

VALIDACIÓN DE UN MODELO DE TUMBLE Y TURBULENCIA PARA UN MOTOR DE CUATRO VÁLVULAS DE ALTO RENDIMIENTO

Damian E. Ramajo^{*}, Angel L. Zanotti^{*}, y Norberto M. Nigro^{*}

^{*} Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería (CIMEC)
INTEC-Universidad Nacional del Litoral-CONICET, Güemes 3450
S3000GLN Santa Fe, Argentina
e-mail: dramajo@ceride.gov.ar, web page: <http://venus.ceride.gov.ar/>

Palabras clave: Turbulencia, Tumble, CFD, modelo cero-dimensional.

Resumen. *El movimiento de la carga dentro del cilindro de motores de combustión interna es uno de los factores más importantes afectando la producción de turbulencia. En motores de 4 válvulas, la configuración de las mismas origina un movimiento de la carga alrededor de un eje normal al eje del cilindro. Este movimiento, llamado tumble, es originado durante la carrera de admisión y continua a lo largo de la carrera de compresión, donde el movimiento del pistón produce la distorsión, aceleración y posterior degradación del macro vórtice, resultando en un incremento en la energía cinética.*

La formulación del modelo cero dimensional fue introducida por Benjamín⁵ para estimar el tumble y los niveles de turbulencia durante el periodo de compresión. Posteriormente, este modelo fue modificado por Achuth y Mehta⁶ quienes incluyeron la generación de tumble y turbulencia durante el periodo de admisión. Ambos modelos se basan en considerar la existencia de un movimiento de tumble, promediando espacialmente las características del flujo y estimando la turbulencia mediante un modelo k-e.

El presente trabajo tiene el objetivo de validar el citado modelo en motores de 4 válvulas por cilindro con cámaras de combustión tipo pentroof. Con ese fin, un motor mono cilindro fue elegido para la simulación y sus carreras de admisión y compresión fueron analizadas. Los resultados de la simulación numérica fueron comparados con los obtenidos al simular el problema tridimensional mediante el programa comercial, ANSYS CFX 5.7.

INTRODUCCIÓN

El movimiento de la carga dentro del cilindro en motores de combustión interna de alta performance es uno de los factores de mayor peso a la hora de obtener buenas prestaciones. Durante muchos años, la utilización de motores de dos válvulas por cilindro determinó que el movimiento de la carga dentro del cilindro siguiera estructuras vorticosas conocidas como **swirl** donde el torbellino se generaba en ejes paralelos al eje del cilindro. La incorporación de 4 o más válvulas por cilindro y en particular el diseño de las cámaras de combustión tipo pentroof generaron un nuevo tipo de estructura conocida como **tumble**, donde el eje del vórtice inducido se encuentra en un plano perpendicular al eje del cilindro. Muchos investigadores han realizado estudios experimentales intentando cuantificar el movimiento de la carga y los niveles de turbulencia^{1,2,3}. Sin embargo, son escasos los trabajos reportando estudios numéricos del problema³. Más escasos aún son los modelos cero dimensionales que intentan predecir las magnitudes turbulentas dentro del cilindro^{4,5,6}. En este trabajo dos de estos modelos son abordados y estudiados (prestando particular atención al último modelo). El primero de ellos fue propuesto por Heywood⁴ y se basa en el concepto de cascada de energía y la degradación de la macro energía cinética para obtener la intensidad turbulenta. El segundo es un modelo más sofisticado, introducido por Benjamín⁵ y modificado por Mehta et al.⁶, que tiene aplicación en cámaras tipo pentroof de 4 válvulas por cilindro e incorpora la creación de un macro vórtice de tumble durante la admisión, y su posterior degradación en energía cinética turbulenta durante la etapa de compresión.

La descripción detallada de la simulación tridimensional utilizada para validar los modelos es abordada en el trabajo realizado por Ramajo et al⁷.

DESCRIPCIÓN DE LOS MODELOS

La inclusión del movimiento de la mezcla en modelos cero dimensionales resulta de gran utilidad, dado que incrementa el espectro de la física del modelo y permite incorporar parámetros geométricos de la cámara y válvula, los cuales influyen en gran medida en los procesos de inducción y combustión. A continuación se expone la formulación matemática para ambos modelos cero dimensionales.

1.1 Modelo de Poulos y Heywood

Este modelo⁴ permite estimar la energía cinética turbulenta k a partir de la degradación de la macro energía cinética total K , introducida durante la etapa de admisión sin caracterizar los movimientos estructurados del flujo, por ejemplo, la velocidad media de la carga dentro del cilindro. A continuación se transcriben solo las ecuaciones fundamentales, para una descripción detallada del modelo ver el trabajo realizado por Poulos y Heywood⁴.

La expresión diferencial para la macro energía cinética K está dada por,

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2} \dot{m}_i u_i^2 - P - K \frac{\dot{m}_e}{m}, \quad (1)$$

$$K = \frac{1}{2} m U^2$$

donde u_i es la velocidad media del flujo de entrada, siendo \dot{m}_i y \dot{m}_e los flujos másicos de entrada y salida del cilindro, P el término de producción de energía cinética turbulenta y m la masa total dentro del cilindro.

