

Modelo de mecánica de fluidos computacional para el estudio de la combustión en un motor diesel de cuatro tiempos



María Isabel Lamas-Galdo
Carlos Gervasio Rodríguez-Vidal
Juan de Dios Rodríguez-García

Doctora Ingeniera Industrial
Licenciado en Máquinas Navales e
Ingeniero Técnico Naval
Doctor Ingeniero Industrial

Universidad de la Coruña. Escuela Universitaria Politécnica. Avda. 19 de Febrero, s/n –
15405 Ferrol (A Coruña). Tfno: +34 981 337400. isabellamas@udc.es

Recibido: 23/04/2012 • Aceptado: 09/07/2012

DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/5026>

COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS MODEL TO STUDY THE COMBUSTION PROCESS IN A FOUR-STROKE DIESEL ENGINE

ABSTRACT

- The aim of this paper is to carry out a computational fluid dynamics (CFD) analysis to simulate the combustion process in a four-stroke diesel engine, the MAN D2840LE V10. The pressure, velocity and concentration of chemical species were obtained, as well as the emissions. For the purpose, the commercial software Ansys Fluent was employed. In order to validate this work, numerical results were compared with experimental ones. The aim of future works is to use this numerical procedure to optimize the performance and reduce the emissions of the new engine designs.
- **Keywords:** internal combustion engine, computational fluid dynamics (CFD), combustion, emissions.

RESUMEN

El objetivo del presente artículo es llevar a cabo un análisis de mecánica de fluidos computacional (CFD) para simular el proceso de combustión en un motor diesel de cuatro tiempos, el MAN D2840LE V10. Se han obtenido numéricamente los campos de presión, temperatura y fracciones másicas de las especies químicas intervinientes, así como las emisiones producidas por este motor. Para ello, se ha utilizado el software comercial *ANSYS Fluent*.

Con el fin de validar este trabajo, se han comparado los resultados obtenidos con datos experimentales. En proyectos futuros, el propósito es utilizar este procedimiento numérico para optimizar el funcionamiento y reducir las emisiones contaminantes de los nuevos diseños de motores.

Palabras clave: motor de combustión interna, mecánica de fluidos computacional (CFD), combustión, emisiones.

1. INTRODUCCIÓN

Durante la evolución de los motores de combustión interna los objetivos han cambiado con el paso de los años. En un principio, primera mitad del siglo XX, la atención se centraba en la producción de elevada potencia, sin darle excesiva importancia al consumo ni a la emisión de contaminantes. Sin embargo, esta tendencia ha cambiado completamente en la época actual, siendo el consumo y emisiones los objetivos primordiales a la hora de diseñar un nuevo modelo de motor. Los requerimientos legislativos son cada vez más exigentes debido a que hay emisiones que son seriamente perjudiciales para el ser humano y el medio ambiente, tales como el monóxido de carbono, hidrocarburos, óxidos de nitrógeno, etc.

Para reducir tanto la emisión de contaminantes como el consumo, es de primordial importancia conocer el proceso de combustión. El inconveniente es que éste es un fenómeno

muy complejo que envuelve múltiples disciplinas tales como mecánica de fluidos, transferencia de calor, cinética química, termodinámica, turbulencia, etc., por lo que el estudio de la combustión se ha tratado tradicionalmente a un nivel demasiado matemático y teórico. Sin embargo, actualmente esta situación está cambiando debido al desarrollo de las técnicas de CFD¹, lo cual ha facilitado en gran medida el estudio del proceso de combustión. Los análisis CFD son muy útiles para complementar las tradicionales pruebas y experimentación, proporcionando información adicional que no puede ser estudiada experimentalmente por tener costes muy elevados o por imposibilidad técnica.

Cada vez son más los programas informáticos que implementan el tratamiento de la combustión entre sus opciones. De entre todos ellos, para el presente trabajo se ha elegido el programa comercial *Ansys Fluent*. Ejemplos de trabajos de combustión utilizando este software son los de Liu *et al.* (2009) aplicado a calcinación de suspensión de gas, los de Biagioli *et al.* (2008) y Pandey *et al.* (2010) aplicados a quemadores industriales y el de Copete *et al.* (2008) aplicado a una cámara de combustión. En cuanto a motores diesel, Kongre y Sunnapwar (2010) emplearon el software *Fluent* para estudiar el proceso de combustión, aunque sin obtener las emisiones producidas. Otros trabajos de combustión en motores con otros programas son los de Djavahreshkian y Ghasemi (2009), Peng *et al.* (2011) y Reitz y Rutland (1995). Asimismo, en la literatura también se pueden encontrar estudios mediante elementos finitos de los esfuerzos térmico-estructurales que resultan del proceso de combustión, Lostado-Lorza y Villanueva-Roldán (2012); Liu y Retz (1998). Sin embargo, dada la gran utilidad que aportan los métodos numéricos para reducir las emisiones producidas por los motores, es importante que se continúen haciendo análisis de CFD con el fin de analizar totalmente las ventajas e inconvenientes y con ello poder implementarlo completamente en el campo del diseño. Este trabajo aporta un análisis CFD del proceso de combustión en el motor MAN D2840LE V10. El objetivo en trabajos futuros es utilizar este modelo para mejorar los nuevos diseños de motores, estudiando aspectos tales como el diseño de la cámara de combustión, sistema de inyección, condiciones de funcionamiento, etc, los cuales influyen notablemente en el proceso de combustión y por tanto en las emisiones contaminantes.

