

# Modelo de mecánica de fluidos computacional para el proceso de barrido en un motor Otto de dos tiempos



María Isabel Lamas-Galdo  
Carlos Gervasio Rodríguez-Vidal  
Juan de Dios Rodríguez-García  
Manuel Vicente Fernández-Quintás

Ingeniera Industrial  
Lcdo. en Máquinas Navales  
Ingeniero Industrial  
Ingeniero Técnico Industrial

UNIVERSIDAD DE LA CORUÑA. ESCUELA UNIVERSITARIA POLITÉCNICA. Avenida 19 de Febrero, s/n – 15405 Ferrol (A Coruña). Tfno: +34 981 337400. isabellamas@udc.es; carlosrv27@terra.es; jdedios@cdf.udc.es; m.fquintas@udc.es

Recibido: 28/09/2010 • Aceptado: 11/02/2011

## Computational fluid dynamics model to study the scavenging process in a two stroke Otto engine

### ABSTRACT

• In this paper, a CFD analysis was carried out to study the scavenging process of a two stroke engine. Particularly, an Otto, 125cc, single-cylinder, loop scavenging and direct injection engine was studied. Transient solutions of pressure, velocity and mass fraction field have been obtained numerically.

In order to validate this model, the numerically obtained results were compared to experimental obtained ones, which means that this work can perfectly simulate what happens inside the cylinder. In future projects, the aim is to use this model to optimize the efficiency of the new engines, reducing the habitual problems of short circuiting and losses of fresh charge.

• **Keywords:** two-stroke engine, computational fluid dynamics (CFD), scavenging, internal combustion engine.

### RESUMEN

El objetivo del presente artículo ha sido llevar a cabo un análisis CFD para simular el proceso de barrido en un motor de dos tiempos. Concretamente se ha estudiado un motor Otto, de 125cc, monocilíndrico, con barrido a lazo y de inyección directa. Se han obtenido numéricamente soluciones transitorias para el campo de presiones, velocidades y fracciones máxicas. Para ello se ha utilizado un software comercial de CFD.

Para validar este modelo se han contrastado los resultados obtenidos numéricamente con datos experimentales, lo cual indica que este trabajo es una herramienta perfectamente válida para reproducir lo que ocurre en el interior del cilindro. En proyectos futuros, el propósito es utilizar este modelo para optimizar el rendimiento de nuevos diseños de motores, disminuyendo los habituales problemas de cortocircuito y arrastre de gases frescos.

**Palabras clave:** motor de dos tiempos, mecánica de fluidos computacional (CFD), barrido, motor de combustión interna.

### 1. INTRODUCCIÓN

Desde sus comienzos, el motor de dos tiempos ha sido ampliamente utilizado en aplicaciones de pequeña y mediana potencias debido a su sencillez, ligereza, tamaño compacto, elevada potencia específica y robustez. Los principales inconvenientes frente al motor de cuatro tiempos son el elevado consumo de combustible y la producción de contaminación. Sin embargo, recientemente mejoras como la incorporación de la inyección directa y la unidad de control por computadora han propiciado el resurgimiento de este tipo de motores.

Es bien conocido que para el buen funcionamiento de un motor, tanto de cuatro como de dos tiempos, el proceso de *renovación de la carga de gases frescos* es fundamental (Arias-Paz, 2000; Blair, 1996). Un inconveniente general que presentan los motores de dos tiempos se debe a la utilización de un diagrama de distribución simétrico, ya que la renovación de la carga dentro del cilindro es gobernada por el propio pistón al subir y bajar, abriendo y cerrando las lumbreras de transferencia y de escape. Para que no se produzcan retrocesos al cárter, la presión dentro de la cámara debe ser inferior a la de las lumbreras de transferencia.

Para conseguir esto las lumbreras de escape deben ser abiertas antes que las de transferencia, lo cual tiene como consecuencia negativa la pérdida de cierta cantidad de gases frescos por el escape. Otro inconveniente es el cortocircuito, que tiene lugar cuando los gases frescos pasan directamente al escape dejando volúmenes de gases quemados sin ser barridos dentro del cilindro. El arrastre de gases frescos y el cortocircuito constituyen las principales desventajas de los motores de dos tiempos puesto que influyen muy negativamente en el rendimiento, consumo y generación de gases contaminantes.

A lo largo de los años se han empleado diversas tecnologías para solucionar los problemas de cortocircuito y arrastres de gases frescos por el escape (Rodríguez y Antelo, 2010). Algunas soluciones adoptadas en motores Otto de dos tiempos han sido el empleo del barrido transversal empleando pistón con deflector, el barrido en lazo tipo *Schneurlé* (Bell, 1983), los escapes con cámaras de expansión, las válvulas parcializadoras de lumbreras de escape y finalmente la inyección directa. En los motores de dos tiempos la inyección directa aporta numerosas ventajas, siendo la más importante que mejora el problema de arrastre de mezcla fresca por el escape en todas las condiciones de funcionamiento. Como se muestra en la Fig. (1.a), en un motor de dos tiempos convencional de carburación el barrido se realiza con mezcla fresca (combustible más aire). Sin embargo, mediante inyección directa, Fig. (1.b), el barrido se realiza solamente con aire y el aporte de combustible se realiza por medio de inyección directamente en el interior del cilindro y después de cerrarse la lumbrera de escape. Esto hace que, en caso de que existieran arrastres de gases frescos por el escape, solo se perdería aire.

