

INTAKE PORT SHAPE OPTIMIZATION IN A FOUR-VALVE HIGH PERFORMANCE ENGINE

Alejandro Albanesi^{a,b}, Cesar Destefanis^a and Angel Zanotti^a

^a*Grupo Tecnológico Automotor (GTA), Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Santa Fe, Lavaisse 610, 3000 Santa Fe, Argentina, azanotti@gmail.com, <http://www.frsf.utn.edu.ar>*

^b*Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería (CIMEC) INTEC - Universidad Nacional del Litoral, Guemes 3450, 3000 Santa Fe, Argentina, aalbanes@santafe-conicet.gov.ar, <http://www.cimec.org.ar>*

Keywords: CFD, k-epsilon, Multi Valve Engine, Turbulence, Tumble

Abstract. In the intake port shape optimization procedure of a four-valve, high performance engine, two dimensionless numbers play a dominant role. These are the discharge coefficient, and the tumble number. The first is a measure of pressure loss introduced by the port/valve combination, and the second is an index of the rotational motion of the charge about an axis normal to the cylinder centerline. The optimization performed through steady-state flow rigs is generally successful, but for cost and time reasons may not yield the insight needed to understand the flow patterns in the cylinder port. Computational Fluid Dynamics (CFD) applied to this problem can provide relatively fast and accurate results.

This paper presents the intake port shape optimization analysis for a four-valve high performance engine based on the dimensionless numbers mentioned before, using steady state numerical modeling. Geometric modifications were carried out in four critical regions of the combustion chamber, these are:

- Volume adjacent to the valve stem.
- Port inner radius.
- Blend from throat to seat.
- Region between of seat insert and overhead contour valve.

The geometry of these regions and the approach angle strongly influence both, the discharge coefficient and tumble number. Simulations were made using the commercial software ANSYS CFX-10.0. An upwind scheme was used to solve the advective term, while the temporal discretization was made using the Backward-Euler scheme. Turbulence was modeled using the two equation k-epsilon model. This work is part of a more ambitious project, which concerns the complement between CFD predictions and experimental research, capable of predicting the in-cylinder flow motion and its effects in the combustion process, in a more realistic way.

1 INTRODUCCION

En un motor de combustión interna (MCI) la energía térmica requerida para realizar el trabajo mecánico es suministrada por la reacción química entre el combustible y el oxígeno del aire. La duración del proceso de combustión es del orden de los milisegundos, fuertemente dependiente de la preparación de la mezcla aire-combustible¹. Para una buena preparación de la mezcla y una alta tasa de combustión, la carga¹ fresca debería tener presentes macro y micro-estructuras en su flujo.

El término macro-estructura incluye movimientos de gran escala de la carga en el interior del cilindro, es decir swirl (con un eje de rotación paralelo al eje del cilindro), y tumble (con un eje de rotación perpendicular al eje del cilindro), Heywood (1987). El término microestructura está relacionado con los movimientos de pequeña escala (turbulencia), caracterizados por la intensidad de la turbulencia, la cual es determinante en la velocidad de propagación del frente de llama.

Para lograr óptimos estados de la combustión que permitan reducir las emisiones y el consumo de combustible, es fundamental conocer la cantidad de carga que ingresa al cilindro y la calidad de la misma (mezclado). El procedimiento de trabajo sobre el conjunto cámara de combustión, conductos y válvula de admisión para lograr una óptima combustión involucra la interrelación entre las áreas experimentales y las correspondientes al cálculo. Para lograr dicha interrelación, es necesario poder capturar la geometría de los prototipos utilizados en los ensayos.

Por lo tanto este trabajo corresponde a la simulación numérica del flujo para el conjunto cámara, conducto y válvula de admisión de un modelo previamente al digitalizado y reconstrucción de la geometría, Albanesi et al. (2005). El objetivo es identificar estructuras vorticosas, movimientos característicos, etc; en post de poder cuantificar la influencia de los mismos en la combustión.

Dos factores dominantes sobre las emisiones y rendimiento pueden ser distinguidos, uno es el coeficiente de descarga y el otro son los movimientos de la carga en el interior del cilindro. A continuación se desarrolla en forma introductoria cada uno de ellos.

2 MOVIMIENTOS CARACTERÍSTICO: EL TUMBLE

Tal como mencionado antes, dentro de los movimientos macroscópicos de la carga encontramos al tumble y al swirl. Dichos movimientos son inducidos durante el proceso de admisión básicamente por la forma de los conductos y válvula de admisión, y la cámara de combustión. Aquí prestaremos especial atención al tumble, que describimos a continuación.

El tumble es un movimiento macroscópico de rotación de la carga alrededor de un eje contenido en un plano normal al eje del cilindro, figura (1). Es característico en motores con cuatro válvulas por cilindro. El mismo persiste durante casi toda la etapa de compresión, y su fisionomía se ve distorsionada por el movimiento ascendente del pistón. Aproximadamente 30° antes del PMS el vórtice es desplazado hacia el centro de la cámara, y por la geometría de esta última se produce una rápida degradación del tumble en micro-vórtices más pequeños (Breakdown), incrementando la energía cinética turbulenta, Heywood (1987). El incremento de la energía cinética turbulenta genera un aumento en la velocidad del frente de llama durante el 10 al 90 % de la fracción de masa quemada, denominada duración de la llama, Giacosa (1992).

¹Cuando hacemos referencia a la carga, estamos diciendo que puede ser aire caso de los motores con inyección directa de combustible en la cámara (GDI- Gasoline Direct Injection), Diesel; o bien mezcla de aire y combustible cuando la mezcla es preparada en el conducto de admisión.

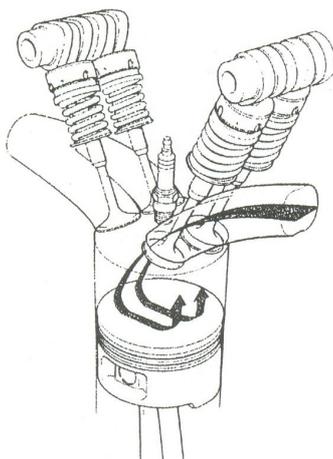


Figure 1: Macromovimiento de Tumble

2.1 El Tumble y la turbulencia

Hay varias razones por las cuales es conveniente inducir swirl y/o tumble. Estos movimientos aumentan la turbulencia dentro del cilindro. Valores elevados de turbulencia producen mayores velocidades efectivas del frente de llama. En síntesis, el objetivo de inducir swirl o tumble es siempre el mismo: generar mayores niveles de turbulencia en el momento de la ignición, Lumley (2000).

Si la mezcla es rica, la mayor velocidad del frente de llama permite completar la combustión antes de que se produzca el auto encendido (detonancia) de la última fracción de mezcla sin quemar, y permite además aumentar la relación de compresión. Esta fue la motivación que inicio la investigación sobre estos movimientos en los inicios de los motores alternativos de encendido por chispa, cuando el combustible disponible tenía bajo número de octanos. Actualmente, donde la economía del motor y la contaminación que produce son tan importantes como el desempeño del mismo, la motivación es crear una combustión confiable y eficiente para mezclas muy pobres.

La figura (2) presenta la variación de la turbulencia en función del ángulo de giro del cigueñal. Como vemos, la turbulencia que resulta de la conversión de energía del jet que atraviesa el ducto de admisión decae rápidamente, y su valor es bajísimo en el momento de la ignición. El objetivo de los macromovimientos es encapsular y retener parte del momento cinético del jet de admisión, bajo la forma de flujo organizado. Este flujo organizado es de mayor tamaño que la turbulencia, es menos disipativo, y por ello mantendrá su energía por más tiempo. La vorticidad del tumble aumenta en el período de compresión por el movimiento del cilindro. En el instante anterior a la ignición, el macrovórtice de tumble se descompone en turbulencia, generando un estado de turbulencia global mucho mayor al producido solamente por el jet de admisión, Heisler (1995).

Por lo general, el tumble siempre se descompone en forma de turbulencia, ya que a medida que el pistón se aproxima al PMS, se acorta la distancia entre la cabeza del pistón y la tapa de cilindros, y del vórtice original del tamaño de la carrera, sobreviven solo pequeños vórtices del tamaño del espacio nocivo del cilindro, y así el macrovórtice termina por descomponerse en turbulencia.

El fenómeno de descomposición que sufre el tumble instantes antes del PMS no está totalmente comprendido aún, pero experimentalmente se ha demostrado que flujos elípticos en rotación (elípticos dado que el tumble se mueve en una elipse cuyo eje mayor es la carrera del

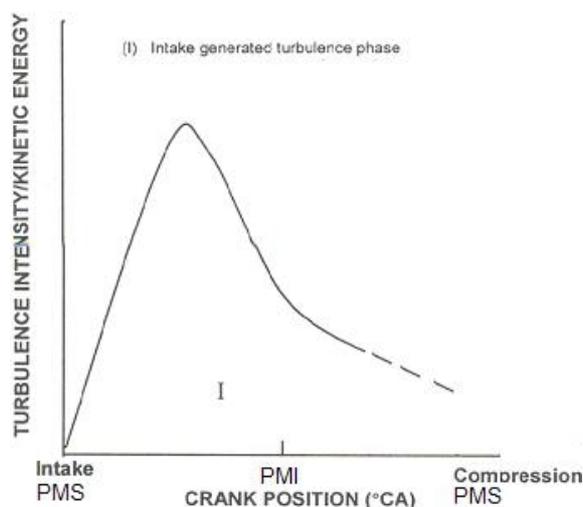


Figure 2: Intensidad turbulenta vs. ángulo de giro del cigueñal

cilindro y su eje menor el diámetro, y a medida que el pistón se aproxima al PMS, el eje mayor se reduce) no son estables alrededor de un eje intermedio, y cambiará para rotar alrededor del eje menor de la elipse, si se cumple que el eje mayor es de mayores dimensiones que el eje menor. En el momento en que el vórtice cambia de eje, se produce un flujo caótico altamente turbulento, y es ahí cuando se produce la descomposición del tumble en turbulencia.

Los macromovimientos se definen de acuerdo a un índice. Para el caso del tumble, el índice de tumble I_T compara la velocidad angular de rotación de un sólido ideal (con el mismo momento angular que posee la distribución de velocidades en el tumble) con la velocidad angular del cigueñal:

$$I_T = \frac{\omega_T}{2\pi N} \quad (1)$$

donde ω_T es la velocidad de rotación del macrovórtice de tumble y N es el régimen del motor en rev/s. Los motores de producción en serie poseen índices de swirl y tumble del orden de 1,0 y 2,0, mientras que motores experimentales pueden alcanzar valores de hasta 6,0.

2.2 Estados del macro-vórtice de Tumble

El comportamiento del macro-vórtice se puede comprender más fácilmente identificando ciertas características del movimiento de la carga. Este aspecto se discute en los párrafos siguientes, donde se intenta identificar ciertas etapas en el movimiento de tumble. Según el comportamiento del macro-vórtice de tumble, se pueden identificar cuatro etapas distintas, figura (3).