2. MATERIAL Y MÉTODOS

2.1. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Una fotografía del motor estudiado en el presente trabajo se muestra en la Fig. 1, y las principales especificaciones

técnicas se resumen en la Tabla 1. Se trata de un motor diesel de cuatro tiempos, sobrealimentado y de inyección directa. Consta de 10 cilindros en V dispuestos a 90°, con una cilindrada unitaria de 1827 cm³/cilindro. El presente estudio se ha realizado con el motor funcionando como generador eléctrico a plena carga, desarrollando una potencia de 320 kW a un régimen de 1500 rpm y con un consumo específico de 197 g/kWh.



Figura 1: Motor MAN D2840LE estudiado en el presente trabajo

Parámetro	Valor
Potencia (kW)	320
Velocidad del motor (rpm)	1500
Número de cilindros	10
Cilindrada (cm ³)	18270
Diámetro del cilindro (mm)	128
Carrera (mm)	142
Relación de compresión	13,5:1
Consumo (g/kWh)	197
Presión de inyección (bar)	220
Número de orificios de inyección	4

Tabla 1: Especificaciones del motor a plena carga

2.2. FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DE CUATRO TIEMPOS Y PROCESO DE COMBUSTIÓN

Antes de proceder con la descripción de los cálculos realizados, para situar al lector en el tema es conveniente explicar el ciclo de funcionamiento de los motores diesel de cuatro tiempos de *inyección directa*, así como el proceso de

¹ El término CFD proviene de las siglas en inglés "computational fluid dynamics", lo cual se traduce al castellano como mecánica de fluidos computacional. Esta metodología se basa en establecer una división del dominio de cálculo, considerado como continuo en la mecánica de fluidos clásica, en elementos discretos en los que se resuelven las ecuaciones gobernantes mediante métodos numéricos.

combustión. El ciclo se inicia en la carrera de aspiración, Fig. 2 (a), que comienza en el PMS (*punto muerto superior*), introduciéndose por la válvula de admisión aire en el interior de los cilindros a medida que el pistón desciende (nótese que las flechas de la figura indican el movimiento del pistón). Posteriormente, una vez que el pistón alcanza el PMI (*punto muerto inferior*), tiene lugar la carrera de compresión, Fig. 2 (b). La válvula de admisión se cierra y el pistón, en su movimiento ascendente, comprime el aire haciendo que la presión y la temperatura se incrementen considerablemente. Instantes antes de que el pistón alcance el PMS, el combustible se inyecta en el interior del cilindro. El combustible se introduce en estado líquido a alta velocidad y alta presión para que atomice en gotas de pequeño tamaño que favorecen una rápida evaporación. Al evaporarse, las gotas de combustible se mezclan fácilmente con el aire e instantes después la mezcla se auto-inflama, dando lugar a la combustión, durante la cual la inyección de combustible continúa hasta que toda la cantidad se introduce en el cilindro. Debido a la alta presión que se origina tras la combustión, el pistón desciende en la carrera de potencia, Fig. 2 (c). Tras alcanzar el PMI, el pistón asciende de nuevo y tiene lugar la carrera de escape, Fig. 2 (d), durante la cual los productos de combustión son expulsados hacia el exterior. Finalmente, el pistón alcanza el PMS y el ciclo comienza de nuevo.

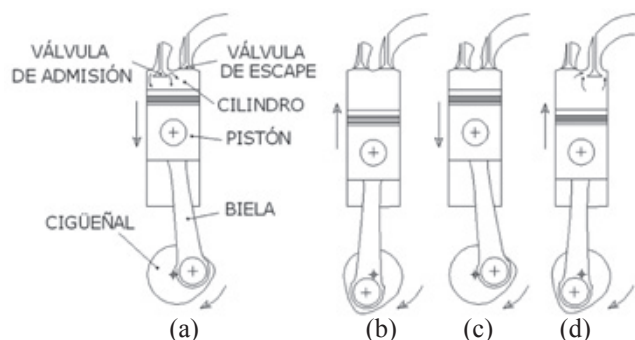


Figura 2: Fases del ciclo de cuatro tiempos. (a) Carrera de aspiración; (b) carrera de compresión; (c) carrera de potencia; (d) carrera de escape

En los motores diesel de inyección directa la cámara de combustión suele estar situada en un hueco mecanizado en la cabeza del pistón. Para el motor del presente trabajo, el pistón y la biela se muestran en la Fig. 3 (a) y la cabeza del pistón con la cámara de combustión en la Fig. 3 (b).

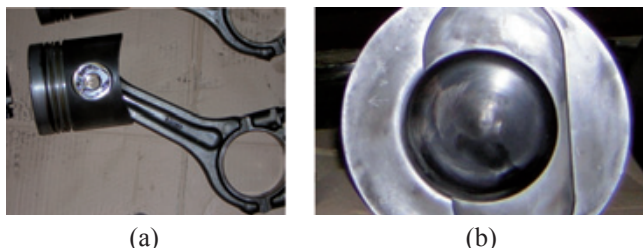


Figura 3: (a) Pistón y biela del motor MAN D2840LE V10. (b) Detalle de la cámara de combustión situada en la cabeza del pistón

El sistema de inyección se basa en un inyector Bosch DLLA 136 S 943 colocado en el centro de la cámara de combustión con cierta inclinación, tal y como se indica en la Fig. 4 (a). Este inyector consta de cuatro orificios por los que se inyecta el combustible, los cuales se indican en la Fig. 4 (b).