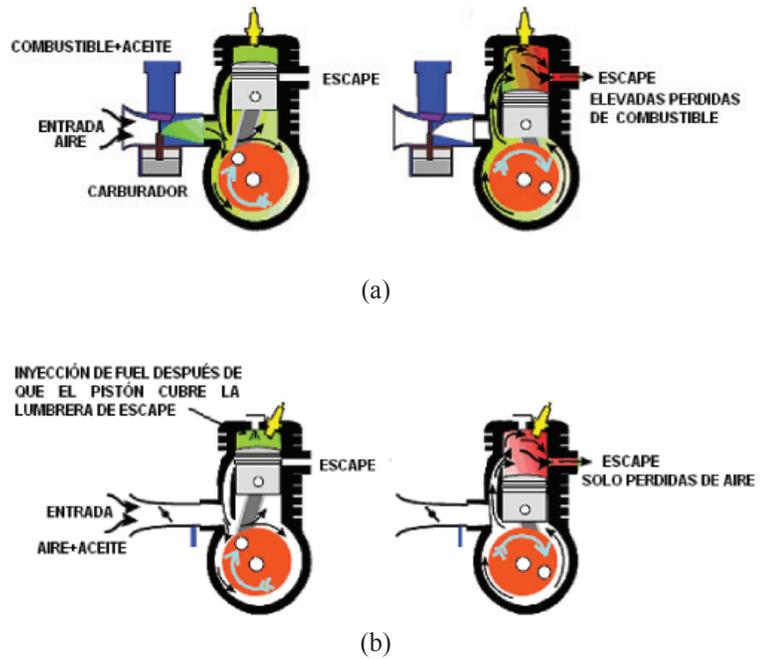


Figura 1: (a) Motor de dos tiempos convencional de carburación; (b) Motor de dos tiempos con inyección directa.

Fuente: Orbital Engine Corporation.

La principal dificultad que aparece a la hora de diseñar un sistema de barrido eficaz es que son muchas las variables implicadas en el proceso: geometría, diseño de las lumbreras, tiempos de admisión y escape, relación de compresión, dosado, etc., siendo necesario un estudio detallado de cada uno de estos parámetros. Aunque actualmente se

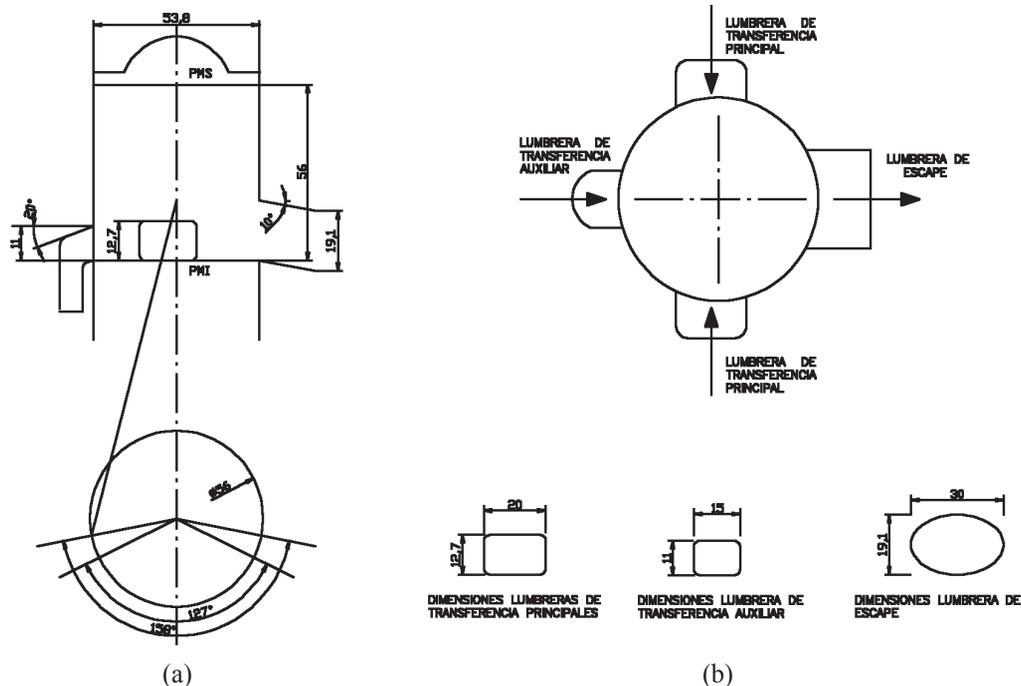


Figura 2: (a) Geometría del cilindro visto lateralmente y diagrama de distribución; (b) Geometría visto en planta y dimensiones de las lumbreras. Dimensiones en mm.

dispone de técnicas experimentales muy avanzadas para proporcionar información del flujo en el interior del cilindro, la dinámica de fluidos computacional (CFD) ofrece un método alternativo que permite reducir el coste de dinero y tiempo que supone un montaje experimental. El término CFD proviene de las siglas del inglés “*Computational Fluid Dynamics*”, lo cual se traduce al castellano como “Mecánica de Fluidos Computacional”. Es una rama de mecánica de fluidos que utiliza procedimientos iterativos para conocer en detalle las características de los flujos. En los últimos años, el avance del CFD y de la computación ha dado lugar a que aparecieran ciertas publicaciones de motores, tanto de lumbreras (Kato et al., 1991; Creaven et al., 2001; Pitta y Kuderu., 2008) como de válvulas (Payri et al., 2004; Hariharan et al., 2009; Albanesi et al., 2009; Rahman et al., 2010; Zancanaro y Vielmo, 2010). Sin embargo, dada la gran utilidad de los procedimientos numéricos, es importante que se sigan simulando motores con el fin de validar totalmente el método y con ello poder implementarlo completamente en el campo del diseño. En el presente trabajo se ha utilizado el CFD para estudiar el proceso de barrido en un motor Otto de dos tiempos de 125cc y se han validado los resultados obtenidos con datos experimentales.