El primer término en el miembro derecho de la Eq. 1 es simplemente la energía cinética del flujo de entrada y es la única fuente de energía cinética del cilindro. El segundo término P caracteriza la degradación de la macro energía K en energía cinética turbulenta k . El último término representa un sumidero de energía, debido a que la energía cinética puede ser advectada con los gases de escape. Cabe destacar que este modelo no tiene en cuenta la transferencia de energía cinética a causa del movimiento del pistón.

La ecuación para k tiene una forma similar a la anterior,

$$\frac{dk}{dt} = P - m\mathbf{e} - k \frac{\dot{m}_e}{m}, \quad (2)$$

$$k = \frac{3}{2} m u'^2$$

donde \mathbf{e} es la velocidad de disipación de energía cinética turbulenta y u' es la intensidad turbulenta. La ecuación 1 y 2 quedan acopladas mediante el término de producción P . Aunque en este modelo intervienen las variables k y \mathbf{e} no se trata de un modelo estándar de dos ecuaciones para la turbulencia ya que \mathbf{e} no es obtenida desde una ecuación diferencial sino desde la siguiente expresión algebraica,

$$\mathbf{e} \cong \frac{u'^3}{L} = \frac{\left(\frac{2k}{3m}\right)^{\frac{3}{2}}}{L}, \quad (3)$$

donde L es la longitud característica de los torbellinos de mayor tamaño y es aproximada como,

$$L = \frac{V}{(\rho B o^2 / 4)}; \quad \text{para } L \leq \frac{B o}{2}, \quad (4)$$

con V siendo el volumen instantáneo y $B o$ el diámetro del cilindro. Este modelo considera que k (y por ende u') es consecuencia enteramente de la degradación de las macro estructuras.

La mayor dificultad del modelo radica en estimar el término de producción P . Los autores asumen que la producción de turbulencia es similar a la generada en una capa límite turbulenta sobre una placa plana,

$$P = \mathbf{m}_t \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2, \quad (5)$$

donde \mathbf{m}_t es la viscosidad turbulenta y U es la velocidad media del flujo. La viscosidad turbulenta \mathbf{m}_t se relaciona con \mathbf{k} mediante la expresión,

$$\mathbf{m}_t = \frac{C_d \mathbf{k}^2}{m e}, \quad (6)$$

siendo C_d una constante conocida e igual a 0.09. Debido a que el gradiente de U es desconocido, por tratarse de un modelo cero dimensional, este es aproximado mediante,

$$\left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 = C_b \frac{U^2}{L^2}, \quad (7)$$

donde C_b es un coeficiente ajustable según la geometría de la tapa ($C_b = 1.5$ puede tomarse como valor de referencia).

1.2 Modelo de Benjamin y Mehta

Este modelo es de tipo fenomenológico y fue introducido por Benjamin⁵ para estudiar la evolución de la turbulencia y el tumble durante la etapa de compresión en cámaras de combustión planas (cámaras tipo disk o pancake). Posteriormente Mehta et al.⁶ extendieron el modelo de Benjamin considerando la turbulencia y el tumble, producto del ingreso de la carga durante la etapa de admisión en cámaras con geometría tipo pentroof como se puede ver en la Fig. 1.

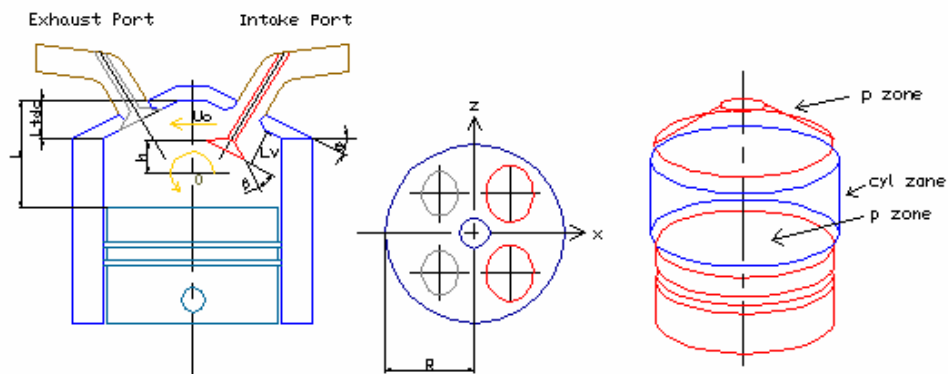


Figura 1. Corte axial y transversal del cilindro.

Modelo de tumble

El modelo considera que el fluido que ingresa al cilindro contiene una componente de velocidad en la dirección tangencial. Mehta et al.⁶ han incorporado parámetros geométricos fundamentales como ser: el ángulo q de la tapa del cilindro, el ángulo de descarga b de la válvula y la alzada máxima L_{vmax} .

La velocidad del vórtice es calculada aplicando la ecuación de balance de la cantidad de movimiento angular, en la cual son promediados espacialmente tanto los esfuerzos de corte sobre las paredes del cilindro, tapa y pistón como las tensiones de corte actuando sobre la superficie del macro vórtice.