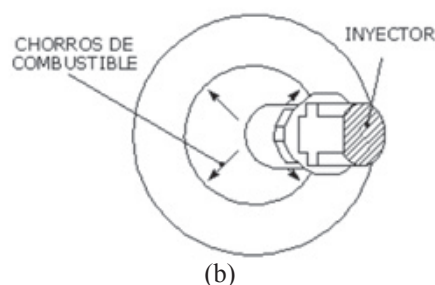
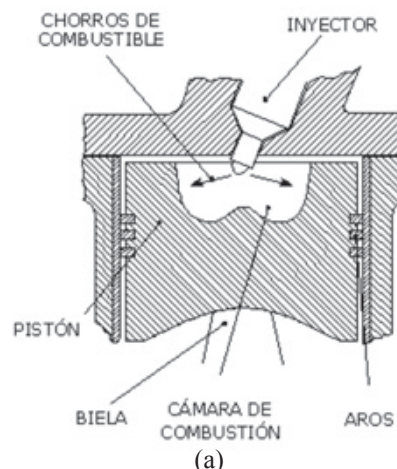


Figura 4: Inyector y cámara de combustión. (a) Sección en vista lateral; (b) vista en planta

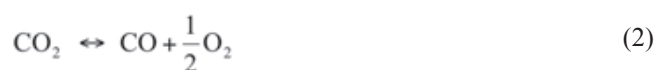
2.3. QUÍMICA DE LA COMBUSTIÓN

La combustión se define como un proceso de oxidación de combustible (en este caso gasóleo) en presencia de un oxidante (en este caso oxígeno), con ello transformando energía química en energía térmica. Las propiedades de los gasóleos son muy dependientes del proceso de refinado, que varía de un país a otro, de una refinería a otra y de los constituyentes y orígenes de la fuente del crudo. Para el presente estudio se ha asumido como fórmula equivalente el $C_{12}H_{23}$. A partir de la termodinámica elemental se sabe que, si este combustible se quemara en una reacción estequiométrica e ideal, se oxidaría con aire (compuesto volumétrica y molecularmente de una parte de oxígeno por cada 3,76 partes de nitrógeno) mediante la siguiente reacción:



Este proceso es relativamente simple de tratar puesto que tan sólo envuelve cinco especies químicas, $C_{12}H_{23}$, O_2 , N_2 ,

CO₂ y H₂O y cuatro elementos, C, H, O, N. Desgraciadamente, este mecanismo no es el que ocurre en la realidad puesto que, hasta para el caso los más simples hidrocarburos, ocurren lo que se llama reacciones de asociación y disociación y el proceso de combustión está gobernado por cientos de reacciones y decenas de especies químicas. Por ejemplo, dos reacciones de disociación típicas que ocurren a altas temperaturas y presiones son las siguientes:



Mediante otras reacciones de asociación y disociación también se forman hidrocarburos, óxidos de nitrógeno y otras especies químicas.

2.4. ECUACIONES GOBERNANTES

Actualmente no se dispone de medios computacionales para modelar los cientos de reacciones y decenas de especies químicas que se producen en el proceso de combustión. La solución por tanto está en simplificar la complejidad de la forma matemática que describe las transformaciones químicas, lo cual se explica a continuación.

En este motor, antes de tener lugar la inyección de combustible el cilindro está lleno de aire y a medida que se inyecta el combustible se va produciendo la combustión. Este caso se conoce con el nombre de combustión no premezclada (al contrario de la combustión premezclada, en la cual el combustible y el aire se mezclan a nivel molecular antes de producirse la ignición). Numéricamente, es muy habitual modelar el caso de combustión no premezclada como un proceso de mezcla, es decir, asumiendo que la combustión tiene lugar a medida en que se va produciendo la mezcla entre el aire y el combustible. En cuanto a la caracterización de las distintas especies químicas intervinientes, se ha admitido equilibrio químico (puesto que la química de las reacciones es lo suficientemente rápida para que dé tiempo a alcanzar el equilibrio²). Para las condiciones estudiadas, el número máximo de especies con las que puede operar *Fluent* es 33: C₁₂H₂₃, O₂, N₂, CO₂, H₂O, CO, C, CH₄, O, H, H₂, H₂O₂, N, OH, HO₂, HNO, HONO, C₂H₆, HCO, CHO, CH₂O, HCOOC, HNCO, NH₂, HNO₂, OC(OH)₂, HOCO, NNH, HNO₃, NH, O₃, C₂H₄ y CH₃OH.

Las ecuaciones gobernantes son las de conservación de masa, Ec. (4), cantidad de movimiento, Ec. (5), y energía, Ec. (6).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu}{\sigma} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial H}{\partial x_i} \right] + S_{rad} \quad (6)$$

En las ecuaciones anteriores, ρ es la densidad, τ_{ij} el tensor de tensiones viscosas, H la entalpía, μ la viscosidad, μ_t la viscosidad turbulenta, σ el número de *Prandtl*, σ_t el número de *Prandtl turbulento* y S_{rad} un término fuente de entalpía debido a la transferencia de calor por radiación. En el presente trabajo se ha utilizado el modelo de radiación P1. El término $\rho \overline{u_i' u_j'}$ representa las tensiones de Reynolds, que para este caso se han calculado utilizando el modelo de turbulencia $k-\epsilon$.

En cuanto a la caracterización de las diferentes especies, al utilizarse un procedimiento de modelización de combustión como un proceso de mezcla, la termoquímica se reduce a un parámetro: la fracción de mezcla. La fracción de mezcla, f , es la fracción másica local de elementos quemados y no quemados en la corriente de combustible (C, H, etc) en todas las especies (CO₂, H₂O, O₂, etc). Es decir, para la siguiente reacción química, en la que C representa el combustible, O el oxidante y P los productos:



la fracción de mezcla viene dada por:

$$f = \frac{\phi}{\phi + r} \quad (8)$$

y la ecuación de caracterización de la fracción de mezcla, f , es la siguiente:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i f) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\xi} \frac{\partial f}{\partial x_i} \right) \quad (9)$$

Siendo σ_ξ el número de *Schmidt turbulento*. Además de resolver la ecuación anterior para la fracción de mezclado, *Fluent* también resuelve una ecuación de conservación para la varianza de la fracción de mezclado, necesaria para tratar la interacción entre química y turbulencia. Una vez resueltas las ecuaciones gobernantes, la concentración de cada especie y la temperatura se deriva del campo de la fracción másica, su varianza y la entalpía aplicando el concepto de equilibrio químico.

Aparte de resolver las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento, energía y especies, se utilizó un submodelo implementado en *Fluent* para tratar la atomización y evaporación de combustible que tienen lugar cuando es inyectado. Se ha asumido que el combustible entra en la cámara de combustión en forma de gotas de 5

² No es objeto del presente trabajo profundizar en el concepto de equilibrio químico, recomendando al lector interesado en el tema libros de termodinámica. Únicamente citar que el equilibrio químico se basa en la segunda ley de la termodinámica, de modo que un sistema está en equilibrio cuando la energía de Gibbs es mínima.

μm de radio, Heiwood (1988), Challen y Baranescu (1999) y García (2006). Las gotas se han considerado a temperatura uniforme. Cuando la misma es menor que la de evaporación, el calentamiento de las gotas viene dado por la siguiente expresión:

$$m_g c \frac{dT_g}{dt} = h A_g (T - T_g) \quad (10)$$

siendo m_g la masa de las gotas, c el calor específico, T_g la temperatura de las gotas, T la temperatura de los gases en el cilindro y h el coeficiente de transferencia de calor, evaluado mediante la siguiente expresión, Ranz y Marshall (1952a, 1952b):

$$h = \frac{k}{d_g} (2 + 0,6 Re_d^{1/2} Pr^{1/3}) \quad (11)$$

siendo k la conductividad térmica, d_g el diámetro de las gotas, Re_d el número de Reynolds basado en el diámetro de las gotas y Pr el número de Prandtl.

Cuando la temperatura de las gotas alcanza el valor correspondiente a la de evaporación, ésta es constante y la tasa de decrecimiento viene dada por la siguiente expresión:

$$\frac{dm_g}{dt} h_{iv} = h A_g (T - T_g) \quad (12)$$

siendo A_g la superficie de las gotas y h_{iv} el calor latente de cambio de fase.

Respecto al cálculo del NO_x , las reacciones bajo las cuales se forma son demasiado lentas para que se pueda asumir la hipótesis de equilibrio químico. Por tanto, su modelización se desacopla del modelo de combustión. En los motores, el NO_x predominante es el NO y lo más común es que se forme mediante lo que se conoce como mecanismo térmico, altamente influenciado por la temperatura. Este mecanismo de formación de NO ha sido extensivamente estudiado en la literatura, siendo generalmente aceptado que las tres principales reacciones que gobiernan la formación de NO son las propuestas por Zeldovitch (1947), reacciones (13-14), y Lavoie (1970), reacción (15).



La tasa de formación de NO viene dada por la siguiente expresión:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_1[\text{O}][\text{N}_2] + k_2[\text{N}][\text{O}_2] + k_3[\text{N}][\text{OH}] - k_{-1}[\text{NO}][\text{N}] - k_{-2}[\text{NO}][\text{O}] - k_{-3}[\text{NO}][\text{H}] \quad (16)$$

Los tres primeros términos del lado derecho de la ecuación anterior representan la reacción en el sentido en que esta avanza, es decir, en la que el NO es producido. Por otro lado, los tres últimos términos corresponden al

sentido inverso de la reacción donde el NO es consumido. Los valores asignados por *Fluent* para las constantes de las reacciones son:

$$\begin{aligned} k_1 &= 1,8 \times 10^{11} e^{(-38370/T)} & k_{-1} &= 3,8 \times 10^{10} e^{(-425/T)} \\ k_2 &= 1,8 \times 10^7 T e^{(-4680/T)} & k_{-2} &= 3,8 \times 10^6 T e^{(-20820/T)} \\ k_3 &= 7,1 \times 10^{10} e^{(-450/T)} & k_{-3} &= 1,7 \times 10^{11} e^{(-24560/T)} \end{aligned} \quad (17)$$

Como se puede observar, las reacciones anteriores presentan una gran dependencia de la temperatura, siendo el mecanismo de formación de NO poco importante por debajo de 1800 K.

Además de este mecanismo de formación de NO_x térmico también existe lo que se conoce como mecanismo súbito (conocido en inglés como *prompt NO_x*). Se produce en zonas ricas en combustible mediante la reacción de hidrocarburos con moléculas de nitrógeno y su contribución a la formación del NO total es pequeña en comparación con el mecanismo de formación de NO_x térmico. Su formación implica una serie compleja de reacciones y múltiples posibles especies intermedias para cuya modelización se ha utilizado el procedimiento propuesto por Fenimore (1971). Más detalles se pueden consultar en *Fluent* (2006).