## 2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO

### 2.1. GEOMETRÍA DEL MOTOR, ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y FUNCIONAMIENTO

El motor estudiado en el presente trabajo es monocilíndrico, con tres lumbreras de transferencia de forma rectangular y una lumbrera de escape de forma elíptica. La configuración del cilindro y el diagrama de distribución se muestran en la Fig. (2) y otras especificaciones técnicas se resumen en la Tabla 1.

Parámetro	Valor
Tipo de Motor	Dos tiempos, Otto
Cilindrada	127,3 cm <sup>3</sup>
Relación de compresión	9,86:1
Diámetro x Carrera	53,8 x 56 mm
Longitud de biela	110 mm
Sistema de barrido	Barrido a lazo tipo <i>Schernule</i> , multitransfers
Sistema de combustible	Inyección directa
Sistema de lubricación	Aceite mezclado con el aire de admisión
Instante de ignición	-20° antes de P.M.S. <sup>1</sup>
Escape, apertura/cierre	Duración: 158°; A: 101°; C: 259° después de P.M.S.
Transferencia, apertura/cierre	Duración: 127°; A: 116,5°; C: 243,5° después de P.M.S.
Potencia	7,5 kW
Revoluciones	6.000 rpm

Tabla 1: Especificaciones técnicas

<sup>1</sup> P.M.S.: Punto muerto superior

<sup>2</sup> P.M.I.: Punto muerto inferior

Con el fin de facilitar la comprensión al lector, antes de proceder con la descripción de los cálculos realizados en este trabajo se hace conveniente describir el principio básico de funcionamiento. Si se considera como inicio el P.M.S., el proceso es el siguiente. El pistón comienza a bajar tras saltar la chispa en la bujía. Durante su descenso, la primera lumbrera en descubrirse es la de escape, por la cual los gases quemados son expulsados hacia el exterior debido a la alta presión existente en el cilindro. A continuación se descubren las lumbreras de transferencia, por las cuales entra aire que desplaza a los gases quemados. La admisión de aire y escape de gases quemados sigue teniendo lugar durante el resto de carrera descendente del pistón y, tras alcanzar el P.M.I.<sup>2</sup>, parte de la ascendente. Cuando el pistón sube, las primeras lumbreras en cerrarse son las de transferencia y posteriormente la de escape. Finalmente, el ciclo termina al llegar el pistón de nuevo al P.M.S.

En la admisión de los motores de dos tiempos se puede hablar de dos fases: admisión al cárter y llenado del cilindro. El cárter, situado bajo el pistón, actúa como una bomba que aspira el aire del exterior y lo transfiere al cilindro. Existen varios tipos de admisión al cárter. En el motor del presente trabajo es por medio de láminas, presentando los conductos de admisión unas válvulas con láminas flexibles que impiden el retroceso por la entrada de las mismas.

### 2.2. IMPLEMENTACIÓN NUMÉRICA

#### 2.2.1. Parámetros de cálculo

En este trabajo se ha estudiado solamente el proceso de barrido sin considerar la combustión, para lo cual el instante inicial ha tenido que elegirse tal que la combustión se encuentre completada. Concretamente se ha simulado desde 90° de ángulo de cigüeñal hasta 270°, realizándose un total de 180° de recorrido, correspondiendo a 0,005 segundos (debido a que el motor gira a 6.000 rpm).

Todo modelado CFD se compone de 3 etapas: preproceso o generación de la malla computacional, cálculo mediante la solución de las ecuaciones gobernantes y postproceso o visualización de los resultados. Estas etapas se explican con más detalle en los apartados siguientes.

#### 2.2.2. Malla computacional

Para el diseño de la geometría 3D se ha acudido al software comercial *Solid*

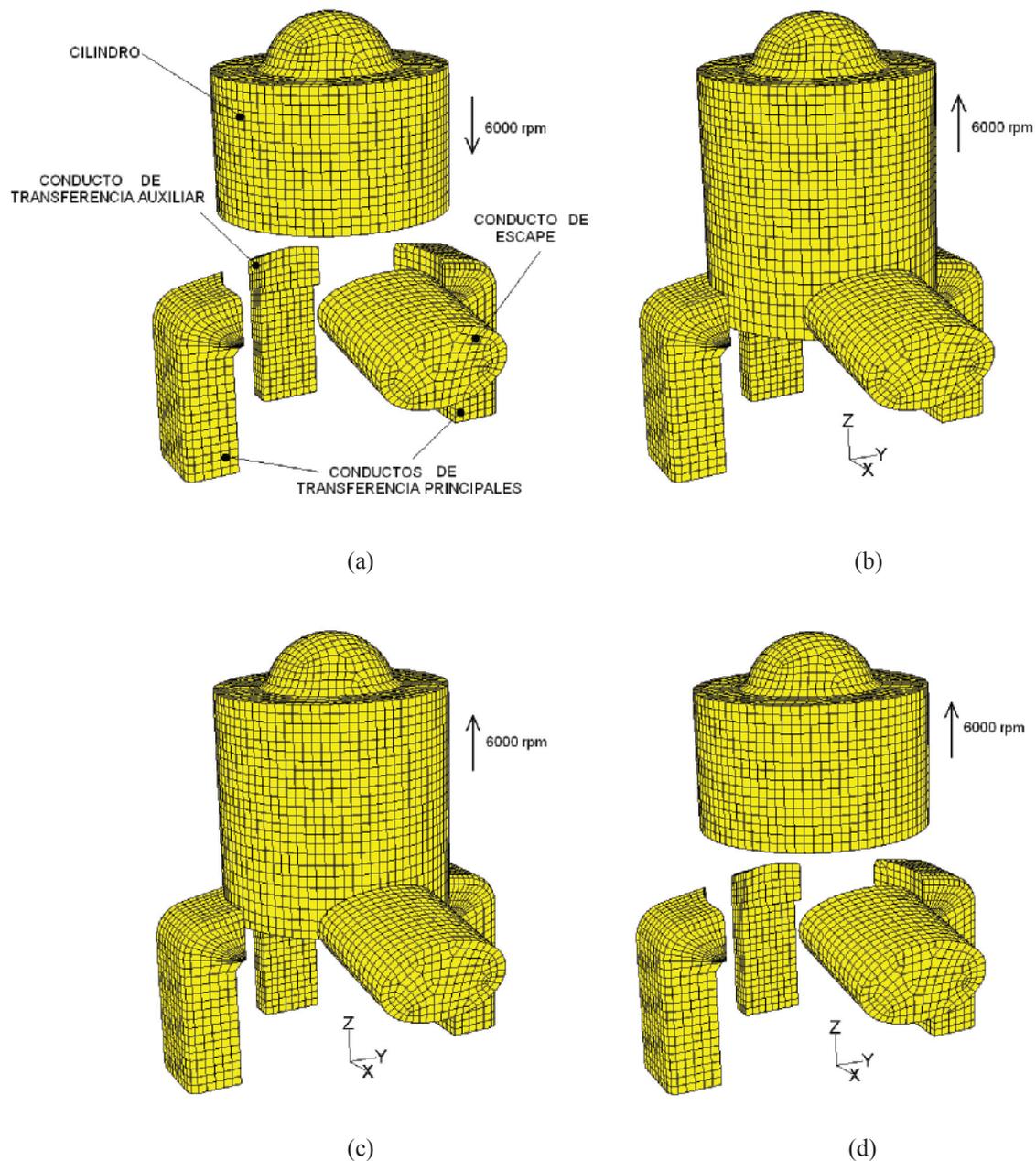


Figura 3: Movimiento y adaptación de la malla; (a) 92° ángulo cigüeñal; (b) 190° ángulo cigüeñal; (c) 215° ángulo cigüeñal; (d) 270° ángulo cigüeñal.

Edge, aunque podrían emplearse otros programas de diseño tales como *CATIA*, *AutoCAD*, *SolidWorks*, *Pro/ENGINEER*, *MicroStation*, etc. En cuanto a la malla, se ha hecho a partir de elementos hexagonales mediante el software *Gambit 2.4*. Con el fin de implementar la variación de volumen dentro de la cámara debido al movimiento del pistón, la malla se ha tenido que hacer deformable. En la Fig. (3) se ha representado la adaptación para cuatro instantes de tiempo, correspondiendo a 92° de ángulo de cigüeñal (pistón descendiendo) y 190°, 215° y 270° de ángulo de cigüeñal

(pistón ascendiendo). Se puede apreciar como la malla en la zona del cilindro se adapta al movimiento añadiendo o suprimiendo capas de celdas adyacentes a la superficie del pistón.

### 2.2.3. Cálculo CFD

Las ecuaciones gobernantes son las clásicas de mecánica de fluidos de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía. El proceso se ha modelado como mezcla de dos especies, aire y gases quemados, ambas con

comportamiento de gases ideales. Se podrían modelar todos los componentes que intervienen realmente, pero al no estar tratando la combustión, la influencia en los resultados sería prácticamente irrelevante.

En cuanto a turbulencia, se ha empleado el modelo  $k-\epsilon$  estandar debido a que tiene la ventaja de ser robusto, computacionalmente económico y lo suficientemente preciso para un amplio rango de casos (Vesteg, 2007; Fluent, 2006). El tratamiento en las regiones cercanas a las paredes ha sido mediante las funciones estándar de pared (Fluent, 2006).

La simulación se ha hecho mediante el software comercial *ANSYS Fluent 6.3*, el cual se basa en el método de volúmenes finitos. El paso de tiempo ha sido equivalente a  $0,5^\circ$  de ángulo de cigüeñal, por tanto, se utilizaron 360 pasos de tiempo para simular el recorrido desde  $90^\circ$  hasta  $270^\circ$ . El tiempo de cálculo ha sido de 20 horas en un procesador Intel Core 2 Duo con 4 Gb de memoria RAM.

En cuanto a acoplamiento entre presión-velocidad, se ha acudido al algoritmo PISO. Las ecuaciones gobernantes han sido discretizadas mediante un esquema de segundo orden y el tratamiento temporal mediante primer orden. Dado que las técnicas de CFD proporcionan errores numéricos de discretización (mallado espacial y paso de tiempo) debidos al proceso iterativo, se ha estudiado la sensibilidad ante el tamaño de malla y de paso de tiempo, verificando que los resultados obtenidos son prácticamente insensibles ante variaciones de los mismos.

En todo modelo de CFD es necesario establecer unas condiciones iniciales y de contorno. En cuanto a condiciones de contorno, las presiones en las lumbreras de transferencia y escape han sido medidas experimentalmente en un trabajo previo (Rodríguez, 2010) y aplicadas en el presente modelo. Se representan en la Fig. (6), la cual se comentará más adelante. La intensidad de turbulencia se ha impuesto con valor 5% y la longitud de escala 0,002 m. La temperatura del aire entrante se ha considerado constante e igual a la atmosférica, 300K.

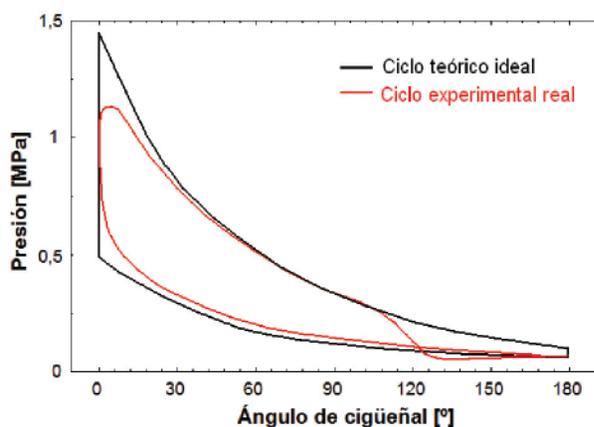
En cuanto a la presión inicial (a  $90^\circ$  de giro de cigüeñal), también ha sido medida experimentalmente, correspondiendo a 430.260 Pa (4,3026 bar) de presión manométrica. Para el caso de la temperatura inicial en el interior del cilindro, por desgracia actualmente no se dispone de instrumentación para medir con la suficiente precisión debido a que el tiempo de respuesta de un sensor de temperatura no es lo suficientemente rápido para seguir la velocidad del motor. Por este motivo, a partir de los datos experimentales de la presión se ha determinado el ciclo termodinámico ideal para presiones y temperaturas, Figs. (4a) y (4b) respectivamente. A partir de este último se ha obtenido la temperatura inicial, resultando 1027 K.

En cuanto a la instrumentación que se ha empleado para medir experimentalmente las presiones, en el caso de las admisión y escape se han utilizado sensores piezoresistivos *Kistler 4007BA20F*, mientras que para el interior del cilindro se ha utilizado un sensor piezoeléctrico *Kistler 6115AFD36* acoplado en la bujía. Estos sensores se conectaron a su correspondiente amplificador de carga y a un sistema de adquisición de datos NI USB-9215A. Los datos han sido analizados mediante el software *LabVIEW SignalExpress LE*.

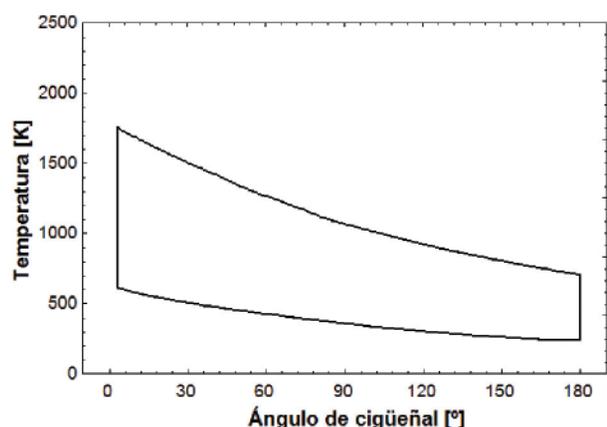
### 3. RESULTADOS

#### 3.1. CAMPO DE PRESIONES

El campo de presiones se muestra en la Fig. (5). En la Fig. (5.a) se observa como la presión, que se ha establecido en 430.260 Pa para las condiciones iniciales, va descendiendo debido a la expansión originada por el descenso del pistón. En el momento que se abre la lumbrera de escape la presión cae bruscamente dentro de la cámara. Al abrir las lumbreras de transferencia, Fig. (5.b), se observa que la presión en la cámara está por debajo de la presión en las lumbreras de



(a)



(b)

Figura 4: (a) Diagrama de presiones ideal y experimental. (b) Diagrama de temperaturas ideal.

transferencia, lo cual indica que el diseño es adecuado puesto que no da lugar a retrocesos de los gases quemados al cárter (fenómeno que sería muy negativo para el rendimiento del motor). Una vez que el ascenso del pistón efectúa el cierre de todas las lumbreras, Fig. (5.d), la presión va ascendiendo debido a la compresión.

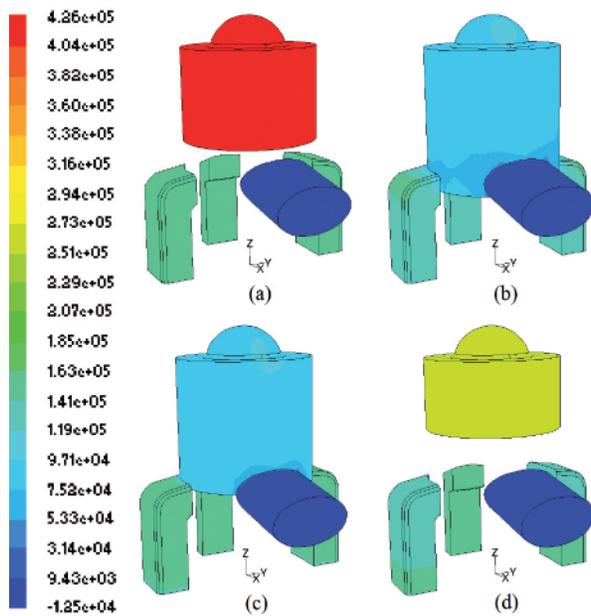


Figura 5: Campo de presiones manométricas [Pa]. (a) 92° ángulo cigüeñal; (b) 190° ángulo cigüeñal; (c) 215° ángulo cigüeñal; (d) 270° ángulo cigüeñal.

En la Fig. (6) se muestra la evolución de la presión en el interior del cilindro obtenida numérica y experimentalmente, así como las presiones en la admisión y escape medidas experimentalmente. Se observa como inicialmente la presión en la cámara cae debido a la expansión provocada por el descenso del pistón. Al abrir la lumbrera de escape (101° de ángulo de cigüeñal) la presión cae rápidamente a valores inferiores a los existentes en el cárter para que, cuando las lumbreras de transferencia inicien su apertura, (116° de ángulo de cigüeñal), los gases frescos que son bombeados desde el cárter se introduzcan a través de las lumbreras de transferencia dentro del cilindro. Finalmente, se observa que cuando cierra la lumbrera de escape (260° de ángulo de cigüeñal) la presión asciende bruscamente. Comparando los resultados obtenidos numérica y experimentalmente de la Fig. (6) se puede apreciar una buena concordancia entre ambos, lo cual indica que el modelo de CFD es perfectamente válido para reproducir el comportamiento del flujo en el interior del cilindro.

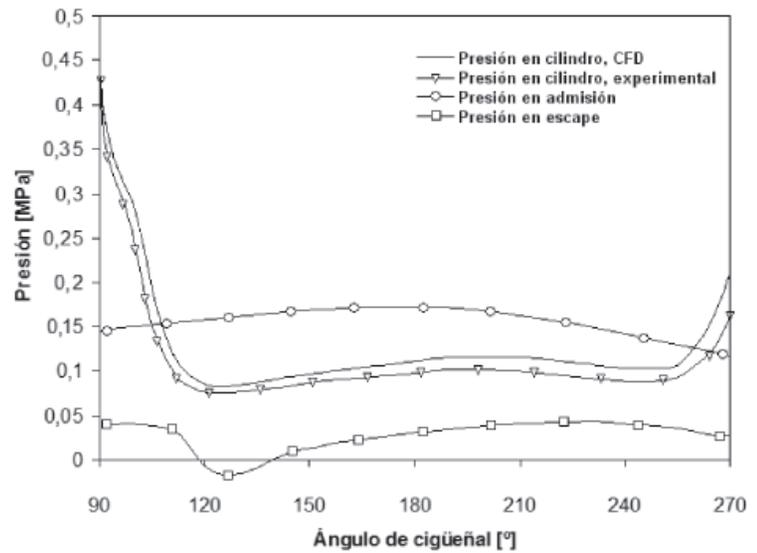


Figura 6: Evolución de la presión manométrica en cilindro, admisión y escape a lo largo del recorrido de cigüeñal.

### 3.2. CAMPO DE VELOCIDADES

La Fig. (7) muestra el campo de velocidades para 92°, 190°, 215° y 270° de ángulo de cigüeñal. Inicialmente, Fig. (7.a), se observa como solamente hay velocidad en el eje z,  $v_z$ , mientras que  $v_x=0$  y  $v_y=0$ . El valor que adopta se corresponde al movimiento descendente del pistón, que en ese instante se está desplazando hacia abajo. Cuando el pistón desciende lo suficiente para que tenga lugar la apertura

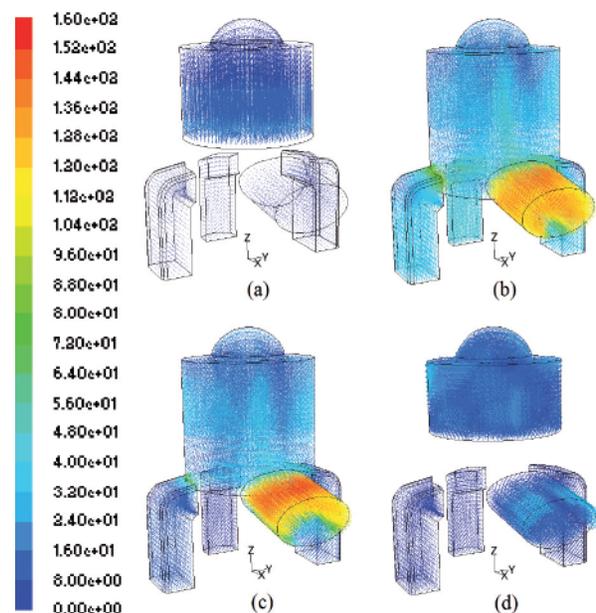


Figura 7: Campo de velocidades del fluido [m/s]. (a) 92° ángulo cigüeñal; (b) 190° ángulo cigüeñal; (c) 215° ángulo cigüeñal; (d) 270° ángulo cigüeñal.

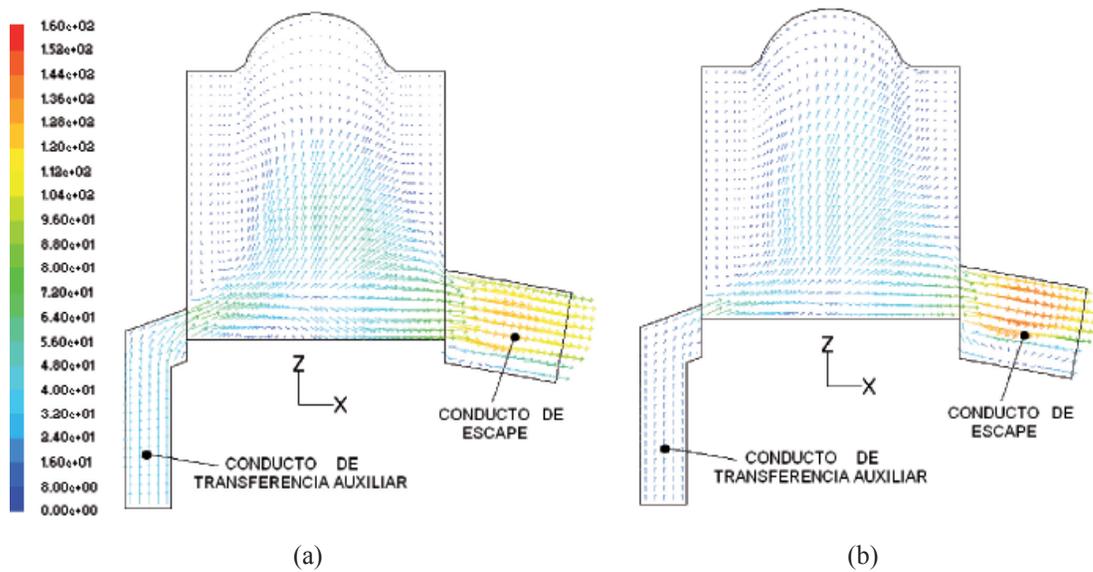


Figura 8: Campo de velocidades [m/s] en plano medio. (a) 190° ángulo cigüeñal; (b) 215° ángulo cigüeñal.

de las lumbreras, Fig. (7.b), se observa como entra fluido a través de las lumbreras de transferencia y sale a través de la lumbrera de escape. Asimismo, también se observa como se crea una circulación de flujo en el interior del cilindro. Cuando el pistón asciende, Fig. (7.c) se sigue apreciando la circulación en el interior del cilindro, que incluso prosigue cierto tiempo tras el cierre de las lumbreras, Fig. (7.d).

Para ilustrar mejor el movimiento de flujo en el interior del cilindro, en la Fig. (8) se muestra el campo de velocidades en un plano central que comprende la lumbrera de escape y la de transferencia auxiliar.

### 3.3. CAMPO DE FRACCIONES MÁSCICAS

Los contornos de fracciones máscicas se muestran en la Fig. (9) para 92°, 190°, 215° y 270° de ángulo de cigüeñal. En la Fig. (9.a) se observa como el cilindro inicialmente está lleno de gases quemados (color azul). Cuando el pistón desciende y se abren las lumbreras tiene lugar el proceso de barrido, Fig. (9.b). El aire que entra (color rojo) va expulsando los gases hacia el exterior del cilindro. Al final del proceso, el pistón asciende y cierra las lumbreras de transferencia y de escape, Fig. (9.d), y el cilindro queda lleno en su mayor parte de aire (porque siempre puede quedar una pequeña proporción de gases quemados).

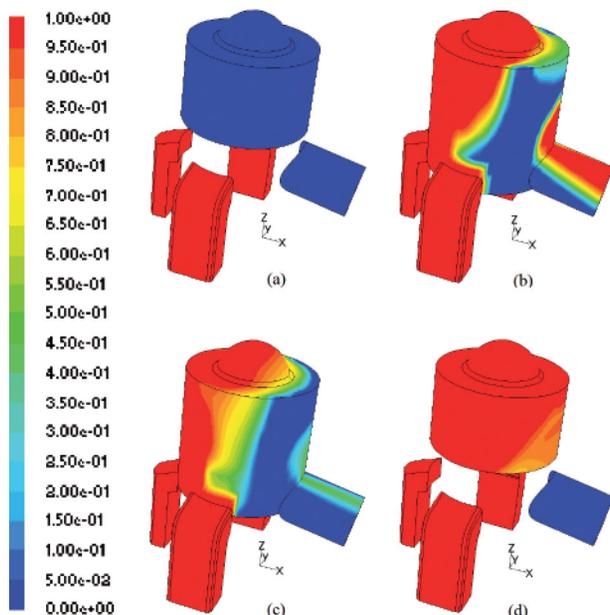


Figura 9: Campo de fracciones máscicas [-]. (a) 92° ángulo cigüeñal; (b) 190° ángulo cigüeñal; (c) 215° ángulo cigüeñal; (d) 270° ángulo cigüeñal.