El balance de cantidad de movimiento angular aplicado a un vórtice de fluido girando dentro del cilindro, al cual ingresa masa es,

$$\frac{dJ}{dt} = \frac{dJ_{in}}{dt} - T_s - T_w, \quad (8)$$

donde J_{in} es la cantidad de movimiento angular ingresando por la válvula de admisión, T_s es el torque debido a las tensiones de corte en el fluido y T_w es el torque debido a las tensiones de corte en la pared. J_{in} es calculado al considerar la velocidad media U_0 del fluido que ingresa con momento positivo respecto del vórtice y con un brazo de palanca h respecto de su centro de rotación, por lo tanto

$$\frac{dJ_{in}}{dt} = \dot{m}_{in} U_0 h, \quad (9)$$

U_0 es calculado mediante,

$$U_0 = c_v u_{in} \cos(q - b), \quad (10)$$

donde u_{in} es la velocidad media de entrada al cilindro. El coeficiente c_v en la Eq. 10 varía de acuerdo a la alzada instantánea L_v de la válvula de admisión. Los autores recomiendan utilizar c_v 0.5 cuando $L_v < L_{vmax}/2$ y 1 cuando $L_v \geq L_{vmax}/2$.

El modelo de tumble asume que el vórtice tiene la forma de una elipse inscrita en el cilindro por lo que el campo de velocidad en el interior del vórtice es,

$$\begin{aligned} u_x &= 2U \left(1 - \frac{z^2}{R^2} \right) \frac{y}{L} \\ u_y &= -2U \left(1 - \frac{z^2}{R^2} \right) \frac{x}{W} \end{aligned} \quad (11)$$

donde R y L son mostrados en la figura 1 y W es el semi eje de la elipse sobre x . Es necesario señalar que al asumir el campo dado por la Eq. 11 se está considerando una condición de deslizamiento para el fluido sobre la pared (la velocidad u es distinta de cero para todo $-R < z < R$). La

simetría de la Eq. 11 implica que el campo de velocidad sobre la superficie de la tapa del cilindro es igual al correspondiente a la cabeza del pistón. Esto motiva la división del dominio en dos grupos, por un lado la superficie vertical de las paredes del cilindro (denotada con el subíndice cyl) y por otro la superficie de la tapa del cilindro y la cabeza del pistón (denotada con el subíndice p).

Las expresiones para el corte sobre la pared son obtenidas al aplicar la solución para la fuerza de fricción entre placas paralelas,

$$\mathbf{t}_w = \frac{1}{2} \mathbf{r} u_w^2 c_f \quad (12)$$

donde u_w es la velocidad del fluido fuera de la capa límite y es aproximada mediante U en el modelo. El coeficiente de fricción c_f es calculado mediante,

$$c_f = 0.074 \text{Re}^{-0.2}$$

$$\text{Re} = \frac{\mathbf{r} U B \omega}{\mathbf{u}}; \quad 5 \times 10^5 < \text{Re} < 10^7 \quad (13)$$

El torque T_w se obtiene al integrar \mathbf{t}_w en la superficie de cada uno de los dos grupos en que se ha dividido el cilindro,

$$T_w = \int_{\text{sup}} \mathbf{t}_w dA = \int_{\text{cyl}} \mathbf{t}_w dA_{\text{cyl}} + \int_p \mathbf{t}_w dA_p = 0.72 c_f m U^2 \quad (14)$$

T_s se obtiene al considerar las expresiones para la tensión de corte de un fluido newtoniano,

$$\mathbf{t}_{xy} = \mathbf{r} \mathbf{n}_t \left(\frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \right)$$

$$\mathbf{t}_{yz} = \mathbf{r} \mathbf{n}_t \frac{\partial u_y}{\partial z} \quad , \quad (15)$$

$$\mathbf{n}_t = \frac{c_d k^2}{\mathbf{e}}$$

donde \mathbf{n}_t es la viscosidad turbulenta.

Luego, T_s surge al integrar las tensiones sobre la periferia del vórtice,

$$T_s = \int_{\text{sup}} \mathbf{t}_s dA = \int_{\text{cyl}} \mathbf{t}_s dA_{\text{cyl}} + \int_p \mathbf{t}_s dA_p = \frac{3U m \mathbf{u}_t}{2} \left(\frac{1}{L} + \frac{8}{9pR} \right) \quad (16)$$

Reemplazando dJ_{in} / dt , T_s , T_w y $J = mU / 8(L + 1.81R)$ en la Eq. 8 se obtiene la expresión diferencial para la cantidad de movimiento angular del macro vórtice,

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{mU}{8} (L + 1.81R) \right] = \dot{m}_{in} U_0 h - \frac{3}{2} U m \mathbf{u}_t \left(\frac{1}{L} + \frac{8}{9pR} \right) - 0.72 c_f m U^2 \quad (17)$$

Derivando el primer miembro de la Eq. 17 y despejando \dot{U} se obtiene,

$$\dot{U} = \frac{8}{m(L+1.81R)} \left\{ \dot{m}_{in} U_0 h - \frac{3}{2} U m u_t \left(\frac{1}{L} + \frac{8}{9pR} \right) - 0.72c_f m U^2 - \frac{(L+1.81R)}{8} U \dot{m} - \frac{m U \dot{L}}{8} \right\} \quad (18)$$

donde $\dot{m} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{ex}$ es la variación de la masa dentro del cilindro. La escala de longitud integral l_s difiere de la asumida en el modelo de Poulos y Heywood (quienes consideran l_s igual a la carrera instantánea del pistón) y es obtenida mediante,

$$l_s = C_d \frac{k^{\frac{3}{2}}}{e} \quad (19)$$

Modelo de turbulencia k - e

La intensidad turbulenta u' es obtenida a partir del uso de un modelo de dos ecuaciones k - e . Este considera la turbulencia que ingresa con el fluido durante la carrera de admisión junto con la generada por la degradación del vórtice de tumble en energía turbulenta durante la compresión. Al ser un modelo cero dimensional las variables son promediadas en forma espacial en el volumen del cilindro, teniendo en cuenta la producción, destrucción y difusión.

El modelo k - e se deduce a partir de una expresión general para la velocidad de una estructura turbulenta cualquiera,

$$\frac{ds}{dt} = P_s - D_s + J_s \quad (20)$$

donde P_s , D_s , J_s son las velocidades de producción, destrucción y difusión de las cantidades turbulentas. Las expresiones para \dot{k} y \dot{e} son,

$$\dot{k} = -\frac{2}{3} \frac{\dot{L}}{L} k + \frac{5n_t}{2} U^2 \left[\frac{1}{L^2} + \frac{7}{15R^2} - \frac{256}{75pRL} \right] - e - 2 \left[\frac{n_{t,eq1}(k - k_{eq1})}{Ry_{eq1}} + \frac{n_{t,eq2}(k - k_{eq2})}{Ly_{eq2}} \right] + \frac{\dot{m}_{in}}{m_c} (k_{in} - k), \quad (21)$$

$$\dot{e} = -\frac{4}{3L} \dot{L} e + \frac{5n_t}{2} U^2 \left[\frac{1}{L^2} + \frac{7}{15R^2} - \frac{256}{75pRL} \right] \frac{c_{e1} e}{k} - \frac{e^2}{k} c_{e2} - 2 \left[\frac{n_{t,eq1}(e - e_{eq1})}{Ry_{eq1}} + \frac{n_{t,eq2}(e - e_{eq2})}{Ly_{eq2}} \right] + \frac{\dot{m}_{in}}{m_c} (e_{in} - e). \quad (22)$$

Las expresiones para k_{in} y e_{in} son,

$$k_{in} = (c_k u_{in})^2$$

$$e_{in} = \frac{c_d k_{in}^{\frac{3}{2}}}{c_l L_{v \max-in}} \quad (23)$$

donde c_k , c_l , c_{e1} y c_{e2} son iguales a 0,47, 0,30, 1,44 y 1,92. Al calcular el flujo de turbulencia desde las paredes, el modelo adopta velocidades medias u_{cyl} y u_p para cada una de las dos zonas, cilindro y pared respectivamente (cyl y p), las cuales surgen de integrar la Eq. 11 en cada una de las superficies, $u_{cyl} = \frac{1}{2}U$ y $u_p = \frac{3}{4}U$.

La energía cinética turbulenta en equilibrio k_{eq} es obtenida hallando la velocidad de fricción u^* a partir del coeficiente de fricción c_f de cada zona. Obteniendo c_f desde (13) y tomado u_{cyl} o u_p según sea el caso surgen las velocidades de fricción en las dos zonas,

$$\begin{aligned} u^*_{cyl} &= u_{cyl} \left(\frac{c_{f_{cyl}}}{2} \right)^{\frac{1}{2}}; \\ u^*_p &= u_p \left(\frac{c_{f_p}}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (24)$$

Finalmente, las expresiones para la energía cinética turbulenta k_{eq} , la velocidad de disipación turbulenta ϵ_{eq} y la viscosidad turbulenta ν_{eq} en equilibrio para la distancia de equilibrio y_{eq} en cada zona se obtienen como,

$$k_{eq} = \frac{u^{*2}}{(c_d)^{\frac{1}{2}}}, \quad y_{eq} = \frac{\nu}{u^*} \exp \left(0.41 \left(\frac{2}{c_f} \right)^{\frac{1}{2}} - 5 \right), \quad \epsilon_{eq} = \frac{u^{*3}}{0.41 y_{eq}}, \quad \nu_{eq} = c_d \frac{k_{eq}^2}{\epsilon_{eq}}, \quad (25)$$

donde ν es la viscosidad cinemática del fluido.

El grado de turbulencia obtenido con el modelo k - ϵ puede ser caracterizado por la intensidad turbulenta u' definida como,

$$u' = \sqrt{\frac{2k}{3}}, \quad (26)$$

Este último es uno de los parámetros de la turbulencia más representativos.

METODOLOGÍA

Con el objeto de conocer el grado de fiabilidad de los dos modelos previamente explicados, ambos fueron implementados en lenguaje Fortran e integrados mediante un esquema Backward Euler, utilizando la estructura de un simulador 0D/1D desarrollado en CIMEC^{9,10}. Los principales parámetros geométricos y de funcionamiento utilizados son mostrados en la Tabla 1. Estos mismos parámetros fueron utilizados para obtener resultados numéricos mediante una simulación CFD (Computational Fluid Dynamic) del ingreso del fluido al cilindro, para dos configuraciones de puerto de admisión diferentes (en adelante puerto convencional o 1 y de tumble o 2), utilizando el software comercial ANSYS CFX 5.7. Los detalles de dicha simulación pueden ser consultados en el trabajo realizado por Ramajo et al⁷. Debe destacarse que los modelos implementados fueron alimentados

con los datos de caudal másico en función del tiempo obtenidos de la simulación CFD del puerto 1.

