

SIMULACIÓN DEL FLUJO DE AIRE EN UN MOTOR DIESEL

Joaquín Fernández, Alfonso Marcos

Universidad de Extremadura. Departamento de IMEM.

Raúl Barrio, Eduardo Blanco

Universidad de Oviedo. Departamento de Energía.

Alejandro Castilla

Deutz-Diter S.A.

Abstract

The air intake system of a Diesel engine is of great importance. Several modifications are usually carried out in this system to increase the power generated without affecting the general design of the engine. This work presents a numerical and an experimental investigation about the air inlet flow in a commercial Diesel engine. The air average mass flow rate through the intake and exhaust systems was obtained in the experimental tests for the D909 Deutz-Diter diesel engine. Additionally, a numerical model was created for the test engine. The model reproduces the operating and boundary conditions of the flow and integrates the equations that describe the motion of the fluid. The mass flow rate through the engine was obtained from the model and then it was compared with the experimental measurements. The model was used subsequently to investigate the air flow within the engine.

Keywords: *Diesel engine; CFD simulation; unsteady flow; intake system*

Resumen

El sistema de admisión de aire en un motor de combustión interna alternativo es de gran importancia. Para aumentar la potencia de un motor sin necesidad de realizar un nuevo diseño se actúa habitualmente sobre el sistema de admisión de aire. En este trabajo se presenta un estudio numérico y experimental sobre el flujo de entrada de aire en un motor Diesel comercial. En los ensayos experimentales se han tomado medidas del flujo másico promedio de aire que circula por los sistemas de admisión y de escape del motor D909 fabricado por la compañía Deutz-Diter. Para las pruebas numéricas se ha creado un modelo del motor, se han reproducido las condiciones de operación y de contorno del flujo, y se han integrado las ecuaciones que describen el movimiento del fluido. A partir de los datos obtenidos, se ha calculado el flujo másico que circula por dicha geometría y se ha comprobado su correspondencia con los resultados experimentales. El modelo se utilizó posteriormente para analizar el flujo de aire en el interior del motor.

Palabras clave: *motor Diesel; simulación CFD; flujo no estacionario; sistema de admisión*

1. Introducción

En el proceso de carga de los motores de ignición por compresión únicamente se introduce aire en el cilindro; el combustible es inyectado directamente justo antes de que comience el proceso de combustión. El control de la carga se consigue variando la cantidad de combustible inyectado en cada ciclo, mientras que el flujo de aire es prácticamente invariable para una velocidad de giro determinada (Heywood, 1998). La importancia del sistema de admisión de aire en un motor de combustión interna alternativo es muy grande, ya que este proceso está íntimamente ligado a la generación de potencia, consumo de combustible, emisión de gases contaminantes, etc. Es por esto que, cuando se necesita aumentar la potencia de un motor sin realizar un nuevo diseño, se actúa directamente sobre el sistema de admisión de aire.

El análisis que se lleva a cabo habitualmente para el estudio del sistema de admisión de aire es de tipo estacionario, sin tener en cuenta por tanto los procesos termo-fluidodinámicos que tienen lugar dentro del motor (Della Volpe, 1992). En general, cuanto más aire pase por el conducto de admisión tanto mejor será la combustión. El aire penetra en el motor únicamente por acción de la presión atmosférica, al generarse una depresión dentro de los cilindros como consecuencia del vacío que provoca el desplazamiento del pistón desde el punto muerto superior al punto muerto inferior (Genta, 2000). El sistema de admisión de aire, básicamente conductos y válvulas, determina la cantidad de aire que puede introducirse en el cilindro. El parámetro que se utiliza normalmente para medir la eficiencia del proceso de admisión es el rendimiento volumétrico, η_v , definido como el cociente entre el flujo másico de aire $\dot{m}_a$ y la velocidad a la que el volumen de aire es desplazado por el pistón, esto es:

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N}, \quad (1)$$

siendo $\rho_{a,i}$ la densidad del aire a la entrada, V_d la cilindrada, y N el número de revoluciones por minuto a las que gira el motor. La potencia por unidad de área de pistón, a menudo conocida como potencia específica, es una medida utilizada habitualmente para estimar el buen diseño del motor. Su expresión es:

$$\frac{P}{A_p} = \frac{\eta_f \eta_v N L Q_{HV} \rho_{a,i} \dot{m}_f / \dot{m}_a}{2}, \quad (2)$$

siendo L la carrera, $\dot{m}_f$ el flujo másico de combustible, y Q_{HV} el poder calorífico del combustible. Esta relación ilustra con claridad la importancia directa que tienen el rendimiento volumétrico y la densidad del aire a la entrada sobre el comportamiento del motor.