- Estado I: Fase de generación del vórtice

Esta fase se extiende desde PMS (Punto Muerto Superior) hasta PMI (Punto Muerto Inferior) durante el periodo de admisión. La orientación del jet de admisión es controlada principalmente por la geometría del conducto y por la forma de la cámara de combustión. Inicialmente, el centro del vórtice se encuentra sobre el lado de la válvula de escape. Luego, el vórtice crece gradualmente en tamaño y su centro se desplaza ligeramente hacia el lado de la válvula de admisión, HEISLER. El instante donde ocurre la máxima velocidad angular del vórtice depende de la geometría de la válvula y las condiciones de flujo en el cilindro (posiblemente de la ley de apertura de válvulas). Un solo vórtice (grande) se forma sobre el final de esta fase, con su

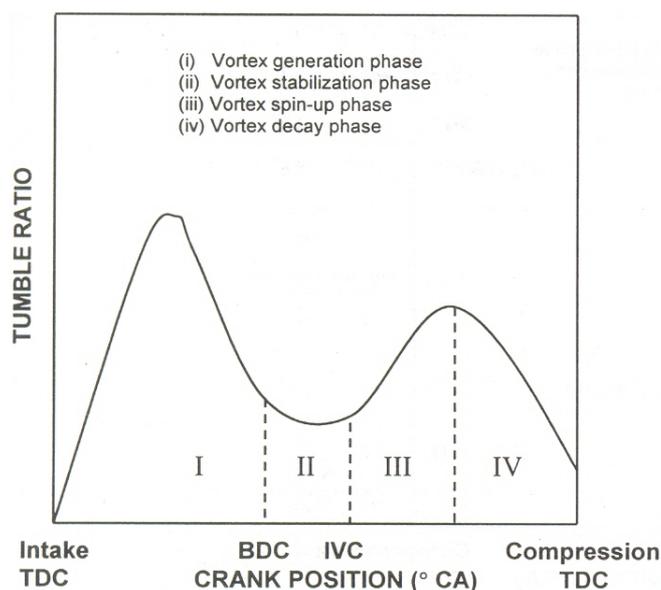


Figure 3: Estados del Tumble

centro sobre el lado de la válvula de admisión. Hacia el PMI la velocidad angular ha caído considerablemente.

- Estado II.- Fase de estabilización del vórtice

Esta fase existe entre el PMI y el RCA (retraso en el cierre de la válvula de admisión). La tasa de decaimiento del vórtice tiende a decrecer considerablemente, y ésta restricción en su crecimiento se atribuye al movimiento ascendente en el pistón. Esto resulta en una acción estabilizadora sobre el vórtice. Además, el vórtice no está bien contenido debido a un flujo continuo de la energía. La duración de la admisión pareciera ser un factor del control en ésta fase.

Figura 1.- Estados del macro-movimiento Tumble.

- Estado III. Fase de spin-up (aceleración) del vórtice

Se extiende desde el RCA y hasta el instante de ocurrencia del pico máximo de tumble. De acuerdo al patrón del vórtice, este se encuentra solicitado a fuerzas de compresión generadas por el movimiento ascendente del pistón, y el eje de rotación se mueve hacia el lado de la válvula de escape. Esta compresión del vórtice resulta en una reducción de su tamaño, con un aumento de su velocidad angular por el principio de la conservación de la cantidad de movimiento angular (en teoría, en la práctica debería existir un decremento de la misma). Este rápido incremento en el tumble culmina al alcanzar su valor máximo. Esta acción de spin-up se encuentra típicamente entre los 60 y los 90 antes del PMS. La forma de la cámara de combustión y la cabeza del pistón parecen ser los agentes controladores de esta fase.

- Estado IV.- Fase de decaimiento del vórtice

La ocurrencia del pico máximo del tumble da inicio a esta fase, la cual se extiende hasta el PMS. El vórtice es laminado por el pistón y el cielo de la cámara de combustión, generando su ruptura en vórtices más pequeños. El vórtice decae gradualmente en los primeros 30° de rotación, para luego comenzar a decaer rápidamente. Este es el mecanismo de generación de turbulencia donde la energía almacenada en el vórtice es liberada, ya que hay una transformación de la energía contenida en el flujo en turbulencia.

2.3 Estados de Turbulencia: degradación del Tumble

Los distintos estados que caracterizan al comportamiento de la turbulencia (y su variación por la degradación del macro vórtice y posterior transformación en turbulencia) han sido identificados en la figura (4). Existe dificultad para identificar el punto de inicio exacto de cada uno de estos estados.

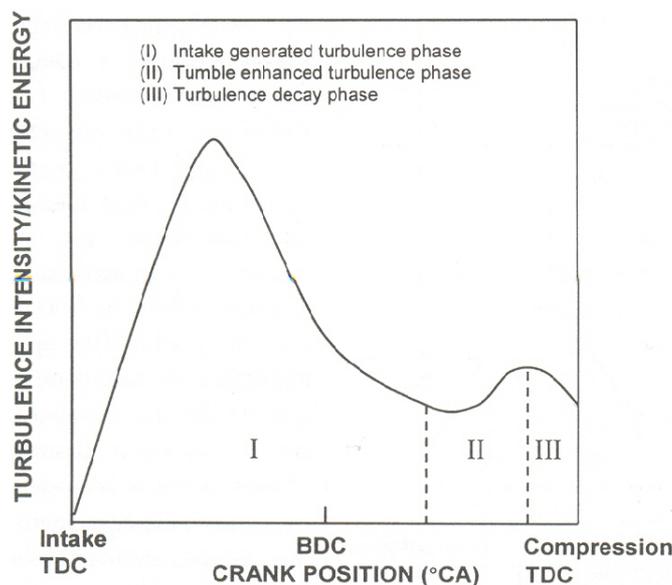


Figure 4: Estados de la intensidad de la turbulencia

- Estado I.- Fase de turbulencia generada en la admisión

Esta fase existe entre el PMS del período de admisión y el comienzo de la carrera de compresión. La turbulencia generada por el proceso de admisión es la fuente principal de turbulencia en ésta fase; (la zona del casquillo, aristas del asiento de válvulas, pendiente del conducto, etc, son zonas propensas a producir desprendimientos, y por ende son fuentes de turbulencia en el proceso de admisión). Más allá del PMI, se puede presentar algún enriquecimiento en la turbulencia originado por la deformación de corte del macro-vórtice. Sin embargo, este enriquecimiento no suele ser muy significativo. Podemos observar en la gráfica que la energía cinética turbulenta alcanza un pico que depende de la geometría de la válvula y de las condiciones de flujo en el cilindro, pero a medida que gira el cigueñal decrece.