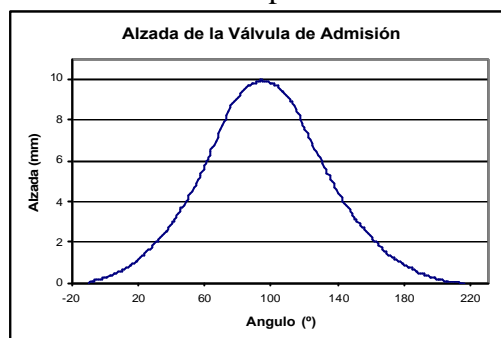


Figura 2. Curva de alzada de la válvula

Características constructivas	
Díámetro del cilindro (mm)	80
Carrera (mm)	80
Longitud de la biela (mm)	155.4
Relación de compresión	10.1
Ángulo Pentroof de la cámara (deg)	25
Ángulo del asiento de la válvula (deg)	25
Díámetro válvula admisión (mm)	30
Alzada máxima (mm)	10
Apertura válvula admisión (deg)	-10
Cierre válvula admisión (deg)	216

Tabla 1. Datos constructivos del motor

La simulación tridimensional arrojó como resultado campos discretos para la velocidad y parámetros de turbulencia, en el cilindro.

La necesidad de encontrar variables comparables entre los resultados cero-dimensionales y tridimensionales es trivial para los parámetros de turbulencia, ya que ambos utilizan un modelo $k-\epsilon$. Por otro lado, no existe una correlación directa entre la variable U del modelo de tumble y el campo tridimensional de velocidad obtenido mediante CFD por lo que el parámetro de comparación utilizado fue la cantidad de movimiento angular W_z según el eje de tumble. Esta cantidad es fácilmente obtenida desde los resultados de CFD, suponiendo que el centro de tumble se encuentra en el centro geométrico instantáneo del cilindro en tanto que para convertir la velocidad

característica de tumble U en cantidad de movimiento W_z en el modelo cero dimensional, se asumió que el vórtice se desarrolla solo en el volumen comprendido en un elipsoide inscrita dentro del cilindro y con un patrón de velocidad dado por Eq. 11.

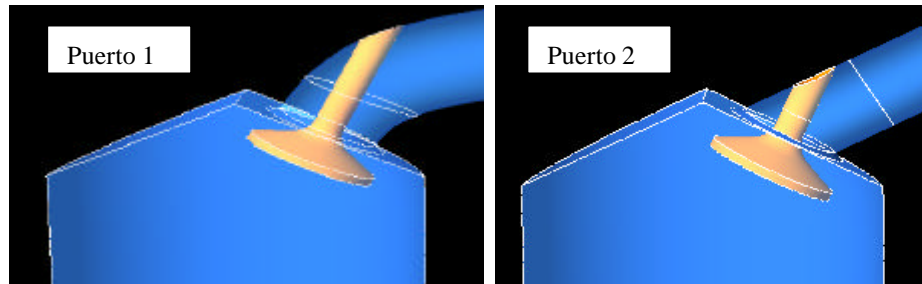


Figura 3. Geometría de los dos puertos simulados mediante ANSYS CFX 5.7.

La cantidad de movimiento angular de tumble W_z dentro del elipsoide, normalizada por la masa total instantánea del cilindro m , puede definirse mediante las componentes escalares de la velocidad \mathbf{u} y la posición \mathbf{r} según,

$$W_{zn} = \frac{\mathbf{r} \int (-u_x r_y + u_y r_x) dV}{m}, \quad (27)$$

donde los puntos del volumen del cilindro que no quedan contenidos dentro del elipsoide no tienen una velocidad definida y por tanto no son tenidos en cuenta dentro de la integral.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Tanto desde los resultados de cantidad de movimiento como de los parámetros turbulentos puede verse la escasa concordancia entre ambos modelos cero dimensionales y los resultados obtenidos mediante CFD. Es destacable que el modelo cero dimensional de tumble, aunque toma en cuenta muchos de los más importantes parámetros geométricos del motor, no incorpora las características del puerto de admisión (ángulo y altura de aproximación, por ejemplo), por lo que no es sensible a variaciones significativas en la geometría como las implementadas en los modelos de CFD. Estas variaciones tienen, como queda evidenciado en la Fig. 4, fuerte incidencia sobre las características del flujo y por tanto sobre la turbulencia^{1,7}.

Supongamos que el modelo de tumble fue formulado de acuerdo a una configuración de admisión del tipo puerto 1, donde el flujo es desviado de forma tal de ingresar alineado con el eje de la válvula.

Si el flujo sigue los contornos de la válvula y el casquillo sin desprenderse, entonces debería considerarse que parte de ese flujo ingresa al cilindro generando una componente de cantidad de movimiento angular contraria al vórtice de tumble, no tenida en cuenta en el modelo, tal como se

aprecia en la figura 5(izquierda).