En general, el flujo de aire dentro del motor es de naturaleza tridimensional, incluyendo turbulencia, flujos secundarios, fenómenos no estacionarios, etc. (Batchelor, 2000; Ferziger & Peric, 1996). La simulación numérica no resulta sencilla debido a las dificultades clásicas de los programas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD): turbulencia, separación de capa límite, etc., aunque también hay problemas específicos debido a la complejidad de la geometría, que requiere de un gran número de celdas de cálculo, o al propio desplazamiento del pistón, que provoca que el volumen de la cámara de combustión varíe con el tiempo. A pesar de todas estas complejidades, se ha demostrado que los programas CFD son una herramienta muy útil tanto para el diseño de estos motores como para la predicción de sus prestaciones.

El objetivo del presente trabajo es caracterizar el proceso de entrada y salida del aire en un motor diesel, mediante un modelo numérico, usando un programa comercial (Fluent). Para ello, se tendrá en cuenta la geometría tridimensional del motor y el carácter no estacionario

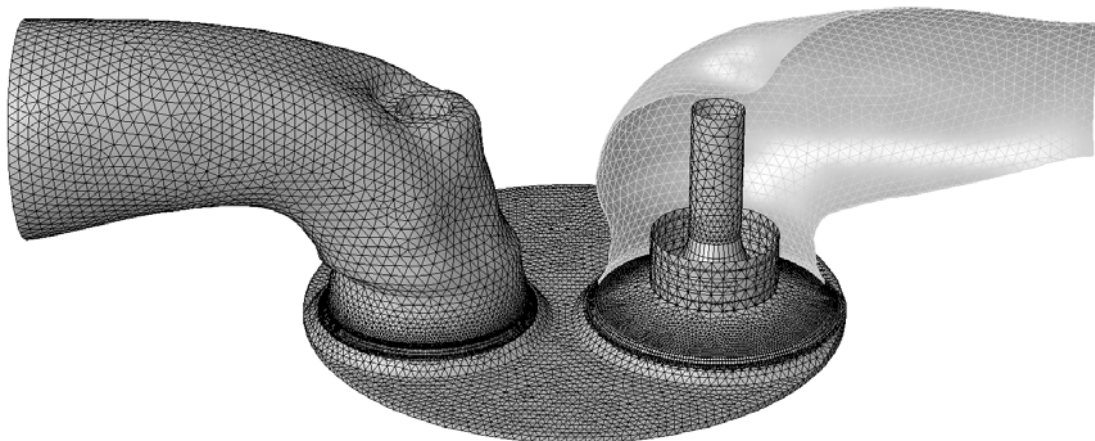
del flujo. El programa de cálculo numérico utiliza volúmenes finitos para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes. A partir de la simulación y de su comparación con resultados experimentales, se pretende conocer con precisión el proceso de distribución del aire dentro del motor, así como sus propiedades termodinámicas.

2. Descripción del modelo

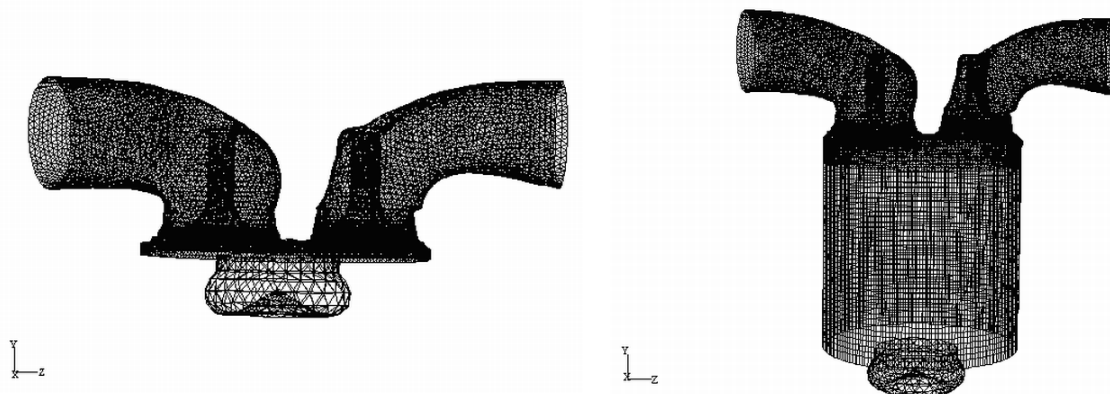
El motor objeto de este estudio es el modelo D909 de la compañía Deutz-Diter. Se trata de un motor Diesel de tipo monocilíndrico de cuatro tiempos, con aspiración natural e inyección directa, y refrigerado por aire. La cilindrada es de 0.709 l, con una potencia máxima de 11 kW a 3000 rpm y un par máximo de 38.5 N·m a 2000 rpm. Este motor se ha probado con dos cámaras de combustión: inicial-serie y reentrante-mejorada.