2.5. PROCEDIMIENTO NUMÉRICO

La malla computacional se muestra en la Fig. 5. Debido a que el inyector empleado tiene cuatro orificios y que cada orificio expulsa el chorro de manera simétrica, únicamente se ha simulado un sector de 45° (correspondiente a la octava parte del dominio). La simulación se ha llevado a cabo desde 30° de ángulo de cigüeñal antes del PMS hasta el comienzo de la apertura de la válvula de escape, que tiene lugar 117° después del PMS. La malla es móvil, adaptándose al movimiento del pistón. Particularmente, en la Fig. 5 la posición se corresponde con el PMS.

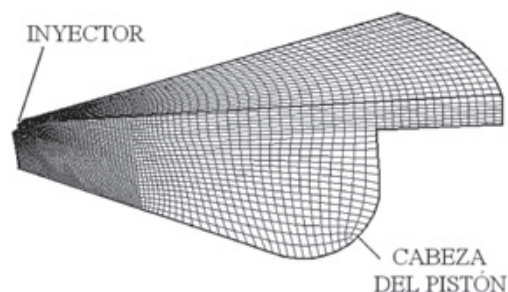


Figura 5: Malla computacional. Posición para el PMS

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Con el fin de validar el modelo de CFD, se ha medido experimentalmente la presión en el interior del cilindro mediante un sensor piezoeléctrico. Los resultados experimentales y numéricos para el intervalo de tiempo considerado se comparan en la Fig. 6. Para esta simulación, el comienzo de la inyección ha sido 18° antes del PMS, instante en el cual el pistón se encuentra ascendiendo. La

ignición se aprecia mediante un ascenso brusco de la presión, tanto para el caso numérico como para el experimental. Tras alcanzar el PMS, el pistón desciende y con ello la presión se reduce progresivamente debido a la expansión propiciada por el pistón. Se ha calculado el error relativo a la Fig. 6 como la suma del error cometido en cada instante dividido por el promedio de la presión medida numéricamente, Ec. (18), resultando un valor de 3,9%.

$$\text{error (\%)} = 100 \frac{\sum |P_{\text{experimental}} - P_{\text{numérica}}|}{P_{\text{numérica}}} \quad (18)$$

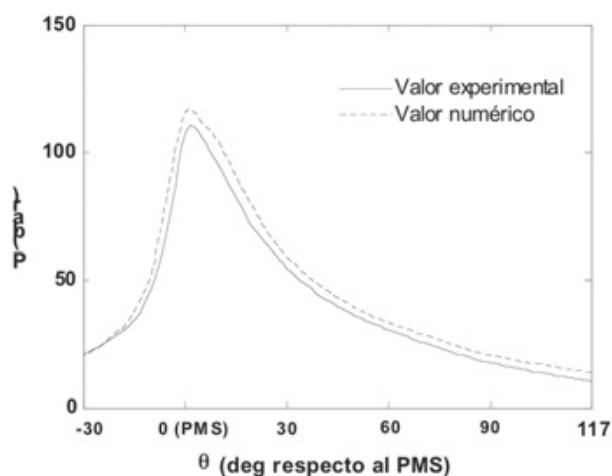


Figura 6: Presión en el interior del cilindro obtenida numérica y experimentalmente

La Fig. 7 muestra la fracción másica de combustible para varios instantes del ángulo de cigüeñal. Tal y como indica la leyenda, el color rojo se corresponde con un valor

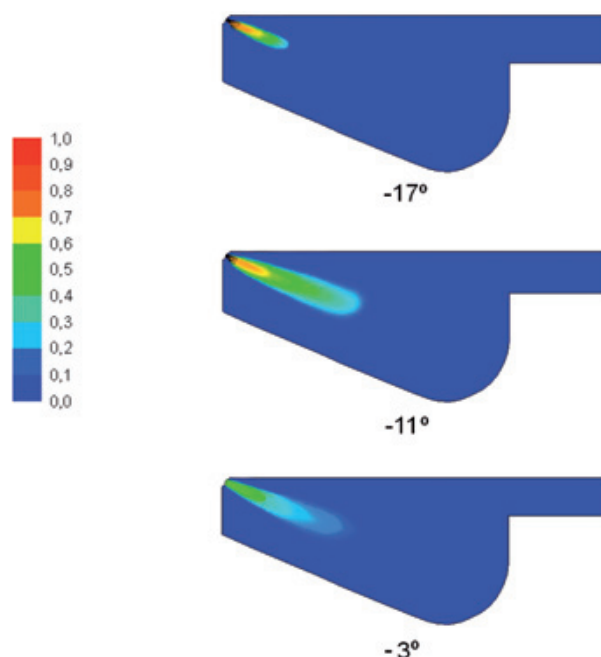


Figura 7: Fracción másica de combustible

unitario de la fracción másica de combustible, mientras que el color azul indica un valor nulo. El resto de colores representan valores intermedios entre 0 y 1. Además, se ha representado mediante puntos de color negro el combustible cuando se encuentra en fase líquida en forma de gotas antes de evaporarse. La inyección comienza en -18° y termina en -4° . Se observa como el chorro de gasóleo se introduce en estado líquido, formando parte de gotas de spray. Debido a la elevada temperatura del aire en el interior del cilindro, las gotas de combustible se evaporan y mezclan con el mismo. Tras la auto-inflamación del combustible, la inyección continúa hasta que toda la cantidad se introduce en el cilindro, dirigiéndose desde el inyector hacia la periferia de la cámara de combustión (-17° y -11° de ángulo de cigüeñal). Tras cesar la inyección, la llama se va extinguiendo a medida que transcurre el tiempo (-3° de ángulo de cigüeñal).