Por esto último, resulta claro que el modelo para la estimación del tumble debe reformularse para considerar la influencia de la configuración del puerto de admisión sobre la dirección del flujo de entrada.

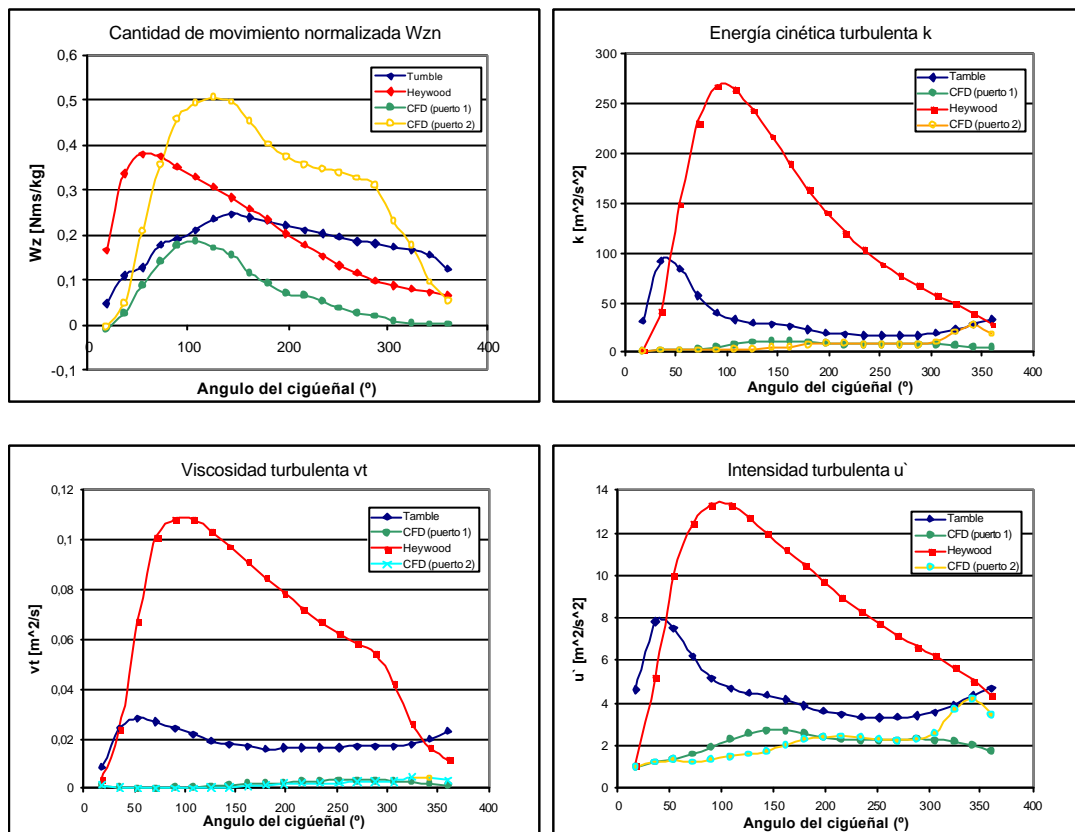


Figura 4. Resultados para el modelo de tumble, el modelo de Heywood y los dos puertos de admisión.

Observando la figura 5(izquierda), si consideramos que sólo el flujo que ingresa por la zona 1 genera tumble y que el flujo que ingresa por la zona 2 se opone a dicho movimiento, entonces la cantidad de movimiento angular estimada será menor. Esto último fue implementado, incorporando al modelo de tumble una serie de coeficientes obtenidos desde los resultados de la simulación del puerto convencional con CFD⁷, los cuales permiten discriminar las componentes del flujo de entrada, asignando tanto la fracción de flujo que ingresa por cada zona como la velocidad de dichos flujos en cada una de las direcciones coordenadas.

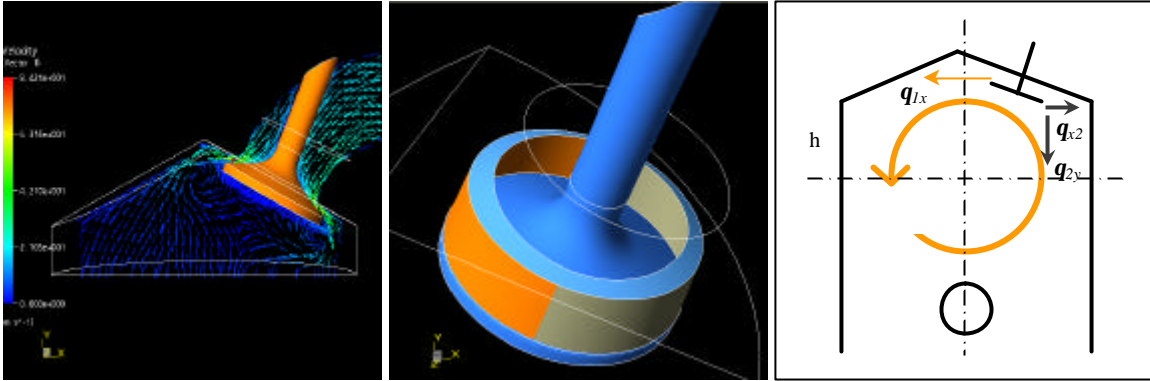


Figura 5. Izquierda: campo de velocidad sobre el plano meridional de la válvula. Centro: definición de zonas de descarga del flujo. Derecha: flujos que inciden sobre el tumble.

I_v	C_{1m}	C_{2m}	C_{1v}	C_{2v}	C_{1x}	C_{1y}	C_{1z}	C_{2x}	C_{2y}	C_{2z}
2	0,540	0,470	0,967	0,740	0,993	0,011	0,121	0,560	0,814	0,151
4	0,574	0,426	1,357	1,077	0,971	0,216	0,107	0,274	0,961	0,028
6	0,607	0,392	1,583	1,252	0,961	0,258	0,099	0,209	0,976	0,067
8	0,646	0,354	1,952	1,373	0,946	0,306	0,108	0,152	0,984	0,093
10	0,631	0,368	2,306	1,682	0,919	0,358	0,163	0,212	0,972	0,098

Tabla 2. Coeficientes de direccionamiento del flujo obtenidos mediante la simulación del puerto convencional mediante CFD⁷.

Una modificación incorporada al modelo de *tumble* fue dirigida a mejorar la estimación del término fuente de cantidad de movimiento angular J_{in} dado por Eq. 9. Para ello se planteó obtener una nueva expresión para J_{in} a partir de los coeficientes de la tabla 2. Considerando el diagrama de flujos de la Fig. 5c el nuevo término fuente reemplazando a Eq. 9 en el modelo original es,

$$\frac{dJ_{in}}{dt} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \bar{v}_i r_i = \dot{m}_1 \bar{v}_{1x} \cdot r_1 - \dot{m}_2 \bar{v}_{2x} \cdot r_2 - \dot{m}_2 \bar{v}_{2y} \cdot r_3 \quad (28)$$

donde \dot{m}_1 y \dot{m}_2 son los flujos máscicos en las zonas 1 y 2 respectivamente. Siendo \bar{n}_{1x} , \bar{n}_{2x} y \bar{n}_{2y} las velocidades medias de los tres flujos considerados, r_1 y r_2 son tomados iguales a h y r_3 es tomado igual a la cuarta parte del diámetro del cilindro.

Los resultados obtenidos (Tumble 2) son mostrados en la Fig. 6a junto con los resultados del modelo de tumble original y de la simulación CFD del puerto 1. Una fuerte mejora en la aproximación del valor máximo para W_{zn} puede ser evidenciada.

La modificación incorporada por Eq. 28 no afecta a la ecuación para la estimación de la energía cinética turbulenta k , la cual se halla fuertemente sobre estimada. Si quisiéramos desacoplar las ecuaciones para U y k en el modelo original de tumble, podemos alimentar a la Eq. 18 con la viscosidad turbulenta obtenida con CFD (puerto 1), entonces obtendremos una estimación aún peor para U dado que nt es sobre estimada por el modelo de tumble. Esto es mostrado en la Fig. 6(derecha).

Por otro lado, los altos valores de cantidad de movimiento durante la etapa de compresión podrían indicar que las pérdidas por fricción entre el vórtice y las paredes del cilindro están siendo subestimadas, el comportamiento puede atribuirse ya sea a la correlación utilizada para el coeficiente de fricción c_f en la Eq. 13 o bien al patrón de flujo utilizado en el modelo. Por lo que si fuese este último caso, tendría que ser considerado un factor de corrección debido a que la forma del cilindro no es favorable para el desarrollo de un macro vórtice de tumble.

Heywood⁸ propuso un modelo para la estimación del *swirl* para motores de dos válvulas por cilindro (cuya geometría podría decirse, favorece en gran medida la generación y mantenimiento de este tipo de vórtices), donde el coeficiente de fricción dado por una correlación similar a Eq. 13 debe ser corregido con un factor en principio superior a 1,5.

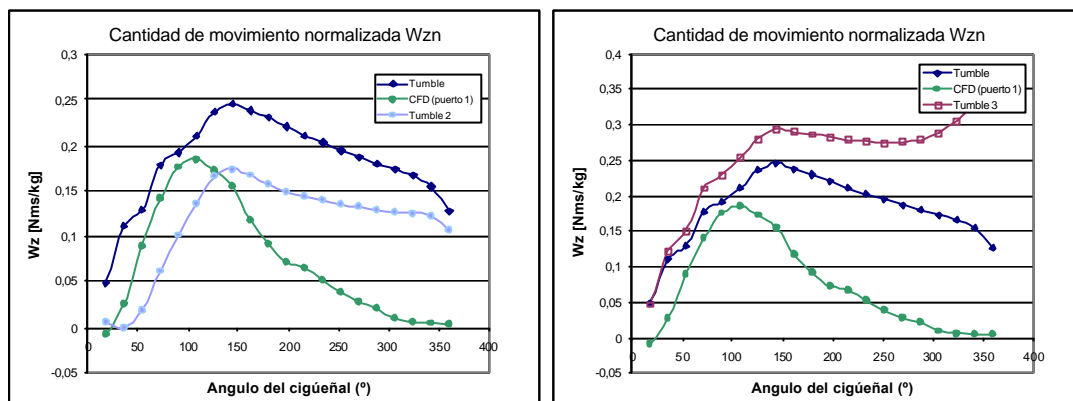


Figura 6. *Izquierda*: resultados al modificar de la Eq. 9. *Derecha*: resultados al modificar n_t utilizando la dada por CFD.

Por este motivo se estudió la sensibilidad del modelo a las pérdidas por fricción al afectar a c_f por un valor constante, considerando también la modificación dada por Eq. 28 y utilizando la viscosidad turbulenta ν_t dada por CFD, los resultados son graficados en la Fig. 7.

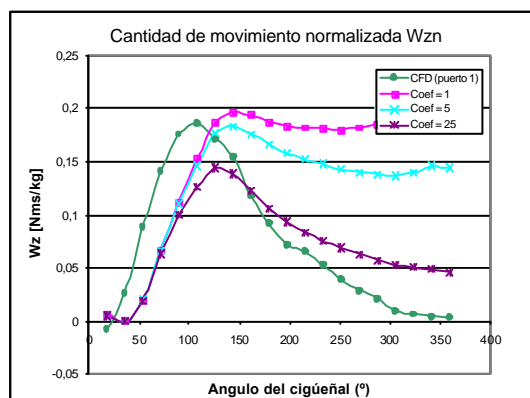


Figura 7. Sensibilidad del modelo al afectar a c_f con un valor constante.

Los resultados muestran que el coeficiente de fricción c_f tiene una influencia importante sobre W_z , aunque este debe ser aumentado más de 25 veces para obtener una aproximación razonable de W_z . Por otro lado, afectar a c_f introduce una leve reducción de W_z durante la carrera de admisión.

Es lícito pensar que una correlación para el coeficiente de fricción para placas planas está muy lejos de representar las pérdidas dentro del cilindro. Esto último impone la necesidad de estudiar con más detalle el comportamiento del flujo sobre las paredes del cilindro con el objetivo de obtener una correlación más apropiada para el problema, teniendo presente que dicha correlación, si existiera, no tiene por que ser igual para las carreras de admisión y compresión.

CONCLUSIONES

Se implementaron dos modelos para la estimación de la turbulencia, uno de ellos incorporando la posibilidad de predecir el movimiento del fluido siguiendo estructuras de vórtice de tumble. Los resultados obtenidos mediante ambos modelos fueron comparados con los arrojados por una simulación CFD del problema, arribando a las siguientes conclusiones,

1. Ambos modelos presentan fuertes discrepancias en la estimación de las cantidades turbulentas.
2. El modelo para la estimación de tumble sobrestima la cantidad de movimiento angular tanto en la carrera de admisión como de compresión, mostrando mayor discrepancia en esta última.
3. El modelo no posee sensibilidad respecto de la geometría del puerto de admisión, aguas arriba de la válvula.
4. El modelo requiere una mejor correlación para la estimación del coeficiente de fricción c_f en las paredes del cilindro. El estudio de tal correlación será llevado a cabo mediante CFD.
5. El modelo requiere una mejor caracterización del flujo de entrada al cilindro y su incidencia en la generación de tumble. Una posible mejora fue implementada por los autores en este trabajo.

REFERENCIAS

- [1] K.Y. Kang and J.H. Baek, "LDV Measurement and Analysis of Tumble Formation and Decay in a Four-Valve Engine", *Experimental Thermal and Fluid Science*, **11**, 181-189, (1995).
- [2] K.Y. Kang and J.H. Baek, "Turbulence characteristics of tumble flow in a four-valve engine", *Experimental Thermal and Fluid Science*, **18**, 231-243, (1998).
- [3] Y. Li, S. Liu, S-X. Shi, M. Feng and X. Sui, "An Investigation of in-cylinder tumbling motion in a four-valve spark ignition engine", *Journal of Automotive Engineering*, **215**, part D, 273-284, (2001).
- [4] S. G. Poulos and J. B. Heywood, "The effect of chamber geometry on spark-ignition engine

- combustion”, *SAE paper 830334*, (1983).
- [5] S.F. Benjamin, “Prediction of barrel swirl and turbulence in reciprocating engines using a phenomenological model”, *IMechE*, 17-18 November 1993, Paper L20/C465-013, 87-101.
 - [6] M. Achuth and P. S. Metha, “Predictions of tumble and turbulence in four-valve pentroof spark ignition engines”, *International Journal of Engine Research*, **2**, 3, 209-227.
 - [7] D. Ramajo, A. Zanotti y N. Nigro, “Estimación de la turbulencia en cámaras de combustión y su incidencia en la velocidad de avance de llama”, enviado para su presentación en MECOM 2005, Argentina, 2005.
 - [8] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Mc Graw-Hill Inc, (1988).
 - [9] D. Ramajo, N. Nigro, *Modelización Numérica de la Combustión en Motores de Combustión Interna*, ENIEF 2004.
 - [10] J. P. Alianak y N. Nigro, *Intake and exhaust system optimization of internal combustion engines*, Reporte Técnico RT-ID-12/03, FCEIA, UNR, 2003.