El sistema de admisión de aire está constituido por un tubo, un conducto, ocho anillos, una válvula y el cilindro. El cilindro en sí no forma parte, estrictamente hablando, de este sistema, pero es un elemento con gran influencia sobre los flujos de gases entrantes y salientes en el motor. La conexión del conducto de admisión con el cilindro se compone de ocho anillos, y juega un papel muy relevante en el flujo ya que de ella depende, en gran medida, que entre en el cilindro la cantidad de aire deseada. En la Figura 1 se representa la reconstrucción de las válvulas y del motor completo con la cámara de combustión reentrante-mejorada, así como un detalle del mallado de las superficies del motor. En el corte del conducto de admisión se puede apreciar la geometría de la válvula.

Figura 1. Geometría de la cámara reentrante-mejorada con detalle del mallado superficial



El mallado realizado es de dos tipos: estructurado y no estructurado. En las regiones en las que no existe desplazamiento de partes móviles, o bien los elementos móviles se mueven como un conjunto, el mallado ha sido de tipo no estructurado. En cambio, en las regiones en las que existe desplazamiento (válvulas de admisión y de escape y pistón), el mallado ha recibido un tratamiento especial. En la zona que rodea a las válvulas en el interior de los conductos de admisión y de escape, el mallado ha sido estructurado y, a medida que las válvulas se desplazaban, se iban añadiendo nuevas capas de celdas. En la zona de la cámara de combustión se tienen dos movimientos: por un lado el de las válvulas y, por otro lado, el desplazamiento del pistón. El mallado es de tipo no estructurado en la zona de actuación de las válvulas, con un remallado adicional que permite el movimiento de las mismas; una vez superada la distancia del levantamiento de válvulas y, a medida que se desplazaba el pistón, se iban añadiendo capas de celdas con mallado estructurado, tal como se muestra en la Figura 2. El número de celdas de partida para comenzar la simulación ha sido de aproximadamente unas $2.3 \cdot 10^5$.

Figura 2. Mallado dinámico de la cámara de combustión para dos posiciones del pistón

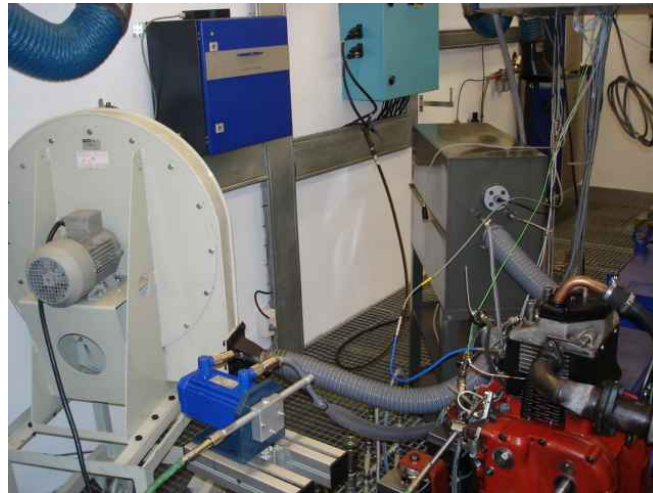
Las simulaciones numéricas se llevaron a cabo con el programa comercial Fluent. Este programa resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes mediante el método de volúmenes finito (Versteeg & Malalasekera, 1995). La turbulencia se simuló por medio del modelo k -epsilon variante realizable. Debido a que el mallado no es lo suficientemente fino para la resolución de capas límite, para resolver este problema se usan funciones estándar de pared basadas en leyes logarítmicas. El esquema del término temporal es de segundo orden e implícito. El acoplamiento presión-velocidad se resuelve por medio del algoritmo PISO con corrección de proximidad. Se utilizaron diferencias de segundo orden para los términos espaciales, con discretización aguas arriba para los términos de convección y diferencias centradas para los términos de difusión.