La Fig. 8 muestra el campo de temperaturas para los mismos instantes de tiempo que la figura anterior. Tal y como indica la leyenda, el color azul se corresponde con 500 K, el rojo con 2500 K y el resto de colores con valores intermedios. Como se puede observar, la temperatura al comienzo de la combustión es relativamente reducida. Concretamente, la temperatura promedio es 528 K para un valor de -18° de ángulo de cigüeñal. En el momento que comienza la inyección, entra el chorro de combustible a temperatura ambiente, lo cual se aprecia claramente en la figura, y la temperatura aumenta drásticamente alrededor del frente de llama. Antes de alcanzar el PMS, la temperatura global también aumenta debido a la compresión propiciada por el pistón. Desgraciadamente, los resultados de temperaturas no se han podido validar experimentalmente debido a que el tiempo de respuesta de un sensor de temperatura no es lo suficientemente rápido para caracterizar con precisión

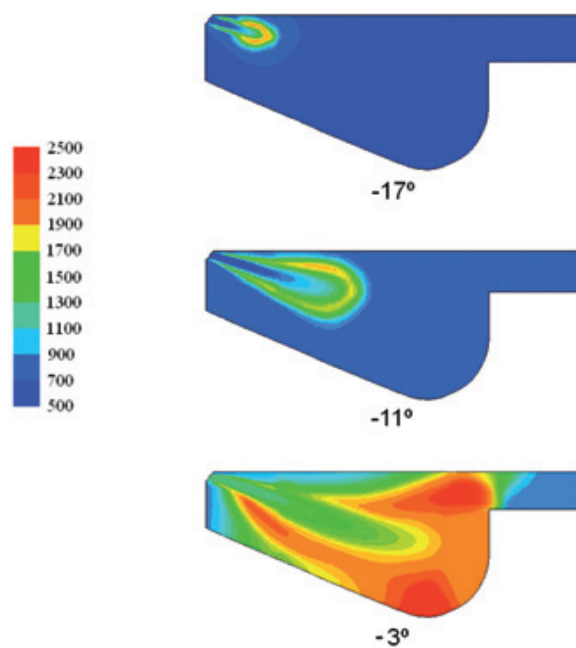


Figura 8: Campo de temperaturas (K) para diferentes valores de ángulo de cigüeñal

las variaciones a lo largo del proceso. Únicamente se ha comprobado que el rango de temperatura máxima alcanzada, entre 2000 y 3000 K, coincide con el citado en los libros de García (2006), Blair (1998), Payri y Desantes (2011).

Una información muy útil que se puede obtener a partir de los análisis de CFD es la caracterización de las emisiones de gases al exterior. En este trabajo se han cuantificado las emisiones de NO_x e hidrocarburos. Con el objetivo de validar el modelo, las emisiones obtenidas se han comparado con mediciones experimentales obtenidas mediante un analizador de hidrocarburos *Wuhan Cubic Gasboard-3040* y un analizador de NO_x *Wuhan Cubic Gasboard-3030*. Se han realizado 20 mediciones para cada caso, obteniendo una desviación de 15,1 ppm para los hidrocarburos y 18,2 para el NO_x . Los resultados se muestran en la Tabla 2. El error cometido, calculado según la Ec. (19), resultó 21,7% para el NO_x y 10,6% para los hidrocarburos. También se han comparado los valores de emisiones de NO_x e hidrocarburos para varios valores de la carga del motor, lo cual se representa en la Fig. 9. Como se puede observar, el modelo numérico predice correctamente el aumento de emisiones con la carga del motor. En cuanto al NO_x , el aumento de emisiones con la carga se debe a que al aumentar la carga aumenta la temperatura de combustión y por tanto las emisiones de NO_x . En cuanto a los hidrocarburos, al aumentar la carga del motor la mezcla aire-combustible es más rica. Como los hidrocarburos sin quemar se deben a un proceso de combustión incompleta, al aumentar la carga del motor aumentan también las emisiones de los mismos.

$$\text{error (\%)} = 100 \frac{|\text{Resultado experimental} - \text{Resultado numérico}|}{\text{Resultado numérico}} \quad (19)$$

Gas	NO_x	HC
Medida	(ppm* vol.)	(ppm vol.)
Resultado numérico	147	471
Resultado experimental	115	421

*ppm: partes por millón

Tabla 2: Emisiones del motor obtenidas numérica y experimentalmente

Una vez validado el modelo numérico a partir de los resultados experimentales de la Fig. 6 y la Tabla 2, es interesante utilizarlo para estudiar la sensibilidad de las emisiones ante diversos parámetros. Por ejemplo, la Fig. 10 muestra las emisiones de NO_x e hidrocarburos en función del comienzo de la inyección. La tendencia de ambas curvas coincide con los resultados experimentales referenciados por Payri y Desantes (2011). Como se puede observar, al adelantar la inyección aumentan las emisiones de NO_x . Esto es debido a que la liberación de calor tiene lugar más cerca del PMS y, por tanto, las temperaturas locales alcanzadas son mayores y con ello las emisiones de NO_x . Por el contrario,

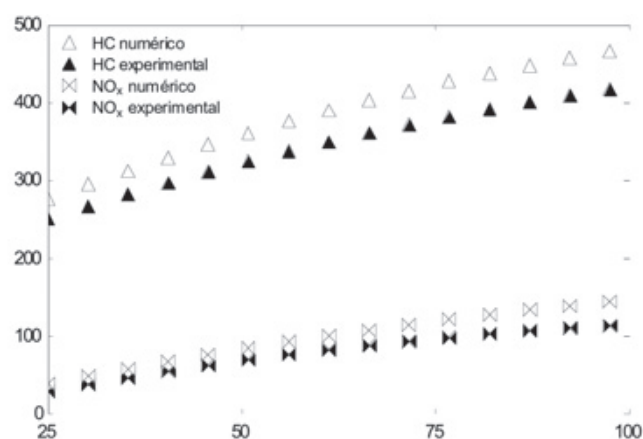


Figura 9: Emisiones de NO_x e hidrocarburos en función de la carga

las emisiones de hidrocarburos disminuyen al adelantar la inyección puesto que temperaturas mayores favorecen el proceso de combustión y con ello se reduce la cantidad de hidrocarburos sin quemar.

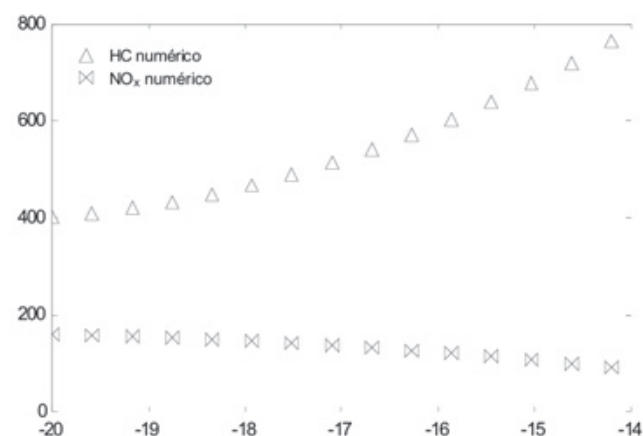


Figura 10: Emisiones de NO_x e hidrocarburos en función del comienzo de la inyección. Valores obtenidos numéricamente

Otro parámetro interesante a estudiar es la temperatura del refrigerante, para lo cual se han hecho simulaciones con valores distintos a los 84,6°C medidos experimentalmente. Numéricamente, esta temperatura actúa como condición de contorno de transferencia de calor entre los gases del interior del cilindro y el refrigerante. Es muy común simular esta transferencia de calor mediante un coeficiente de convección-radiación combinado:

$$q = h(T_{\text{gas}} - T_{\text{ref}}) \quad (20)$$

siendo q la tasa de transferencia de calor, T_{gas} la temperatura en el interior del cilindro, T_{ref} la temperatura del refrigerante y h el coeficiente de transferencia de calor

(convección + radiación), para el cual se ha utilizado la expresión de Taylor (1985). Los valores de las emisiones para distintos valores de la temperatura del refrigerante se muestran en la Fig. 11. Como era de esperar, las emisiones de NO_x aumentan ligeramente con la temperatura del refrigerante. Por el contrario, las emisiones de hidrocarburos sin quemar se reducen también ligeramente al aumentar la temperatura del refrigerante debido a un favorecimiento del proceso de combustión. La tendencia de la Fig. 11 coincide con los resultados experimentales llevados a cabo por Torregosa *et al.* (2006).

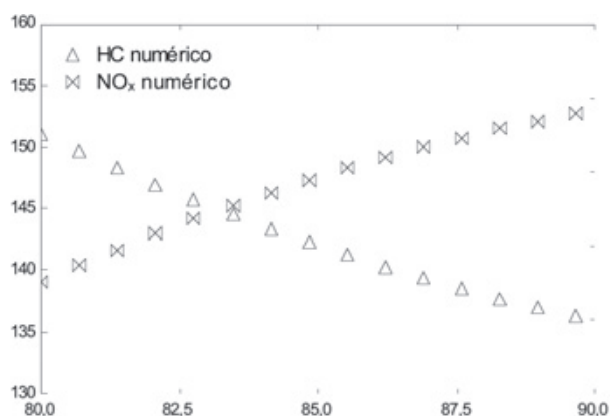


Figura 11: Emisiones de NO_x e hidrocarburos en función de la temperatura del refrigerante. Valores obtenidos numéricamente

4. CONCLUSIONES

En el presente artículo se ha empleado un código de CFD para simular el proceso de combustión en un motor diesel de cuatro tiempos. Concretamente, se han obtenido los campos de presiones, temperaturas y fracciones máscas, así como las emisiones de NO_x e hidrocarburos. Los resultados obtenidos numéricamente se han comparado con medidas experimentales de presión y emisiones de hidrocarburos y NO_x , obteniendo errores de 3,9%, 10,6% y 21,7% respectivamente.

Este análisis es muy útil para mejorar los nuevos diseños de motores. Los análisis de CFD pueden ayudar tanto durante el proceso de diseño de un nuevo motor como para ensayar las modificaciones necesarias de adaptación de uno antiguo para cumplir las nuevas reglamentaciones anticontaminación. En relación con esto, en trabajos futuros sería interesante estudiar la reducción de las emisiones variando parámetros como la geometría de la cámara de combustión, presiones de trabajo, relación de compresión, etc. Un aspecto también muy interesante sería el estudio de la reducción de emisiones de NO_x por medio de una disminución de la temperatura mediante recirculación de los gases de escape.

Finalmente, es importante citar los inconvenientes de este modelo. El más importante es que los análisis de CFD requieren mucho coste computacional y la simulación de la cinética química de todas las especies está fuera de la

capacidad de cálculo actual. Por este motivo, se ha tenido que acudir a un modelo simplificado, asumiendo que la química de las reacciones es tan rápida que las especies se encuentran en equilibrio químico y que además la combustión está gobernada por un proceso de mezcla.

5. AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan su más profundo agradecimiento a Talleres Luis Piñero, S.L. (venta, reparación, distribución y montaje de motores MAN, Doosan, Perkins, Caterpillar y VM).

6. BIBLIOGRAFÍA

- Liu D, Ding F, Zhang H, Zheng W. "Numerical simulation of high temperature air combustion in aluminium hydroxide gas suspension calcinations". Transactions of Nonferrous Metals Society of China. 2009. Vol. 19 p. 259-266. [http://dx.doi.org/10.1016/S1003-6326\(08\)60262-9](http://dx.doi.org/10.1016/S1003-6326(08)60262-9)
- Biagioli F, Güthe F, Schuermans B. "Combustion dynamics linked to flame behaviour in a partially premixed swirled industrial burner". Experimental Thermal and Fluid Science. 2008. Vol. 32(7) p. 1344-1353. <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2007.11.007>
- Pandey K M, Das D H, Acharya B. "Effects of variation of specific heat on temperature in gaseous combustion with fluent software". International Journal of Environmental Science and Development. 2010. Vol. 1(5) p. 419-422.
- Copete H; Amell A; Cadavid F. "Simulación numérica de una cámara de combustión de alta velocidad con dos configuraciones de inyección de combustible". DYNA. 2008. Vol. 75(156) p. 109-120.
- Kongre UV, Sunnapwar VK. "CFD modeling and experimental validation of combustion in direct ignition engine fuelled with diesel". International Journal of Applied Engineering Research, Dindigul. 2010. Vol. 1(3) p. 508-517.
- Djavarehshkian MH, Ghasemi A. "Investigation of jet break-up process in diesel engine spray modelling". Journal of Applied Sciences. 2009. Vol. 9(11) p. 2078-2087. <http://dx.doi.org/10.3923/jas.2009.2078.2087>
- Peng Z, Liu B, Wang W, Lu L. "CFD investigation into diesel PCCI combustion with optimized fuel injection". Energies. 2011. Vol. 4(3) p. 517-531. <http://dx.doi.org/10.3390/en4030517>
- Reitz RD, Rutland CJ. "Development and testing of diesel engine CFD models". Progress in Energy and Combustion Sciences. 1995. Vol. 21(2) p. 173-196. [http://dx.doi.org/10.1016/0360-1285\(95\)00003-Z](http://dx.doi.org/10.1016/0360-1285(95)00003-Z)
- Lostado-Lorza R, Villanueva-Roldán P. "Diseño de un nuevo motor de explosión de dos tiempos con etanol como combustible". DYNA Ingeniería e Industria. 2012. Vol. 87(2) p. 190-203. <http://dx.doi.org/10.6036/4383>
- Liu Y, Reitz RD. "Modeling of heat conduction within chamber walls for multidimensional internal combustion engine simulations". International Journal of Heat and Mass Transfer. 1998. Vol. 41(6-7) p. 859-869. [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(97\)00178-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(97)00178-6)
- Heiwood J B. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill, 1988. 930 p. ISBN 007028637X. Challen B, Baranescu R. Diesel engine reference book. 2nd Edition. Society of Automotive Engineers, 1999. 682 p. ISBN 0750621761.
- García Oliver JM. El proceso de combustión turbulenta de chorros diesel de inyección directa. 1ª Edición. Editorial Reverté, 2006. 314 p. ISBN 84-291-4709-8.
- Ranz WE, Marshall WR Jr. "Evaporation from drops, Part I". Chemical Engineering Progress, 1952, Vol 48(3) p. 141-146.
- Ranz WE, Marshall WR Jr. "Evaporation from drops, Part II". Chemical Engineering Progress, 1952, Vol 48(4) p. 173-180.
- Zeldovich YB, Sadochnikov DA y Kamenetskiy F. "Oxidation of nitrogen in combustion". Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad, 1947.
- Lavoie GA, Heywood JB y Keck JC. "Experimental and theoretical investigation of nitric oxide formation in internal combustion engines". Combustion Science Technology. 1970. Vol. 1 p. 313-326. <http://dx.doi.org/10.1080/0010220690895221>
- Fenimore CP. "Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames". En Proceedings of the 13th Symposium (International) on Combustion, 1971, p. 373-380.
- Fluent 6.3 Documentation, 2006. Fluent Inc.
- Blair GP. Design and simulation of four-stroke engines. 1st Edition. SAE Internacional, 1998. 815 p. ISBN 0-7680-0440-3.
- Payri F, Desantes JM. Motores de combustión interna alternativos. 1ª Edición. Editorial Reverté, 2011. 1002 p. ISBN 978-84-291-4802-2.
- Taylor CF. The internal combustion engine in theory and practice. 2nd Edition. MIT Press, 1985, 795 p. ISBN 0-262-70027-1.
- Torregosa AJ, Olmeda P, Martín J, Degraeuwe B. "Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature on performance and emissions of a DI diesel engine". Experimental Thermal and Fluid Sciences. 2006. Vol. 30 p. 633-641. <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2006.01.002>