- Estado II.- Fase de la turbulencia enriquecida por el Tumble

Esta fase se extiende RCA hasta el punto donde la energía cinética alcanza un máximo. El pico ocurre típicamente entre 20° y 30° grados antes del PMS, durante la carrera de compresión, y depende de la geometría de la cámara de combustión. En esta fase el incremento de la turbulencia es originada por la deformación de corte, por la deformación del vórtice (vortex estreching), y también por la eventual ruptura del vórtice. esta ruptura del macro-vórtice es una de las principales fuentes de enriquecimiento de la turbulencia. La geometría de la cámara de combustión tiene una influencia muy significativa sobre los niveles de turbulencia logrados en esta fase.

- Estado III.- Fase de decaimiento de la turbulencia

Esta va desde el final del estado anterior, hasta el PMS de la fase de compresión. Como la degradación del macro-vórtice está casi completa, ya no hay fuentes de generación de turbulencia. Por lo tanto, la turbulencia decae en el tiempo debido a la disipación.

3 COEFICIENTE DE DESCARGA

Una forma sencilla de caracterizar la influencia del conjunto conducto de admisión / válvula en flujo estacionario es medir el coeficiente de descarga para un alzada de válvula especificada (fija), con una pérdida de carga constante a través de la misma. Se define entonces el coeficiente de descarga C_D como la razón entre el área efectiva y el área geométrica de flujo a través de la sección de paso de la válvula. Estos resultados se grafican como una relación entre el coeficiente de descarga y la alzada de válvula adimensional², para una determinada pérdida de carga. Para calcular el coeficiente de descarga, se parte considerando el flujo a través de una tobera ideal, [Martínez de Vedia \(1997\)](#). El flujo másico isentrópico a través de un orificio es obtenido a partir de la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_i = A \sqrt{2 p_0 \rho_0 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \left(1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right) \right]} \quad (2)$$

donde p_0 y ρ_0 son la presión y la densidad de estancamiento respectivamente, γ es el exponente adiabático ($\gamma = c_p/c_v$, para el aire $\gamma = 1,4$) y A es el área de referencia. Se puede expresar el flujo másico real al introducir el coeficiente de descarga C_D , como:

$$\dot{m}_{real} = C_D \dot{m}_i \quad (3)$$

Si el fluido es incompresible, la ecuación (1) queda de la siguiente manera

$$\dot{m}_i = A \sqrt{2\rho(p_0 - p)} \quad (4)$$

siendo la presión p relativa a la presión atmosférica ($p_0 = atm$), y se mide sobre un plano localizado aguas debajo de la tapa de cilindros a una distancia aproximadamente igual a dos diámetros del cilindro.

Según la definición, el coeficiente de descarga se calcula como:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_i} \quad (5)$$

y si además el flujo es incompresible, tenemos que:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{A \sqrt{2\rho(p_0 - p)}} \quad (6)$$

La hipótesis de flujo incompresible permite calcular el coeficiente de descarga con un error muy pequeño. Por ejemplo, si la pérdida de carga es $\Delta p = p_0 - p = 2$ KPa el error cometido es del 1,2% aproximadamente. El área de referencia se puede considerar como el área geométrica mínima en base a la geometría asiento de válvula y alzada, y se divide en tres rangos según las dimensiones indicadas en la figura (5).

- Rango 1: para

²La alzada de válvula adimensional es la relación entre la alzada y el diámetro exterior de la válvula.

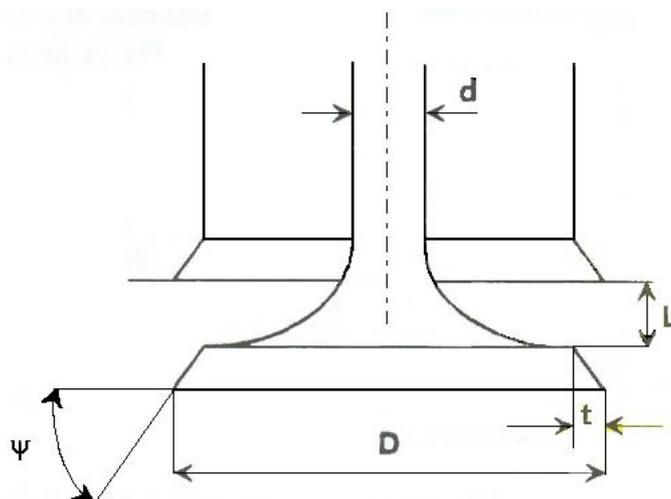


Figure 5: Geometría de la válvula

$$0 < L \leq \frac{2t}{\sin(2\psi)} \quad (7)$$

el área geométrica mínima corresponde a la superficie lateral de un tronco de cono con altura perpendicular al asiento de la válvula, y se expresa como:

$$A = \pi L \cos(\psi) \left[D - 2t + \frac{L}{2} \sin(\psi) \right] \quad (8)$$

- Rango 2: para

$$\frac{2t}{\sin(2\psi)} < L \leq t \tan(\psi) + \sqrt{\left[\frac{(D - 2t)^2 - d^2}{4(D - t)} \right] - t^2} \quad (9)$$

el área geométrica mínima corresponde a la superficie lateral de un tronco de cono, donde la superficie lateral ya no es más perpendicular al asiento de válvulas. De esta manera se expresa el área geométrica mínima como:

$$A = \pi (D - t) \sqrt{(L - t \tan(\psi))^2 + t^2} \quad (10)$$

- Rango 3: para

$$t \tan(\psi) + \sqrt{\left[\frac{(D - 2t)^2 - d^2}{4(D - t)} \right] - t^2} < L \quad (11)$$

el área geométrica mínima corresponde a la sección de paso³ del conducto de admisión:

$$A = \frac{\pi}{4} [(D - 2t)^2 - d^2] \quad (12)$$

La necesidad de utilizar tres ecuaciones para determinar el área geométrica en función de un rango de alzada presenta inconvenientes en la utilización práctica. El área de referencia más conveniente utilizada en la práctica y la que se emplea en el presente trabajo, es la llamada área de la cortina de la válvula:

$$A = \pi D L \quad (13)$$

y con ella el coeficiente de descarga se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\pi D L \sqrt{2\rho\Delta p}} \quad (14)$$

3.1 Patrón de flujo en el ducto de admisión

La eficiencia de la descarga de flujo a través de la válvula de admisión se puede examinar para tres alzadas de válvula: pequeña, media y alta como sigue, [Heisler \(1995\)](#) y [Teclas et al. \(1998\)](#):

- En la alzada pequeña, el flujo se *separa de las aristas interiores tanto en el asiento como en la cabeza de la válvula*, y vuelve a *entrar en contacto en los bordes exteriores del asiento y cabeza de válvula*, figura (6) A.
- En la alzada intermedia, el flujo se *separa de las aristas interiores tanto en el asiento como en la cabeza de válvula* y vuelve a *entrar en contacto con el borde exterior del asiento de la válvula*, pero *persiste el desprendimiento en las aristas exteriores de la cabeza de válvula*, figura (6) B.
- A medida que aumenta la alzada, el flujo *se separa en las aristas interiores del asiento y cabeza de válvula*, permaneciendo así a medida que se descarga en trayectoria cónica, figura (6) C.

Como se puede apreciar, el paso formado por el asiento y la cabeza de la válvula es óptimo en algún punto comprendido entre las alzadas pequeña y mediana de la válvula. En general, el coeficiente de descarga disminuye con el aumento de la alzada de válvula. El flujo de mezcla que ingresa al cilindro por la válvula se une con la mezcla existente en el cilindro y produce zonas de recirculación y pérdidas de presión, que aumentan el flujo desprendido.

4 RESULTADOS EXPERIMENTALES Y NUMÉRICOS

4.1 Flujometría estática

Se realizó la flujometría estática virtual de una tapa de cilindros para usos académicos. Consiste en colocar la tapa de cilindros en un flujómetro, instrumento que produce una determinada depresión constante (vacío) entre la entrada y la salida de la tapa, para producir el flujo de aire a través de los conductos de las misma. Manualmente se puede variar la alzada de la válvula, y así determinar el coeficiente de descarga para cada una de ellas. Estos resultados iniciales obtenidos por vía experimental, se comparan posteriormente con los resultados obtenidos en la simulación numérica. En la tabla 1 se presentan los datos del motor.

³No necesariamente la sección mínima se encuentra en la garganta del casquillo, puede encontrarse motores con conductos de admisión que presentan la sección mínima aguas arriba de la garganta.

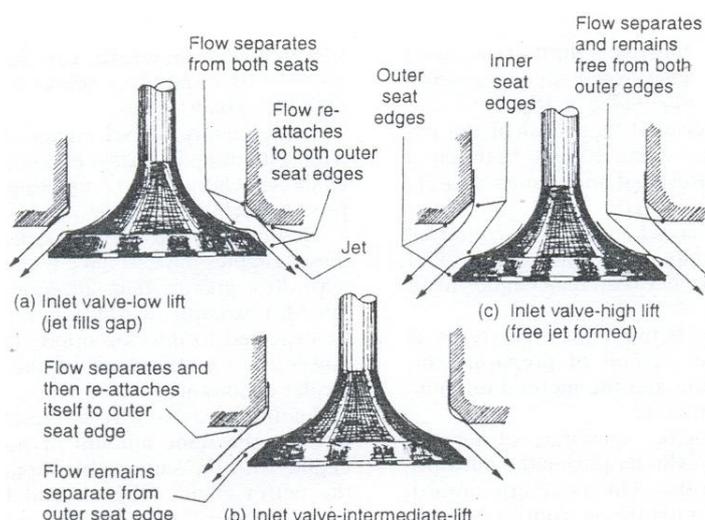


Figure 6: Patrón de flujo en el ducto de admisión

Cilindrada	2000 cm ³
Número de cilindros	4
Diámetro del cilindro	88 mm
Carrera	82 mm
Relación de compresión	10:1
Número de válvulas por cilindro	4
Diámetro de la válvula de admisión	36 mm

Table 1: Datos del motor

4.2 Simulación numérica

La simulación del flujo en el interior del conjunto conducto de admisión, cámara de combustión y cilindro debido a una diferencia de presión constante tiene como objetivo evaluar cualitativamente el flujo y determinar el coeficiente de descarga. La resolución numérica de las ecuaciones de Navier-Stokes, para flujos incompresibles viscosos, se realiza mediante el método de volúmenes finitos. Se utilizó el software comercial ANSYS CFX-10.0 para realizar el análisis de CFD. Para modelar la turbulencia se hace uso del modelo de transporte SST (Shear Stress Transport). Consiste en resolver la turbulencia con un modelo ($k-\omega$) en las paredes, y con un modelo ($k-\epsilon$) en el seno del flujo. El modelo SST permite capturar en forma eficiente el desprendimiento de la capa límite en geometrías con expansiones pronunciadas (difusores, cañerías, válvulas, etc), que el modelo ($k-\epsilon$) no puede capturar y pasarían desapercibidas, [ANSYS-CFX \(2005\)](#). Se ha utilizado para la simulación aire a 25 C como fluido de trabajo, el flujo es incompresible.

4.2.1 Condiciones de contorno

En la figura (7) se puede ver el modelo utilizado para la simulación y las partes en donde se aplicaron las condiciones de contorno.

- 1 - Entrada: Presión total $P_i = 101,325$ KPa (presión atmosférica) basada en la velocidad normal al plano de entrada. Intensidad turbulenta $I_T = 1\%$ (valor estandar).

- 2 - Salida: Presión estática relativa $P_s = 95,105$ KPa (de acuerdo al flujómetro empleado). Intensidad turbulenta $I_T = 1\%$ (valor estandar).
- 3 - Plano de simetría:

$$\frac{\partial u_t}{\partial n} = 0, \quad u_n = 0, \quad \frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad (15)$$

- 4 - Pared del modelo: Velocidad cero ($v = 0$)

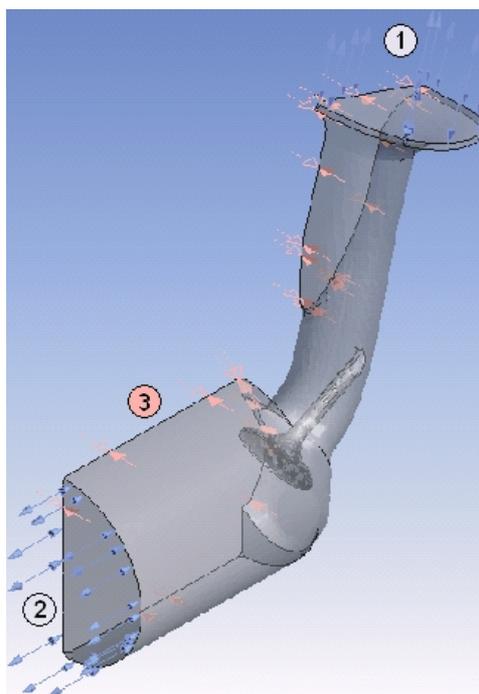


Figure 7: Condiciones de contorno

4.2.2 Malla generada

La generación de la malla se realizó con el módulo ICEM-CFX de la firma ANSYS. Está constituida por aproximadamente 330000 elementos tetraédricos. En base a experiencias previas en la medición de las variables del flujo (velocidad y caudal) en tapas de cilindros y a recomendaciones de la firma Superflow, figura (8) y tabla 2, se utilizó una estrategia de refinamiento local en torno a la válvula de admisión. La malla generada se observa en la figura (9).

4.2.3 Coeficiente de descarga

Por último en la figura (10) comparamos los coeficientes de descarga obtenido en el flujómetro con el obtenido por medio del cálculo (CFD). Como podemos observar los resultados numéricos presentan una muy buena precisión con diferencias menores al 4 %, salvo para la alzada máxima donde los efectos de compresibilidad se vuelven mayores y la diferencia incrementada. El último resultado, que corresponde a una alzada adimensional igual a 6, ha sido descartado ya

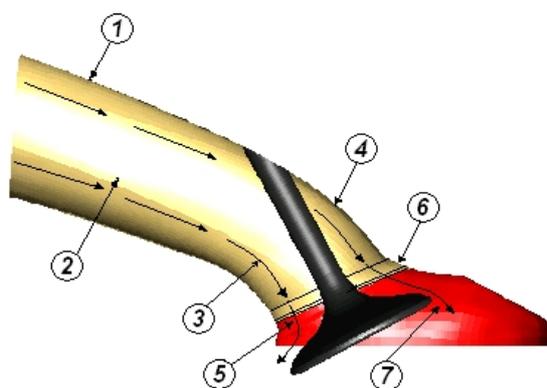


Figure 8: Zonas críticas del conjunto ducto - válvula de admisión

1	Fricción en la pared	3%
2	División del flujo	3%
3	Desprendimiento en el radio interno del conducto	11 %
4	Perdida de carga por el vástago	15%
5	Desprendimiento en la salida de la válvula	17 %
6	Expansión en el casquillo	13 %
7	Expansión a la salida de la válvula	31 %

Table 2: Pérdidas de carga porcentuales en el conjunto ducto - válvula de admisión

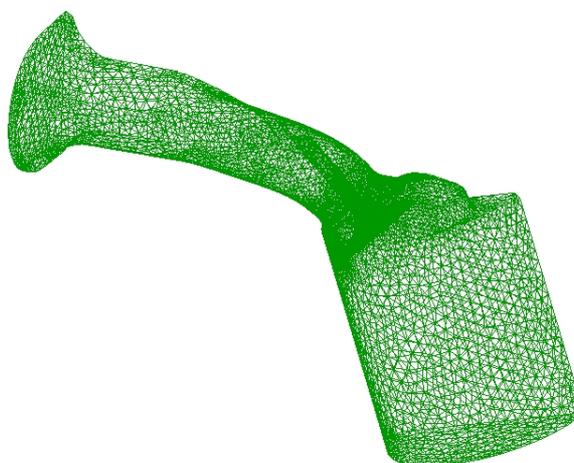


Figure 9: Malla generada.

que la velocidad máxima del flujo supera la relación $Mach/3$, que es el límite de velocidad para flujo incompresible (siendo $Mach$ la velocidad del sonido en el medio). Esta alzada ha sido validada en forma satisfactoria con un modelo de flujo compresible, pero no se han presentado los resultados en este trabajo ya que en las demás alzadas el flujo es incompresible.

4.2.4 Cantidad de movimiento lineal

Una forma de poder estimar como ha de ser el comportamiento del conducto en condiciones reales de trabajo, en lo que respecta a su aporte al tumble, es cuantificar la cantidad de movimiento lineal a través de las semicortinas 1 y 2, figura (11). Como podemos observar en

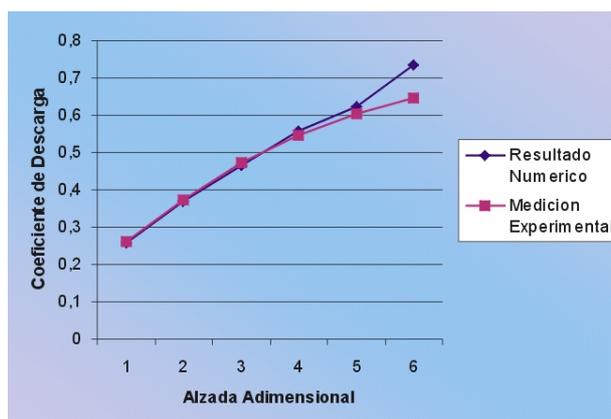


Figure 10: Resultados numéricos vs. experimentales del coeficiente de descarga

la figura (12) la cantidad de movimiento lineal a través de la semicortina 1 es entre un 50-65% mayor que la semicortina 2 favoreciendo de esta manera al tumble.