La condición de contorno de entrada es presión manométrica total cero, con temperatura de 300 K e intensidad turbulenta del 5%. La condición de contorno de salida es presión manométrica cero, con temperatura de 300 K e intensidad turbulenta de retorno del 5%. En las paredes (supuestas adiabáticas) se impone la condición de no deslizamiento. Se considera inicialmente que el aire es un gas perfecto con calores específicos constantes. Como se mostrará, también se ha analizado el efecto de la dependencia de los calores específicos con la temperatura: $C_p = 953.6 + 0.18182 \cdot T$ [J/(kg K)]. Las condiciones iniciales empleadas son de reposo en el PMS. Estas condiciones permiten alcanzar un régimen prácticamente periódico ya en el primer ciclo. Se han realizado simulaciones para dos velocidades de giro del motor: 1700 y 3000 rpm. En ambos casos la apertura de las válvulas de entrada y de escape se realizaba para un ángulo de -18° y 484° respectivamente. El cierre de las válvulas se producía en 238° (entrada) y 22° (escape). Los pasos temporales usados en el cálculo no estacionario para las velocidades de 1700 y 3000 rpm han sido de 2.45×10^{-5} s y 1.39×10^{-5} s respectivamente, que se corresponden con un ángulo de giro del cigüeñal de 0.25° en ambos casos. El remallado del motor está relacionado con este paso temporal y con la velocidad de giro, realizándose un ciclo completo cada 2880 pasos temporales.

3. Ensayos experimentales y validación del modelo

Los ensayos experimentales se llevaron a cabo en un banco normalizado por la empresa Deutz-Diter (ver Figura 3). Durante los mismos, se fijaba la velocidad de giro y el aire en el interior del motor seguía el ciclo Diésel, con la excepción de la etapa de combustión. El aire se introducía en el motor a través de la válvula de admisión y abandonaba el mismo por la válvula de escape. Los fenómenos transitorios asociados a las variaciones temporales y a otras variables (así como la combustión) no se tuvieron en cuenta. El flujo se puede considerar adiabático.

Figura 3. Fotografía del banco de ensayos



En la Tabla 1 y en la Tabla 2 se muestra una comparación entre las predicciones numéricas y los ensayos experimentales para el caudal másico medio y la presión máxima en el cilindro (incertidumbre experimental estimada del 4%). Como se ve, la predicción del caudal másico medio guarda una correlación muy buena con los datos experimentales (el error relativo máximo es del 3%). En cambio, las diferencias son más significativas en la presión máxima en el cilindro. Estas diferencias se pueden atribuir, al menos en parte, a la disminución del caudal másico de entrada en el cilindro debido al calentamiento del aire de entrada, en contacto con las paredes del cilindro, y a las pérdidas que se producen a través del intersticio entre las paredes del cilindro y el pistón (que no se han tenido en cuenta en el modelo numérico).

Tabla 1. Resultados de los ensayos experimentales y de la simulación

	Flujo másico (kg/s)		
	1700 rpm, C_p cte.	1700 rpm, C_p vble.	3000 rpm, C_p cte.
Medido		$1.069 \cdot 10^{-2}$	$1.922 \cdot 10^{-2}$
Calculado	$1.071 \cdot 10^{-2}$	$1.079 \cdot 10^{-2}$	$1.858 \cdot 10^{-2}$
Error relativo (%)	0.10	0.88	-3.33
	Presión máxima (Pa)		
	1700 rpm, C_p cte.	1700 rpm, C_p vble.	3000 rpm, C_p cte.
Medido		5357000	6062700
Calculado	6672756	6434011	7214953
Error relativo (%)	24.5	20.10	19.0

En la Figura 4 se muestra el valor de la presión en la cámara para distintos ángulos del cigüeñal y para una velocidad de giro constante de 1700 rpm (C_p constante). La correspondencia entre los ángulos del cigüeñal y la posición de las válvulas en el motor es:

- -18°: apertura de la válvula de entrada e inicio de la simulación
- 0°: punto muerto superior
- 180°: punto muerto inferior
- 238°: cierre de la válvula de entrada
- 360°: punto muerto superior, fin de la compresión
- 484°: apertura de la válvula de escape
- 540°: punto muerto inferior
- 720°: punto muerto superior
- 22°: cierre de la válvula de escape

. En la Figura 5 se muestran las curvas de temperatura obtenidas a 1700 rpm considerando C_p tanto constante como variable. De forma adicional, también se muestra la curva de temperatura obtenida mediante la ecuación adiabática para calores específicos constantes (White, 1998):

$$T_{\text{adiab}} = T_0 \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\gamma-1/\gamma} = T_0 \left(\frac{P}{P_0} \right)^{1-\frac{C_p}{C_v}}, \quad (3)$$

y utilizando las presiones calculadas mediante simulación. Las diferencias entre la temperatura medida en la simulación con calores específicos constantes y la temperatura adiabática son debidas al calentamiento viscoso en el interior de la cámara. Se han observado mayores discrepancias con la ley adiabática para 3000 rpm, lo que puede deberse a un aumento de la disipación viscosa debido al aumento de la velocidad.