### 4. CONCLUSIONES Y DISCUSIÓN

En el presente artículo se ha aplicado un software de CFD para estudiar el proceso de barrido en un motor de dos tiempos de inyección directa.

Los resultados obtenidos del análisis CFD pueden ser utilizados para mejorar el flujo de gases y por tanto el rendimiento de los nuevos diseños de motores. El campo de presiones es útil para identificar zonas donde el flujo de gases es ineficaz o defectuoso y que debería ser corregido. El campo de velocidades es útil para localizar zonas con velocidades inaceptablemente altas, demasiado bajas o con una inadecuada orientación. Finalmente, el campo de fracciones máscicas es útil para comprobar el adecuado

llenado de gases frescos dentro del cilindro y detectar la aparición de problemas de cortocircuito y arrastre de gases frescos.

A pesar de las ventajas que ofrece este modelo, también es importante citar sus inconvenientes. En primer lugar hay que tener en cuenta que la división del dominio en elementos discretos (malla) y del tiempo en pasos de tiempo introduce cierto error en los resultados. Por este motivo es necesario hacer un estudio de sensibilidad de malla y paso de tiempo hasta que el error obtenido sea prácticamente despreciable. En segundo lugar, otros errores provienen de suposiciones que se han hecho para simplificar los cálculos, por ejemplo asumir comportamiento de gas ideal, considerar únicamente dos especies, recurrir a un modelo de turbulencia (en este caso  $k-\epsilon$ ). En tercer lugar, otro inconveniente de los modelos numéricos, aunque no influye en el error cometido, es el tiempo de cálculo. Téngase en cuenta que esta simulación ha llevado 20 horas de cálculo en un ordenador para simular 0,005 segundos reales. Además, este problema se agrava cuanto mayores son las dimensiones del motor, hasta el punto que motores de gran cilindrada requerirían tal malla que no se podría simular en un ordenador normal y sería necesario recurrir a un clúster o a una estación de trabajo.

En cuanto a trabajos futuros, sería interesante aplicar este modelo CFD a otros tipos de motores, por ejemplo para motores diesel lentos de dos tiempos de gran potencia, motores de dos tiempos con válvulas, motores de cuatro tiempos, etc. Otro aspecto que sería interesante estudiar en trabajos futuros es estudiar la optimización del rendimiento variando parámetros como la geometría del cilindro y lumbreras, presiones de trabajo, tiempos de admisión y escape, relación de compresión, etc.

## 5. BIBLIOGRAFÍA

- Arias-Paz M. *Motocicletas*. 33ª edición. Dossat, 2000. 752p. ISBN 13-9788496437265.
- Blair GP. *Design and Simulation of Two-Stroke Engines*. SAE International, 1996. 647 p. ISBN 978-1-56091-685-7.
- Orbital Engine Corporation. Información en línea. <<http://www.orbeng.com.au>>
- Rodríguez-Vidal C G, Antelo-González F. "Sistemas de distribución en motores lentos de dos tiempos con barrido uniflujo, en lazo y transversal". *Axomaga*. 2009, Vol.11 p.46-51.
- Bell AG. *Two-stroke Performance Tuning in Theory and Practice*. Sparkford, England. Haynes Publish Group, 1983. 229 p. ISBN: 0-85429-329-9.
- Kato S, Nakagawa H, Kawahara Y, Adachi T, Nakashima M. "Numerical analysis of the scavenging flow in a two-stroke-cycle gasoline engine". *JSME International Journal*. 1991, Vol.34-3 p.385-390.
- Creaven JP, Kenny KG, Cunningham G. "A computational and experimental study of the scavenging flow in the transfer duct of a motored two-stroke cycle engine". *Proc Instn Mech Engrs*. 2001, Vol.215-D.
- Pitta SR, Kuderu R. "A computational fluid dynamics analysis on stratified scavenging system of medium capacity two-stroke internal combustion engines". *Thermal Science*. 2008, Vol.12-1 p.33-42.
- Payri F, Benajes J, Margot X. et al. "CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection diesel engines". *Computers & Fluids*. 2004, Vol.33 p.995-1021.
- Hariharan Ramamoorthy, Mahalakshmi NV, Krishnamoorthy Jeyachandran. "Setting up a comprehensive CFD model of a small two stroke engine for simulation". *International Journal of Applied Engineering Research*. 2009, Vol.4-11.
- Albanesi A, Destefanis C, Zanotti A. "Intake port shape optimization in a four-valve high performance engine". *Mecánica Computacional*. 2009, Vol.28 p.1355-1370.
- Rahman MM, Hamada KI, Noor MM et al. "Heat transfer characteristics of intake port for spark ignition engine: A comparative study". *Journal of applied sciences*. 2010, Vol.10-18 p.2019-2026.
- Zancanaro FV, Vielmo HA. "Numerical analysis of the fluid flow in a high swirled diesel engine". En: *Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (Antalya-Turkey, 19-21 July 2010)*, 2010, p. 387-392.
- Versteeg HK, Malalasekera W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method*. Pearson Prentice Hall, 2007. 503 p. ISBN 978-0-13-127498-3.
- Fluent 6.3 Documentation, 2006. Fluent Inc.
- Rodríguez-Vidal CG. "Estudio de un motor de 2T con inyección directa y análisis CFD del sistema de barrido", Máster, Universidad de la Coruña, Escuela Técnica Superior de Náutica y Máquinas, 2010.