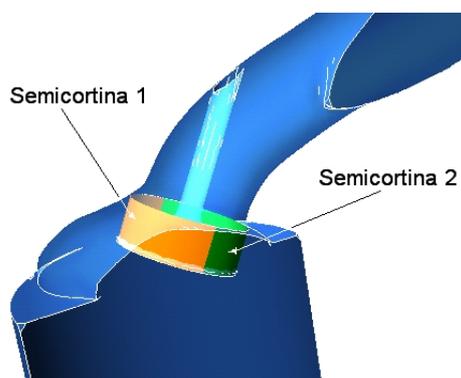


Figure 11: División de la cortina de la válvula de admisión en las semicortinas 1 y 2

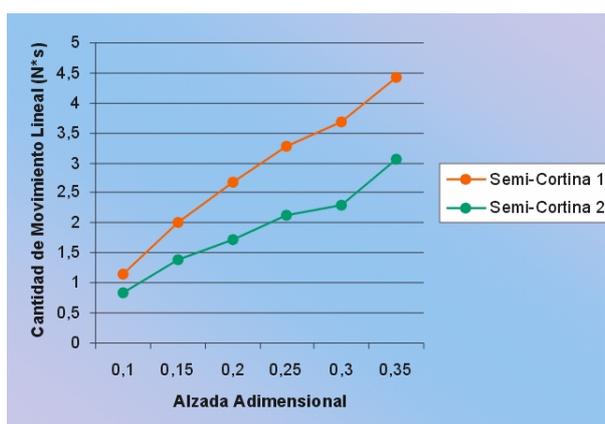


Figure 12: Cantidad de movimiento lineal en las subcortinas 1 y 2

4.2.5 Resultados Numéricos

En la figura (13) se observa la energía cinética turbulenta dentro del cilindro para dos alzadas de válvula: 3.6 mm (menor) y 9 mm (mayor). Se puede ver que para la alzada de 3.6 mm, la

turbulencia es baja ya que el flujo es laminar por las superficies paralelas del asiento de válvula y del casquillo, y no existe un desprendimiento importante en el flujo. Para la alzada de 9 mm la sección mínima de paso se encuentra en el conducto. El flujo tiende a seguir la dirección del vástago de la válvula, desviado luego por la copa de la misma. El número de Reynolds en la región de la cortina es considerablemente bajo, por lo que la energía cinética turbulenta en el interior del cilindro menor.

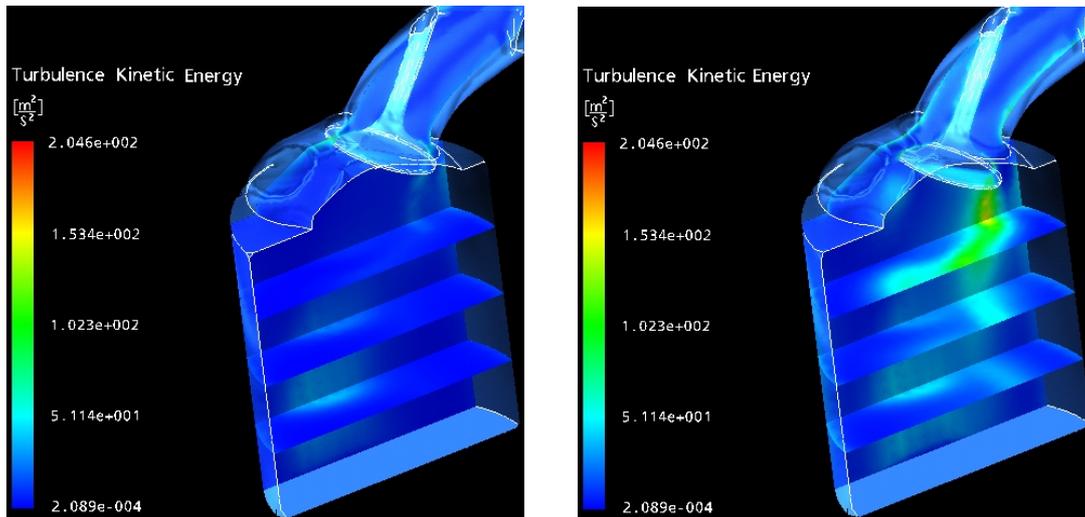


Figure 13: Energía cinética turbulenta para las alzadas de 36 mm (izquierda) y 90 mm (derecha)

En la figura (14) las líneas de flujo en el conducto y cilindro, para las alzadas de 3.6 y 9 mm. Para la alzada menor se identifica un vórtice que se forma en torno a la pared del cilindro que surge como resultado de la interacción del flujo con la pared. Para alzadas superior el vórtice desaparece, siendo el flujo en el cilindro ms ordenado.