Figura 4. Presiones medida y calculadas a 1700 rpm (cámara reentrante-mejorada)

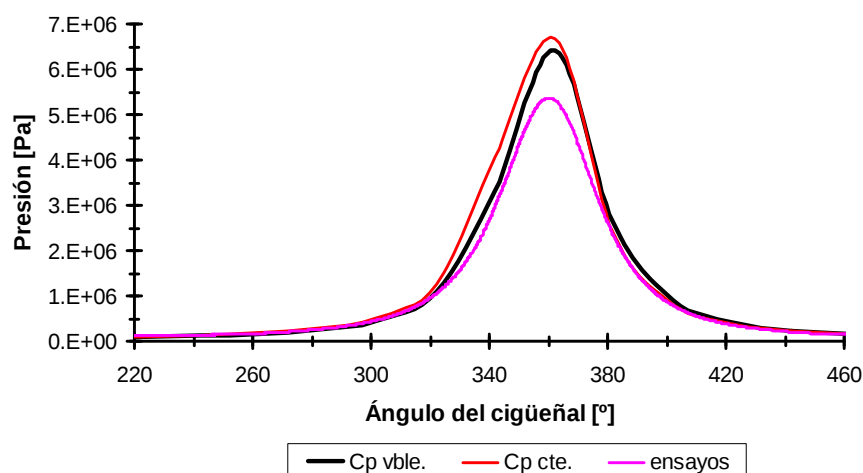
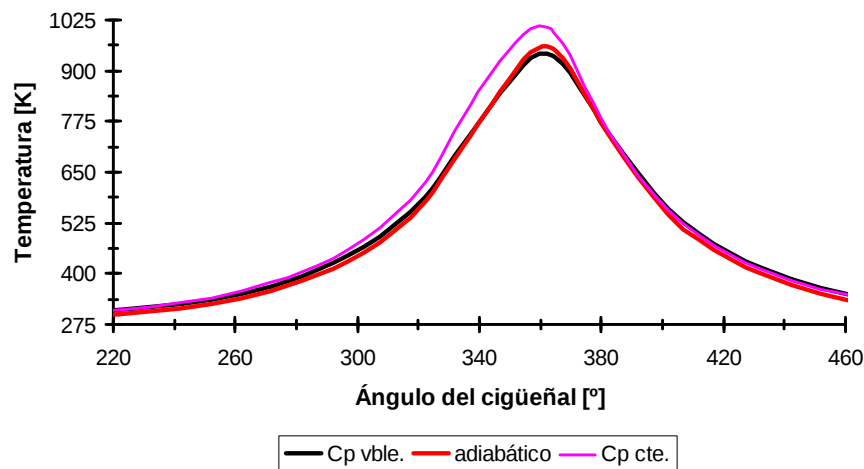


Figura 5. Temperatura adiabática y calculada a 1700 rpm (cámara reentrante-mejorada)

