win Z., Gakkhar R. P., Jain S. C. y Bhattacharya M.

Investigation of diesel engine operating and injection system parameters for low noise, emissions, and fuel consumption using Taguchi methods.

Proceedings of the Institutions of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering, Vol. 219 n° D10, pp. 1237–1251, 2005.

(citado en pp. 41, 94)

Wolf A. y Portal E.

Identification of diesel engine events from acoustic signals using independent component analysis and time-frequency analysis.

SAE Paper 2007-01-2278, 2007.

(citado en p. 51)

Xin H., P. D. Russell y Zongxuan S.

Late intake valve closing as an emissions control strategy at Tier 2 Bin 5 engine-out NO_x level.

SAE Paper 2008-01-0637, 2008.

(citado en p. 37)

Yao M., Zheng Z. y Liu H.

Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines.

Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 35 n° 5, pp. 398–437, 2009.

(citado en pp. 21, 27, 28, 30, 37)

Ying W., Wei L. y Longbao Z.

Advanced combustion operation in a single cylinder engine.

International Journal of Thermal Sciences, Vol. 49, pp. 1303–1308, 2010.

(citado en pp. 28, 125)

Yongcheng H., Longbao Z. y Keyu P.

Combustion characteristics of a direct-injection diesel engine fueled with Fischer-Tropsch diesel.

Frontiers of Energy and Power Engineering in China, Vol. 1 n° 2, pp. 239–244, 2007.

(citado en p. 189)

Yongcheng H., Shangxue W. y Longbao Z.

Effects of Fischer-Tropsch diesel fuel on combustion and emissions of direct injection diesel engine.

Frontiers of Energy and Power Engineering in China, Vol. 2 n° 3, pp. 261–267, 2007.

(citado en pp. 185, 188, 189)

Yoon S. H., Suh H. K. y Lee Ch. S.

Effect of spray and EGR rate on the combustion and emission characteristics of biodiesel fuel in a compression ignition engine.

Energy & Fuels, Vol. 23, pp. 1486–1493, 2009.

(citado en pp. 185, 186)

Yoshimitsu W., Yuji N., Akihiro Y., Noriyuki M., Jiro S. y Hajime F.

Controlling PCCI combustion with mixed fuel-application of flashing spray to early injection.

SAE Paper 2007-01-0624, 2007.

(citado en p. 29)

Yoshinaka T., Nakagome K. y Niimura K.

Emission characteristics of premixed lean diesel combustion with extremely early staged fuel injection.

SAE Paper 961163, 1996.

(citado en p. 27)

Yusuf A., A H. Milford e I L. Louis.

Emissions and power characteristics of diesel engines on methyl soyate and diesel fuel blends.

Bioresource Technology, Vol. 52 n° 2, pp. 185–195, 1995.

(citado en p. 34)

Zhang X., Su W. y Pei Y.

Mixing-enhanced combustion in the circumstances of diluted combustion in direct-injection diesel engines.

SAE Paper 2008-01-0009, 2008.

(citado en pp. 20, 152)

Zhang X., Su W. y Pei Y.

Mixing-enhanced combustion in the circumstances of diluted combustion in direct-injection diesel engines.

SAE Paper 2008-01-0009, 2008.

(citado en p. 128)

Zhaolei Z. y Mingfa Y.

Mechanism of oxygen concentration effects on combustion process and emissions of diesel engine.

Energy & Fuels, Vol. 23, pp. 5835–5845, 2009.

(citado en pp. 117, 120)

Zheng G. T. y Leung A. Y. T.

Internal combustion engine noise analysis with time-frequency distribution.

Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, pp. 645–649, 2002.

(citado en pp. 43, 49)

Zheng M., Mulenga M. C., Reader G. T., Wang M. y Ting D. S-K.

Influence of biodiesel fuel on diesel engine performance and emissions in low temperature combustion.

SAE Paper 2006-01-3281, 2006.

(citado en p. 186)

Zwicker E. y Fastl H.

Psychoacoustics - facts and models.

Second updated edition Springer.

(citado en p. 60)