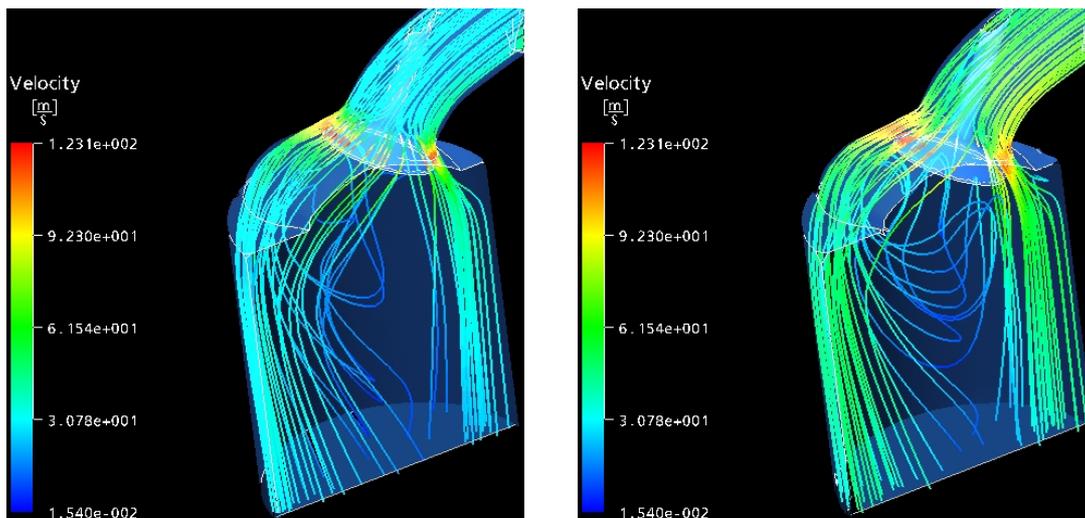


Figure 14: Streamlines de velocidad para las alzadas de 36 mm (izquierda) y 90 mm (derecha)

Por último, en la figura (15) se observa la velocidad en la cortina de la vlvula. Un punto a destacar es el efecto de enmascarado de la cmara, el que se hace ms notable para bajas alzadas.

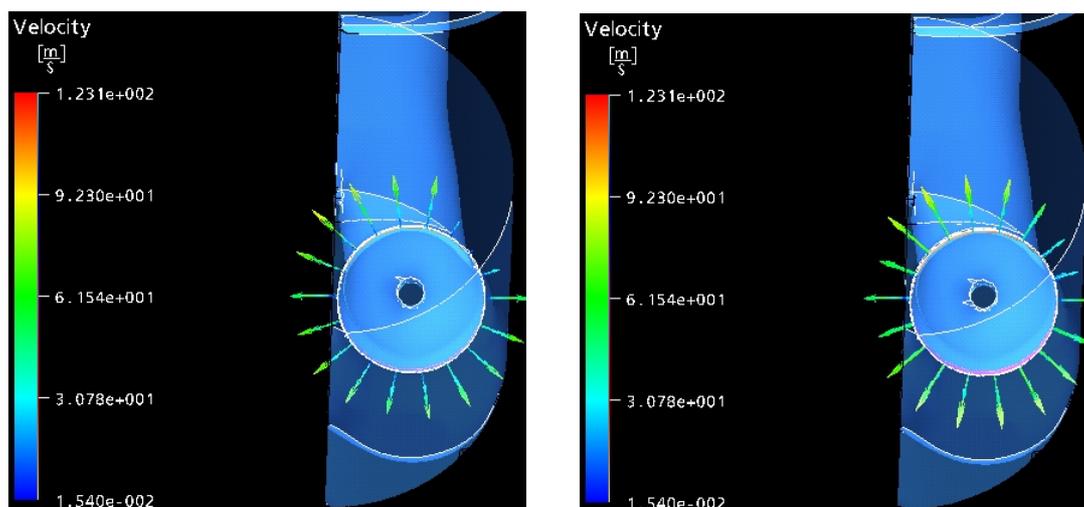


Figure 15: Vectores de velocidad para las alzas de 36 mm (izquierda) y 90 mm (derecha)

5 CONCLUSIONES

Se ha generado un modelo de una tapa de cilindro de un motor alternativo de alta performance, y con dicha geometría se generó una malla de aproximadamente 330000 elementos tetradricos. El objetivo es calcular el coeficiente de descarga y la presencia del macro-movimiento de Tumble. El análisis se realizó en el software comercial ANSYS CFX-10.0, con un esquema de turbulencia tipo SST.

Los resultados numéricos del coeficiente de descarga, dan un excelente aproximación a los resultados experimentales medidos previamente en el flujómetro, con un error máximo de 3% en la zona de mediciones validas. Estos resultados preliminares muestran un potencial importante de las herramientas de CFD para el desarrollo de problemas de este tipo.

La cantidad de movimiento en la semicortina anterior de la válvula de admisión (semicortina 1) es 50% mayor que en la semicortina posterior (semicortina 2), lo que permite afirmar la existencia del macro-vórtice de tumble dentro del cilindro.

Como trabajo futuro, estamos trabajando en la fabricación de un dispositivo para medir tumble en el flujómetro (tumble meter). El objetivo es comparar los resultados numéricos de un modelo que posee un ducto transversal al cilindro para capturar el macro-vórtice de tumble. Esperamos poder mostrar estos resultados en la presentación del congreso.

AGRADECIMIENTOS

Con gratitud, los autores dan reconocimiento a la financiación por parte del Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET), y de la Universidad Tecnológica Nacional - Facultad Regional Santa Fe (UTN-FRSF).

REFERENCES

- A. Albanesi, A. Zanotti, N. Calvo, N. Nigro, and M. Storti. Simulación numérica de los movimientos característicos del flujo en cilindros de motores alternativos de alta performance. *Asociación Argentina de Mecánica Computacional*, 24, 2005.
- ANSYS-CFX. The cfx approach to turbulence modeling. accurate and effective turbulent flow simulations. *CFX Technical Brief*, 2005.
- D. Giacosa. *Motores Endotérmicos*. Omega, 1992.
- H. Heisler. *Advanced Engine Technology*. Butterworth-Heinemann Ltd, 1995.

- J. B. Heywood. Fluid motion within the cylinder of internal combustion engines. *Journal of Fluids Engineering*, 109:3–35, 1987.
- J. L. Lumley. *Engines. An introduction*. Cambridge University Press, 2000.
- R. Martínez de Vedia. *Teoría de los Motores Térmicos*. Alsina, 1997.
- M. Teclas, A. Melling, and F. Durst. Flow separation in the inlet valve gap of piston engines. *Progress in Energy Combustion Science*, 24:165–195, 1998.