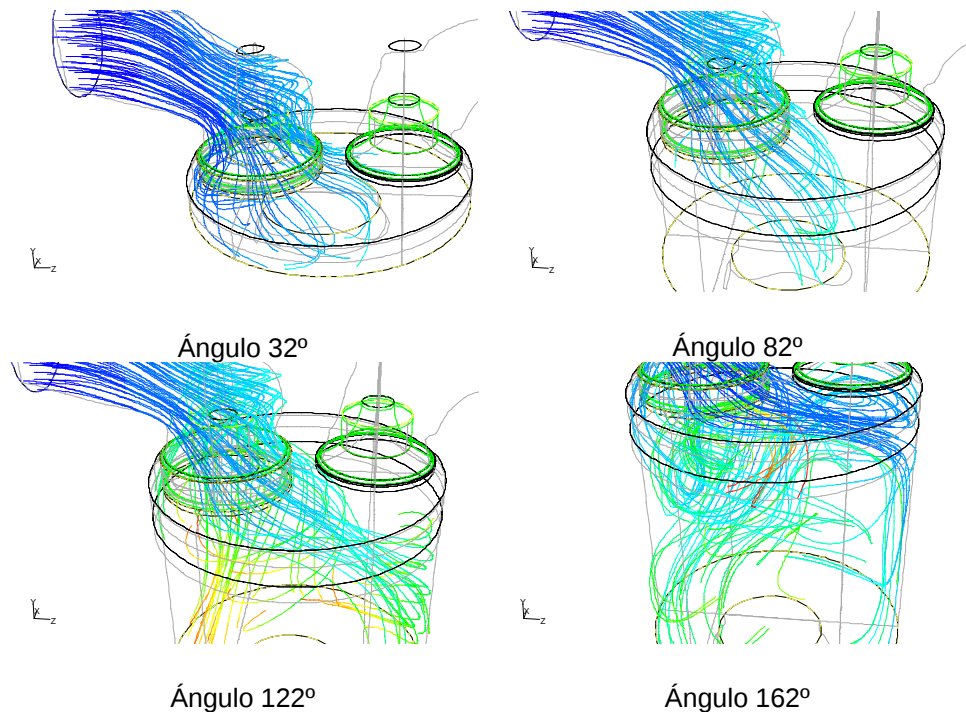


4. Resultados de la simulación

Para el estudio del comportamiento del flujo dentro de la cámara de combustión se han realizado las siguientes simulaciones:

- Cámara de combustión inicial-serie: velocidad 3000 rpm con C_p constante.
- Cámara de combustión reentrante-mejorada: velocidad 3000 rpm con C_p constante y velocidad 1700 rpm con C_p constante y variable.

Figura 6. Trayectorias para distintos ángulos de giro del cigüeñal

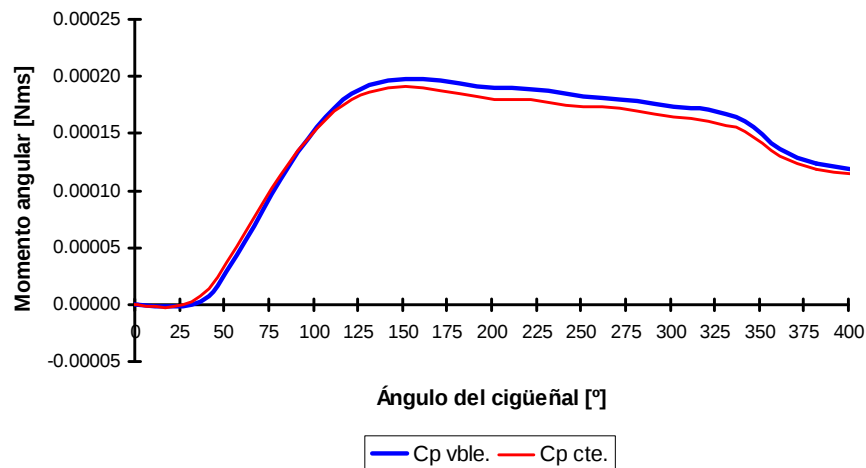


En primer lugar se considera la distribución del aire aspirado a través del cilindro. En la Figura 6 se muestran las trayectorias de las partículas de fluido a la entrada del cilindro para varias posiciones del pistón, desde el punto muerto superior hasta el punto muerto inferior, todas ellas a 1700 rpm. Se puede observar que el aire entra con giro levógiro producido por

el conducto de admisión. Este movimiento giratorio se amortigua en el cilindro debido al rozamiento con la pared lateral. El aire tiende a ocupar el cilindro descendiendo pegado a la pared.

En la Figura 7 se muestra el momento angular total para C_p constante y variable a una velocidad de giro de 1700 rpm. Se observa que la variación del calor específico apenas influye en el momento angular total. La curva muestra la misma tendencia que las obtenidas en estudios similares.

Figura 7. Momento angular total para C_p cte. y vble. a 1700 rpm (cámara reentrante-mejorada)

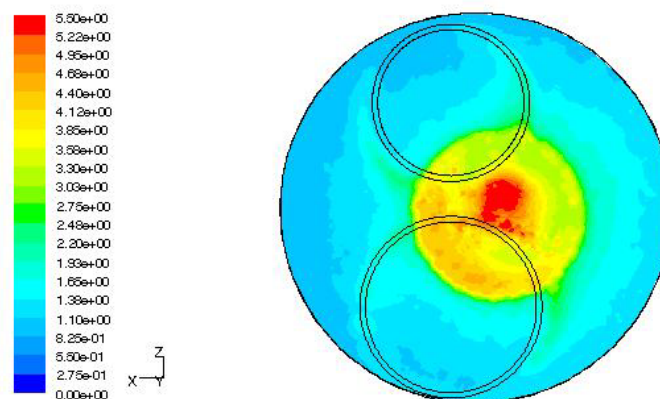


El proceso de mezclado aire-combustible es más eficiente cuanto mayor es la magnitud de la turbulencia. Esta magnitud suele caracterizarse mediante el parámetro intensidad de turbulencia definido como:

$$I = \frac{\sqrt{2/3 k}}{V_{\text{ref}}}, \quad (4)$$

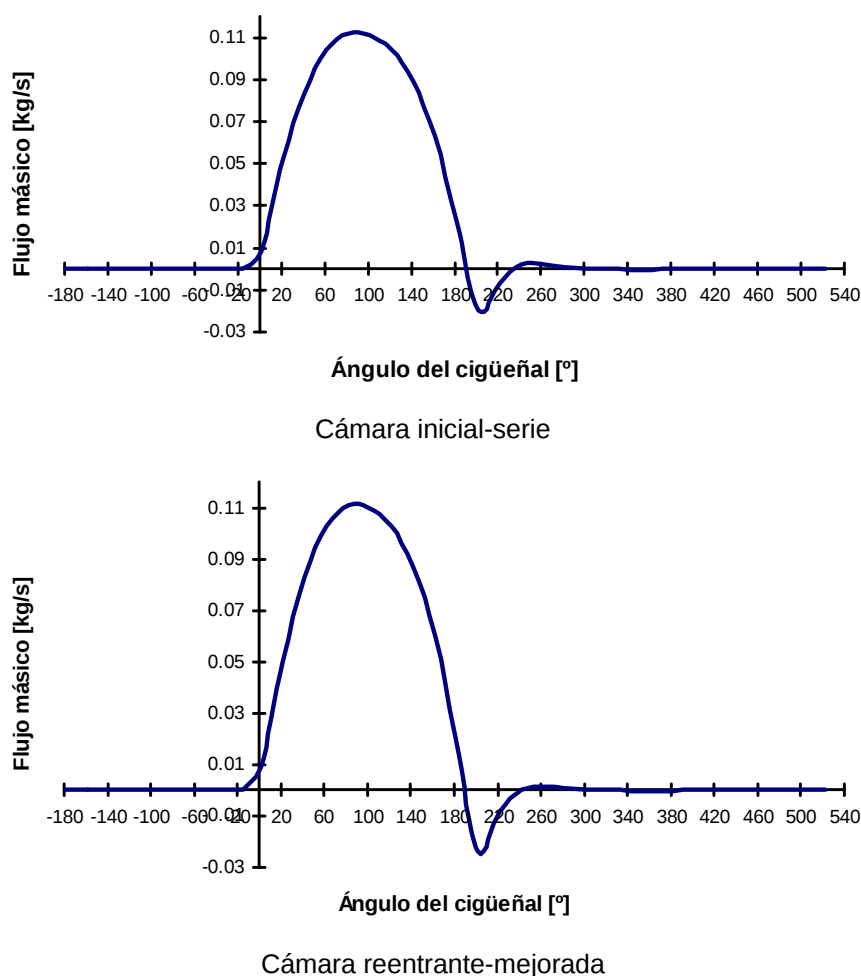
siendo k la energía cinética turbulenta y v_{ref} una velocidad de referencia. En la Figura 8 se observan los contornos de la intensidad de turbulencia en el punto muerto superior calculada tomando como velocidad de referencia 100 m/s. Como se puede apreciar, la turbulencia es más intensa en el centro de la cámara.

Figura 8. Intensidad de la turbulencia a 1700 rpm en el PMS (cámara reentrante-mejorada)



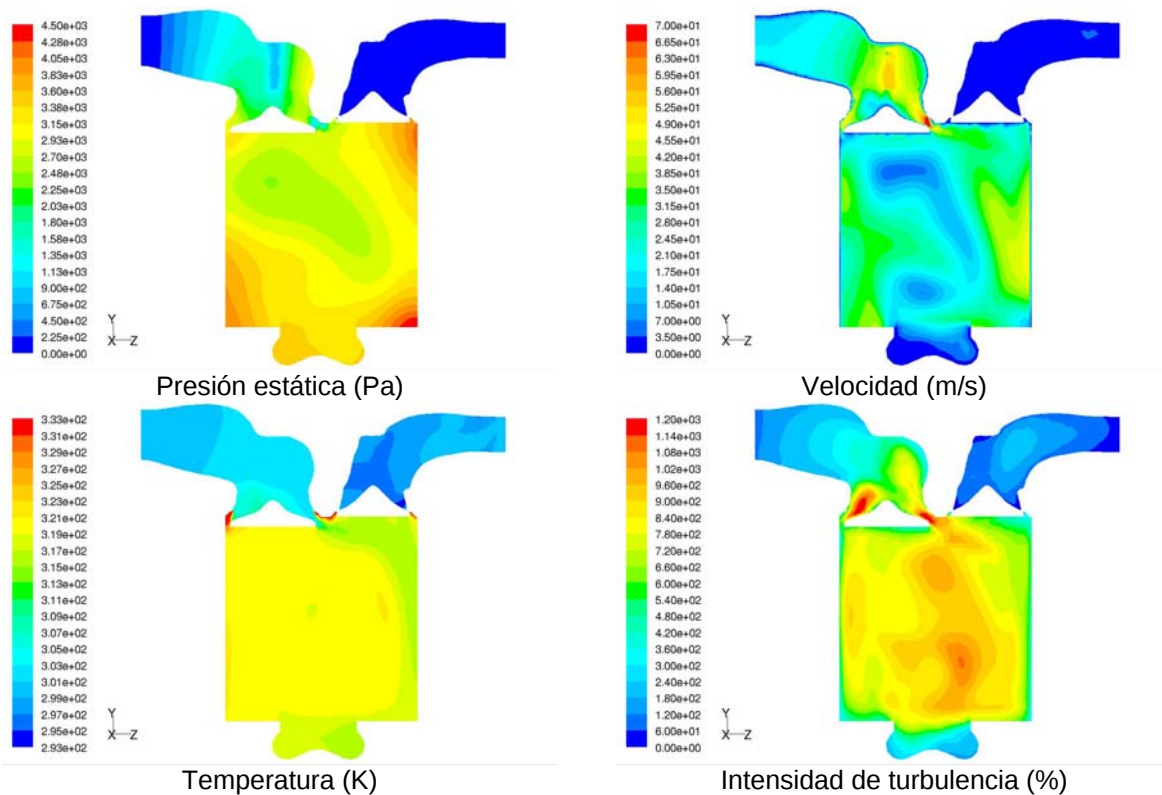
En la Figura 9 se muestra el flujo másico instantáneo a 3000 rpm con las dos cámaras consideradas. Como se aprecia, el flujo másico instantáneo pasa a ser negativo para un ángulo de 190° . Se puede comprobar que el flujo másico medio es directamente proporcional a la velocidad de giro del motor, lo que indica que el rendimiento volumétrico apenas depende de dicha velocidad. Por otra parte, no se observan diferencias significativas entre los flujos másicos instantáneos obtenidos con ambas cámaras.

Figura 9. Flujo másico instantáneo a 3000 rpm para C_p constante



Las imágenes de la Figura 10 corresponden a contornos y perfiles de distintas variables en una sección obtenida tras un corte longitudinal del motor en el punto muerto inferior. En ellas se puede apreciar cómo se ha producido el llenado de aire en el cilindro.

Figura 10. Contornos de distintas variables en el punto muerto inferior



5. Conclusiones

Se ha presentado una simulación numérica del flujo de aire en el interior de un motor Diesel comercial. Las simulaciones se llevaron a cabo con el programa Fluent para dos cámaras de combustión distintas y varias posiciones relativas del cigüeñal. El mallado de la cámara de combustión y de la zona de las válvulas era de tipo dinámico, es decir, que se iban generando sucesivas capas de celdas a medida que se producía un desplazamiento de las válvulas y del pistón. El modelo se contrastó experimentalmente con medidas realizadas en un banco de ensayos. Se observó que la correspondencia entre las predicciones del flujo másico y los ensayos experimentales era satisfactoria, con errores máximos del orden del 3%. Finalmente, el modelo se utilizó para estudiar el proceso de entrada de aire en el motor con las dos cámaras de combustión. En definitiva, y como conclusión final, se puede decir que la aplicación del programa Fluent al problema considerado proporciona resultados precisos que pueden emplearse en el diseño de futuros prototipos.

Agradecimientos

Los autores agradecen la financiación recibida de la Consejería de Educación, Ciencia y Tecnología de la Junta de Extremadura a través del proyecto 2PR04A073.

Referencias

- Batchelor, G. K. (2000). *An introduction to fluid dynamics*. Cambridge: Cambridge University Press.
- Della Volpe, R. (1992). *Principi di macchine a fluido*. Nápoles: Liguori Editori.
- Ferziger, J. H., & Peric, M. (1996). *Computacional methods for fluid dynamics*. New York: Springer.
- Fox, R. W., & McDonald, A. T. (1995). *Introducción a la mecánica de fluidos*. New York: McGraw-Hill.
- Genta, G. (2000). *Meccanica dell'autoveicolo*. Torino: Levrotto&Bella.
- Heywood, J. B. (1998). *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill.
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (1995). *An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method*. Essex: Longman Scientific and Technical.
- White, F. M. (1988). *Mecánica de fluidos*. New York: McGraw-Hill.

Correspondencia (Para más información contacte con):

Joaquín Fernández
Phone: +34 924 289 611
Fax: +34 924 289 601
E-mail: ffrancos@unex.es
URL: