

INFLUENCIA DE LA LONGITUD DEL CONO DE UN CICLÓN SOBRE LAS VARIABLES DE FLUJO

INFLUENCE OF THE CYCLONE CONE LENGTH ON FLOW VARIABLES

Horacio A. Petit¹, Leonel O. Pico², Mirta R. Barbosa¹

Universidad Nacional del Centro de la Provincia de Buenos Aires, Facultad de Ingeniería, (1) Departamento de Ingeniería Química, (2) Departamento de Ingeniería Electromecánica, Av. Del Valle 5737, Olavarría - Argentina
(e-mail: lpico@fio.unicen.edu.ar; mbarbosa@fio.unicen.edu.ar)

Recibido: 16/03/2011 - Evaluado: 05/05/2011 - Aceptado: 26/07/2011

RESUMEN

Los ciclones son separadores gas-polvo ampliamente empleados en la industria. Su eficiencia depende de las variables geométricas de diseño y de las condiciones de operación. En este trabajo se estudia el efecto de la longitud de la parte cónica sobre la eficiencia de recolección de polvo. Se realiza la simulación del flujo turbulento presente en los ciclones para analizar la distribución de velocidades tangenciales y determinar la caída de presión. Se utiliza el modelo LES (Large Eddy Simulation) y se aplican las técnicas de fluidodinámica computacional (CFD: Computacional Fluid Dynamics). Empleando el modelo del número de vórtices para determinar la eficiencia fraccional, se pudo establecer que los ciclones con mayor largo de cono presentan mejor eficiencia de separación y menor caída de presión. Esto ocurre para cualquier diámetro de partícula y en todo el rango de temperaturas estudiado, siendo la influencia del largo del cono mayor para las menores temperaturas.

ABSTRACT

Cyclones are gas-dust separators widely used in the industry. Its efficiency depends on the geometric design and operating variables. In this paper, the effect of the conical part length on the efficiency of dust collection is studied. The simulation of turbulent flow in cyclones is carried out to analyze the distribution of tangential velocities and to determine the pressure drop. LES model (Large Eddy Simulation) and techniques of computational fluid dynamics (CFD: Computational Fluid Dynamics) are applied. Mixed-flow model was used to determine fractional efficiency. It was observed that cyclones with longer cone have better separation efficiency and lower pressure drop. This fact occurs for any particle diameter and in the entire temperature range studied. For lower temperatures, the influence of the cone length on the efficiency is higher.

Palabras clave: ciclón; fluidodinámica computacional; modelos de eficiencia; modelos de turbulencia
Keywords: cyclone; computational fluid dynamics; efficiency models; turbulence models

INTRODUCCIÓN

Los separadores ciclónicos son ampliamente empleados en la purificación de gases y recuperación de polvo en la industria (Hoffmann & Stein, 2008; Safikhani *et al.*, 2010). Es posible establecer una diferencia en el tipo de ciclón utilizado para cada uno de los objetivos mencionados. En el proceso de purificación de aire se utilizan los llamados ciclones convencionales mientras que para la obtención de material con tamaño de partícula específico son más indicados los de alta eficiencia. Estos últimos están diseñados para alcanzar mayor remoción de las partículas pequeñas. Teniendo en cuenta las proporciones de los ciclones, se los clasifica en ciclones convencionales, de alta eficiencia y de alta capacidad. La eficiencia de separación depende del tipo de ciclón utilizado.

Los ciclones son separadores gas-sólido en los que se emplea la aceleración centrífuga como fuerza impulsora de la separación. Debido a que no poseen partes móviles, su construcción es sencilla y también lo es su posterior mantenimiento, lo que hace que estos dispositivos resulten de bajo costo de instalación y de operación. Tienen además la ventaja de poder trabajar a altas temperaturas, dado que se los puede fabricar de materiales muy diversos.

Los ciclones de alta eficiencia logran una mayor separación de partículas pequeñas que los ciclones convencionales. Pueden remover partículas de 5 μm con eficiencias mayores de 90% (Elsayed & Lacor, 2011; Hsiao *et al.*, 2011) pero tienen mayor caída de presión con lo que se genera una mayor demanda energética. Los ciclones de alta capacidad pueden separar partículas de 20 μm o mayor tamaño.

El campo de flujo en un ciclón corresponde a un comportamiento altamente turbulento, describiendo dos helicoides coaxiales, el externo descendente y el interno ascendente. Este flujo puede describirse matemáticamente mediante las ecuaciones de Navier-Stokes. Sin embargo, la complejidad del movimiento hace que no sea posible resolver de manera analítica estas ecuaciones, por lo que normalmente se recurre a una simulación del comportamiento del flujo mediante modelos numéricos de turbulencia que se implementan computacionalmente (Chung, 2002; Griffiths & Boyson, 1996; Lomax *et al.*, 2004).

En este trabajo se analiza el efecto del largo de la parte cónica sobre la eficiencia de recolección de polvo. Se toma como referencia un ciclón de entrada tangencial que responde a las proporciones geométricas propuestas por Stairmand (1951) para ciclones de alta eficiencia. Por otra parte se realiza la simulación del flujo en ciclones para analizar la distribución de velocidades tangenciales y la caída de presión. Se utiliza el modelo LES (Large Eddy Simulation) para flujo turbulento y se aplican las técnicas de fluidodinámica computacional.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

La mayoría de los flujos reales en ingeniería son turbulentos, los que responden a mecanismos complejos dominados por fluctuaciones y, pese al gran número de investigaciones realizadas sobre el tema, la teoría del flujo turbulento aún no se conoce totalmente. Las fluctuaciones proporcionan un mecanismo adicional para transferir movimiento y energía. Aun cuando el flujo promedio sea estacionario, el movimiento en remolinos genera cambios importantes en los valores de velocidad, temperatura, presión e incluso densidad (en flujo compresible).

La ecuación de Navier-Stokes para flujo laminar (ec. 1) puede expresarse como:

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} = -\nabla \cdot \rho \mathbf{v} \mathbf{v} - \nabla p - \nabla \cdot \underline{\underline{\tau}} + \rho \mathbf{g} \quad (1)$$

donde: ρ : Densidad del fluido; t : Tiempo; \mathbf{v} : Velocidad del fluido; p : Presión; $\underline{\underline{\tau}}$: Tensor esfuerzo viscoso; \mathbf{g} : Aceleración de la gravedad; y el significado físico de cada término de las ecuaciones es:

- $\frac{\partial \rho v}{\partial t}$: Velocidad de cambio en la aceleración local
 $\nabla \rho v v$: Velocidad de cambio en la velocidad debida a las fuerzas convectivas
 ∇p : Fuerzas de presión por unidad de volumen
 $\nabla \tau$: Fuerzas viscosas por unidad de volumen
 ρg : Fuerzas gravitatorias por unidad de volumen

Cuando se trabaja con flujo turbulento es necesario considerar el esfuerzo de corte debido a la presencia de remolinos, por lo que puede interpretarse como un término adicional a la ec. 1, con lo que la ecuación de Navier-Stokes para flujo turbulento debe expresarse como (ec. 2):

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} = -\nabla \cdot \rho v v - \nabla p - \nabla \cdot \underline{\tau} + \rho g + \nabla \cdot \underline{\tau}^{(t)} \quad (2)$$

donde: $\nabla \cdot \underline{\tau}^{(t)}$ es el tensor Esfuerzo de Reynolds o Tensor de Esfuerzos Turbulentos.

Se han desarrollado muchas formulaciones semiempíricas que modelan los esfuerzos de Reynolds en términos de los gradientes de velocidad. Estas formulaciones se llaman modelos de turbulencia. Entre los más conocidos y en orden de complejidad creciente pueden mencionarse el de la Viscosidad de Remolino, sugerido en 1877 por el matemático francés Joseph Boussinesq (ec. 3), en forma tensorial, o (ec. 4) para la componente τ_{xy} del mismo tensor:

$$\underline{\tau}^{(t)} = -\mu^{(t)} \nabla v \quad (3)$$

$$\tau_{xy}^{(t)} = -\mu^{(t)} \frac{\partial v_x}{\partial y} \quad (4)$$

donde $\mu^{(t)}$ es la viscosidad de remolino.

El modelo de la Longitud de Mezcla, fue propuesto por el ingeniero alemán Ludwig Prandtl a principios del siglo XX (ec. 5);

$$\tau_{yx}^{(t)} = -\rho l^2 \left| \frac{\partial v_x}{\partial y} \right| \frac{\partial v_x}{\partial y} \quad (5)$$

donde l es la longitud de mezcla.

El húngaro Theodore von Kármán propuso el llamado "modelo de la calle de vórtices" (ec. 6).

$$\tau_{yx}^{(t)} = -\rho k^2 \frac{(\partial v_x / \partial y)^3}{(\partial^2 v_x / \partial y^2)^2} \frac{\partial v_x}{\partial y} \quad (6)$$

donde k es una constante cuyo valor se determina a partir de los datos de los perfiles de velocidades.

Otra de las formulaciones semiempíricas es la Fórmula de Deissler válida para la zona cercana a la pared sólida (ec. 7).

$$\tau_{yx}^{(t)} = -\rho v_{xy} \left(1 - \exp\left[-n^2 v_{xy} / v\right] \right) \frac{\partial v_x}{\partial y} \quad (7)$$

donde n es una constante de valor 0.124.

El empleo de cualquiera de estos modelos conduce a expresiones matemáticas complejas, por lo que las resoluciones analíticas no son posibles en la gran mayoría de los casos. Sobre esta base, la fluidodinámica computacional resulta una herramienta de gran aplicación. Sin embargo, a la fecha, la CFD puede trabajar con flujos laminares con facilidad, pero los flujos turbulentos de interés práctico son imposibles de resolver si no se recurre a los modelos de turbulencia. Lamentablemente no existe un modelo universal. La calidad de la solución obtenida por medio de CFD depende de lo apropiado que sea el modelo de turbulencia que se emplea. Pese a esta limitación, los modelos estándares producen resultados razonables para muchos problemas de ingeniería. (Azadi *et al.*, 2010; Yoshida *et al.*, 2009; Safikhani *et al.*, 2010; Safikhani *et al.*, 2011).

DESCRIPCIÓN DEL CICLÓN Y MODELOS DE EFICIENCIA

La Figura 1 muestra un esquema de un ciclón de entrada tangencial. En las Tablas 1, 2 y 3 se presentan las principales características de cada familia de ciclones (Stairmand, 1951; Hoffmann & Stein, 2008).

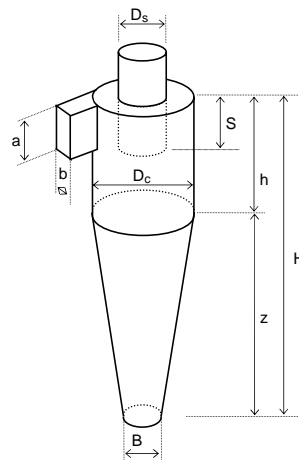


Fig. 1: Esquema de un ciclón de entrada tangencial.

Tabla 1: Características de los ciclones convencionales

Dimensión	Relación dimensional	Lapple	Vibco	Muschelknautz D
Diámetro del ciclón	D_c/D_c	1.0	1.0	1.0
Altura de entrada	a/D_c	0.5	0.4	0.5
Ancho de entrada	b/D_c	0.25	0.31	0.15
Altura de salida	S/D_c	0.625	0.433	0.9
Diámetro de salida	D_s/D_c	0.5	0.4	0.33
Altura de la parte cilíndrica	h/D_c	2.0	0.8	0.73
Altura de la parte cónica	z/D_c	2.0	1.72	1.68
Altura total del ciclón	H/D_c	4.0	2.5	2.4
Diámetro de salida de polvo	B/D_c	0.25	0.23	0.55
Factor de configuración	G	402.88	237.99	1060.03
Número de cabezas de velocidad	NH	8.0	12.4	11.0
Número de vórtices	N	6.0	4.1	3.12

Tabla 2: Características de los ciclones de alta eficiencia

Dimensión	Relación dimensional	Stairmand HE	Storch 4	Tengbergen C
Diámetro del ciclón	D_c/D_c	1.0	1.0	1.0
Altura de entrada	a/D_c	0.5	1.0	0.3
Ancho de entrada	b/D_c	0.2	0.15	0.3
Altura de salida	S/D_c	0.5	0.68	0.43
Diámetro de salida	D_s/D_c	0.5	0.45	0.33
Altura de la parte cilíndrica	h/D_c	1.5	3.5	0.55
Altura de la parte cónica	z/D_c	2.5	2.7	2.2
Altura total del ciclón	H/D_c	4.0	6.2	2.75
Diámetro de salida de polvo	B/D_c	0.375	0.35	0.33
Factor de configuración	G	551.22	229.64	533.12
Número de cabezas de velocidad	NH	6.4	11.8	13.2
Número de vórtices	N	5.5	4.85	5.5

Tabla 3: Características de los ciclones de alta capacidad

Dimensión	Relación dimensional	Stairmand HF	Tengbergen B
Diámetro del ciclón	D_c/D_c	1.0	1.0
Altura de entrada	a/D_c	0.75	0.85
Ancho de entrada	b/D_c	0.375	0.27
Altura de salida	S/D_c	0.875	1.06
Diámetro de salida	D_s/D_c	0.75	0.53
Altura de la parte cilíndrica	h/D_c	1.5	1.54
Altura de la parte cónica	z/D_c	2.5	1.35
Altura total del ciclón	H/D_c	4.0	2.9
Diámetro de salida de polvo	B/D_c	0.375	0.53
Factor de configuración	G	29.79	101.23
Número de cabezas de velocidad	NH	8.0	13.1
Número de vórtices	N	3.7	2.62

La eficiencia total se define como el porcentaje de la masa de partículas entrantes que es separado en el ciclón. Debido a que no existe un método teórico sencillo para su cálculo, se han desarrollado teorías basadas en el comportamiento experimental de los ciclones. Estas teorías relacionan la eficiencia de colección con el tamaño de las partículas, las relaciones geométricas, el caudal de aire, la temperatura de operación y su influencia sobre las propiedades del gas (Raoufi *et al.*, 2008; Gimbut *et al.*, 2004; Gimbut *et al.*, 2005; Chuah *et al.*, 2006).

El incremento en el caudal de entrada conduce a un aumento en la eficiencia. Sin embargo, cuando la velocidad de entrada del ciclón es suficientemente grande puede ocurrir el fenómeno de resuspensión de las partículas, que da origen a la llamada "velocidad de saltación" (V_s), parámetro fundamental en el diseño del ciclón. Se ha definido una expresión semiempírica (ec. 8), para la velocidad de saltación (Kalen & Zenz, 1974; Echeverri, 2006).

$$V_s = \frac{4.913 W K_b^{0.4} D_c^{0.067} \sqrt[3]{V_i^2}}{\sqrt[3]{1 - K_b}} \quad (8)$$

donde $K_b = b/D_c$ y W es la velocidad equivalente (ec. 9):

$$W = \left(\frac{4 g \mu (\rho_p - \rho)}{3 \rho^2} \right)^{1/3} \quad (9)$$

parámetro que depende de las propiedades del fluido y de la partícula. Las correlaciones experimentales obtenidas por Kalen y Zenz (1974) muestran que para obtener la máxima eficiencia se debe cumplir que $V_i = 1.25 V_s$. Por otro lado, para que no se produzca la resuspensión del material ya recolectado, se debe respetar que $V_i \leq 1.35 V_s$.

Una de las teorías para obtener la eficiencia de colección fue propuesta por Leith y Licht. Consiste en un modelo matemático que predice las eficiencias de recolección considerando las propiedades físicas del aire cargado con partículas como así también las proporciones del ciclón (Leith & Licht, 1972). Esta teoría se expresa según la ec. 10.

$$\eta_i = 1 - \exp \left[-2 \left(\frac{G T_i Q (n+1)}{D_c^3} \right)^{\frac{0.5}{(n+1)}} \right] \quad (10)$$

donde: η_i : Eficiencia fraccional por intervalos de tamaño.; G: Factor de configuración del ciclón; T_i : Tiempo de relajación para cada partícula (s); Q: Caudal de gas (m^3/s); n: Exponente del vórtice del ciclón.

Otro modelo para estimar la eficiencia de remoción de partículas se basa en el número de giros o vórtices externos que la corriente gaseosa realiza en el interior del ciclón (Leith & Licht, 1972; Clift *et al.*, 1991; Cortés & Gil, 2007; Echeverri, 2006). El número de vórtices es común para cada familia de ciclones. Los valores de este número para las principales familias de ciclones se incluyen en las Tablas 1 a 3. La ec. 11 relaciona la eficiencia del ciclón con los parámetros geométricos, las propiedades del fluido y las condiciones de operación.

$$\eta_i = 1 - \exp \left[\frac{-\pi N \rho_p D_p^2 V_i}{9 \mu b} \right] \quad (11)$$

donde: N: Número de giros; ρ_p : Densidad de la partícula (kg/m^3); D_p : Diámetro de la partícula (m); V_i : Velocidad de entrada del gas (m/s); μ : Viscosidad del gas (Pa s).

Dirgo y Leith (1985), ajustaron datos experimentales para obtener la ec. 12.

$$\eta_i = \frac{1}{1 + \left(\frac{x_{50}}{x} \right)^{6.4}} \quad (12)$$

donde x es el tamaño de la partícula y x_{50} el tamaño de partícula crítico o de corte. Esta expresión ofrece una forma funcional de representar la curva de grado de eficiencia. Los autores indican que la ec. 12 describe razonablemente bien el comportamiento de la eficiencia para ciclones de laboratorio.

SIMULACIÓN DE FLUJO

La complejidad del patrón de flujo en los ciclones ha sido objeto de numerosos estudios teóricos y experimentales. Desde este último punto de vista se emplean las técnicas de anemometría por láser Doppler (LDA: Laser Doppler Anemometry) y la anemometría de alambre caliente (Hoekstra *et al.*, 1999; Peng *et al.*, 2002). Por su parte, la CFD constituye la principal herramienta teórica para simular los flujos gaseosos en los ciclones (Hoekstra *et al.*, 1999). La CFD presenta una gran potencialidad para predecir las características del campo de flujo y de las trayectorias de las partículas dentro del ciclón, así como también para describir la caída de presión que se origina (Chung, 2002; Griffiths & Boyson, 1996; Derksen, 2005; Martignoni *et al.*, 2007).

En algunos cálculos, la CFD se aplica a través de una técnica llamada simulación numérica directa (DNS: Direct Numeric Simulation), donde se intenta resolver simultáneamente el movimiento de los remolinos en todas las escalas en que se producen. Sin embargo las diferencias en tamaños y en escala de tiempo entre los remolinos grandes y pequeños pueden ser de varios órdenes de magnitud. Estas diferencias se incrementan con el número de Reynolds (Chung, 2002), lo que hace que los cálculos de DNS resulten aún más complicados. Estas soluciones demandan mallas tridimensionales muy finas, computadoras potentes y gran cantidad de tiempo de CPU.

En un intento de simplificar la situación anterior, se emplea la simulación de remolinos grandes (LES: Large Eddy Simulation). Con esta técnica se obtienen a gran escala las características no estacionarias de los remolinos grandes mientras que los remolinos turbulentos disipativos pequeños se modelan implícitamente. La suposición básica es que los remolinos pequeños son isotrópicos, es decir que son independientes de la orientación del sistema de coordenadas y se comportan de manera estadísticamente similar y predecible. En comparación con DNS, LES demanda recursos computacionales considerablemente menores porque se elimina la necesidad de resolver los remolinos más pequeños presentes en el campo de flujo turbulento.

El siguiente nivel de complejidad decreciente es modelar todos los remolinos turbulentos no estacionarios. Tres de los modelos más aplicados son las formulaciones $k-\epsilon$, $k-\omega$ y $q-\omega$ (Chung, 2002), todas ellas denominadas modelos de turbulencia de dos ecuaciones, por lo que adicionan dos expresiones más a la formulación matemática del problema. El sistema de ecuaciones debe resolverse considerando la conservación de masa y de cantidad de movimiento y, en algunos casos, también el balance de energía. Además es necesario especificar dos nuevas condiciones de frontera en entradas y salidas del dominio computacional.

En general, los modelos de turbulencia dependen en gran medida de constantes halladas experimentalmente y se calibran con la ayuda de simulación numérica directa y de datos obtenidos de campo de flujos simples.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La Figura 2 muestra la curva granulométrica de una caliza típica de la zona de Olavarría, Argentina, de densidad $\rho = 2650 \text{ kg/m}^3$, con la cual se realizó el presente trabajo.

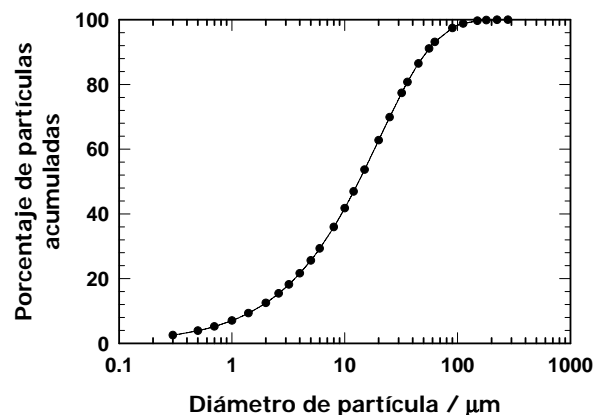


Fig. 2: Curva de distribución de tamaño de partículas para la caliza utilizada.

El primer paso para la simulación del flujo consiste en diseñar el ciclón. Empleando una planilla de cálculo se obtuvieron las dimensiones del ciclón de tipo Stairmand sobre la base de la Figura 1. Luego, ingresando como dimensión característica el diámetro del ciclón y como variable principal de operación la velocidad de entrada (V_i), se cambió el diseño original para estudiar la influencia de la longitud cónica y posteriormente, simular el flujo. En la Tabla 4 se resumen las dimensiones de los tres ciclones. Se consideró una concentración de partículas sólidas de 2 g/m^3 de aire.

Tabla 4: Dimensiones de los ciclones analizados.

Dimensiones, en metros		Ciclón 1 (Stairmand)	Ciclón 2	Ciclón 3
Diámetro del ciclón	D_c	0.200		
Altura de entrada	a	0.100		
Ancho de entrada	b	0.040		
Altura de salida	S	0.100		
Diámetro de salida	D_s	0.100		
Altura de la parte cilíndrica	h	0.300		
Altura de la parte cónica	z	0.500	0.600	0.750
Altura total del ciclón	H	0.800	0.900	1.050
Diámetro salida de polvo	B	0.075		

Para realizar la simulación a través de CFD se utilizó software específico (FLUENT™), que emplea el método de los volúmenes finitos (MVF). Las mallas utilizadas (Figura 3) para el desarrollo de los modelos numéricos constan de aproximadamente 95000 celdas y 29000 nodos. Estas mallas se adaptan automáticamente al gradiente de intensidad de la turbulencia cada 40 iteraciones aproximadamente.

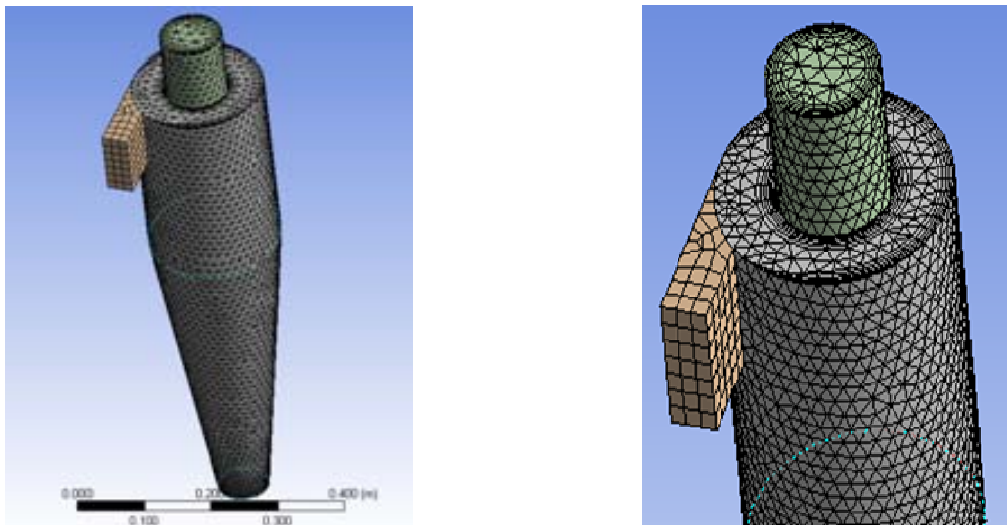


Fig. 3: Malla de volúmenes finitos del ciclón y detalle de la misma.

Se fijó como criterio de convergencia de la simulación un residuo normalizado de 1×10^{-4} , para la ecuación de continuidad, la ecuación de cantidad de movimiento y la energía cinética turbulenta. Se realizaron simulaciones numéricas en estado estacionario para obtener la distribución del campo de velocidades y trayectorias del flujo, para velocidades de entrada del fluido de 15 m/s y 20 m/s, a temperatura de 20 °C.

En la Figura 4 se muestran las líneas de corriente correspondientes a un ciclón Stairmand, con cada una de las velocidades de entrada analizadas. Las trayectorias del flujo permiten observar la presencia de los dos helicoides coaxiales, el externo descendente y el interno ascendente.

A través de las simulaciones se observan las distribuciones de velocidades globales, de las componentes de la velocidad y de presiones que ocurren dentro del ciclón. En la Figura 5 se presentan las velocidades para un plano vertical normal a la velocidad de entrada correspondientes a un ciclón cuyo largo de cono es de 0.60 m para las velocidades de entrada de 15 m/s y 20 m/s, respectivamente.

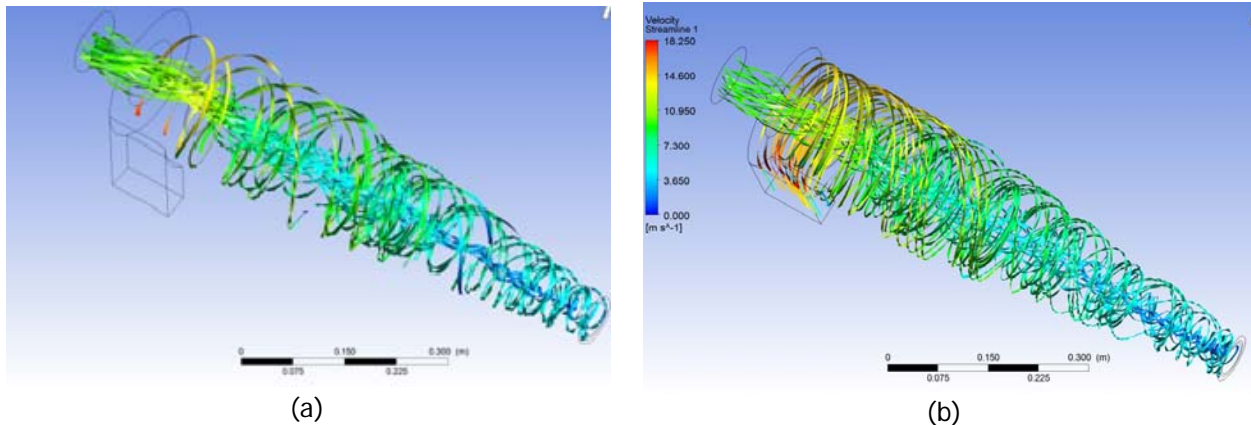


Fig. 4: Líneas de flujo en un ciclón Stairmand. (a) $V_i = 15$ m/s; (b) $V_i = 20$ m/s.

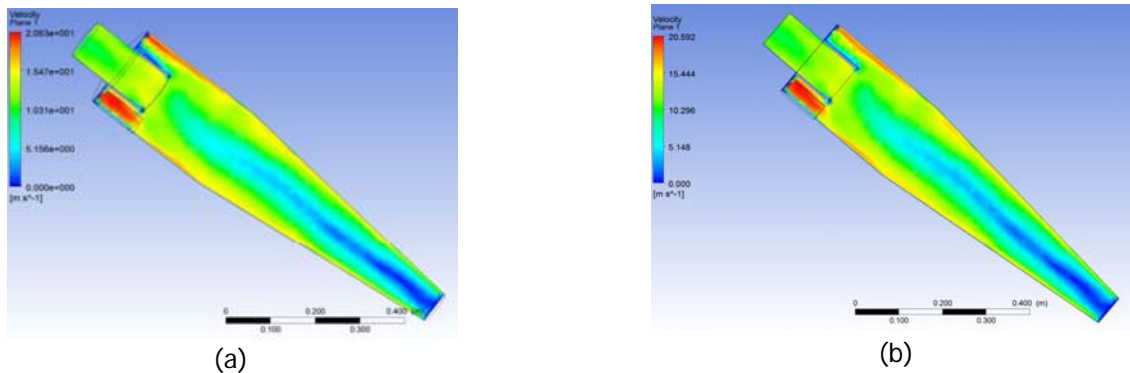


Fig. 5: Distribución de velocidades para un ciclón con cono de 0.60 m. (a) $V_i = 15$ m/s; (b) $V_i = 20$ m/s.

La velocidad tangencial es la componente dominante en el flujo del gas en los ciclones, debido a que es la causa de la fuerza centrífuga que actúa sobre las partículas para lograr la separación. A partir de las simulaciones pueden obtenerse los valores de velocidad tangencial para diferentes planos horizontales. Las Figuras 6 y 7 muestran los planos para los cuales se tomaron los datos de esta variable.

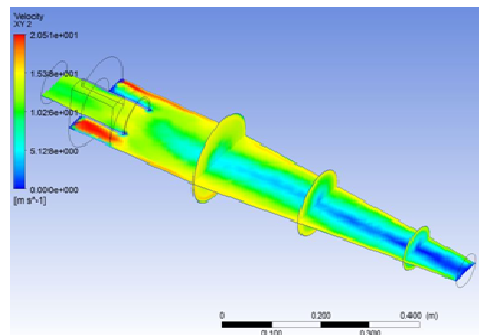


Fig. 6: Planos de referencia para los valores de velocidad tangencial.

La Figura 8 muestra la distribución de velocidad tangencial en función del radio adimensional del ciclón, con los datos obtenidos a partir de las simulaciones realizadas para los ciclones 1, 2 y 3, en los planos de referencia correspondientes a diámetros de cono de 0.20 m, 0.15 m y 0.10 m, según se esquematiza en la Figura 7.

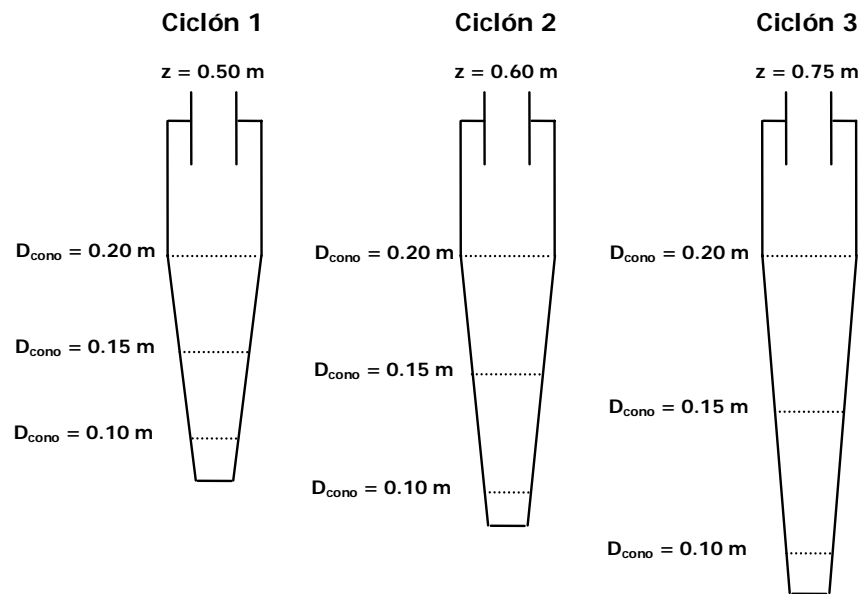


Fig. 7: Ubicación de los planos de referencia para los ciclones 1, 2 y 3.

La velocidad tangencial se representa en función de la distancia radial, para cada plano de referencia y para cada ciclón. En la Figura 8(a) se muestran las curvas obtenidas para los ciclones de distinto largo de cono, para los diámetros mencionados anteriormente, para $V_i = 15\text{ m/s}$. Puede observarse que para todos los casos se logra mayor velocidad tangencial para los ciclones con conos de mayor longitud. En la Figura 8(b) se muestran resultados análogos, obtenidos con $V_i = 20\text{ m/s}$.

La velocidad tangencial disminuye a medida que lo hace el diámetro del cono. El estudio de los patrones de flujo de ciclones de diferentes longitudes de cono, permite comprender los resultados de los trabajos experimentales, que muestran que la eficiencia de separación se incrementa a medida que se incrementa la longitud de la parte cónica (Raoufi *et al.*, 2008), lo que condice con la mejor eficiencia de separación lograda en estos ciclones.

En la Figura 9 se presentan las curvas de eficiencia fraccional obtenidas con los modelos del Número de Vórtices y de Dirgo y Leith, para las dos velocidades de entrada analizadas. Para $V_i = 20\text{ m/s}$ se aprecia una reducción en el tamaño de corte con respecto al obtenido con $V_i = 15\text{ m/s}$. Este resultado es coincidente con información disponible en la literatura específica (Zhu & Lee, 1999; Hsiao *et al.*, 2011).

La posibilidad de regular el caudal y, por lo tanto, la velocidad de entrada, permite determinar el tamaño de corte deseado. Sin embargo, grandes velocidades de entrada que generarían grandes velocidades tangenciales para lograr esta alta eficiencia, pueden producir la resuspensión del polvo ya separado, lo que disminuye la calidad del proceso de separación (Zhu & Lee, 1999; Qian *et al.*, 2006).

Teniendo en cuenta la ec. 8 para calcular la velocidad de saltación y considerando los valores establecidos en las correlaciones propuestas por Kalen y Zenz (1974), para $V_i > 20\text{ m/s}$, se produce este fenómeno. Cabe destacar que un incremento excesivo de la velocidad de entrada provoca además un aumento en la caída de presión dentro del ciclón.

Las eficiencias fraccionales para diferentes longitudes de cono a distintas temperaturas se calcularon empleando el modelo de número de vórtices (ec. 11). Este modelo permite incorporar la longitud del cono en la expresión de la eficiencia. Además, satisface la relación inversamente proporcional entre la eficiencia y el diámetro del ciclón, hecho observado empíricamente en ciclones de alta eficiencia (Azadi *et al.*, 2010).

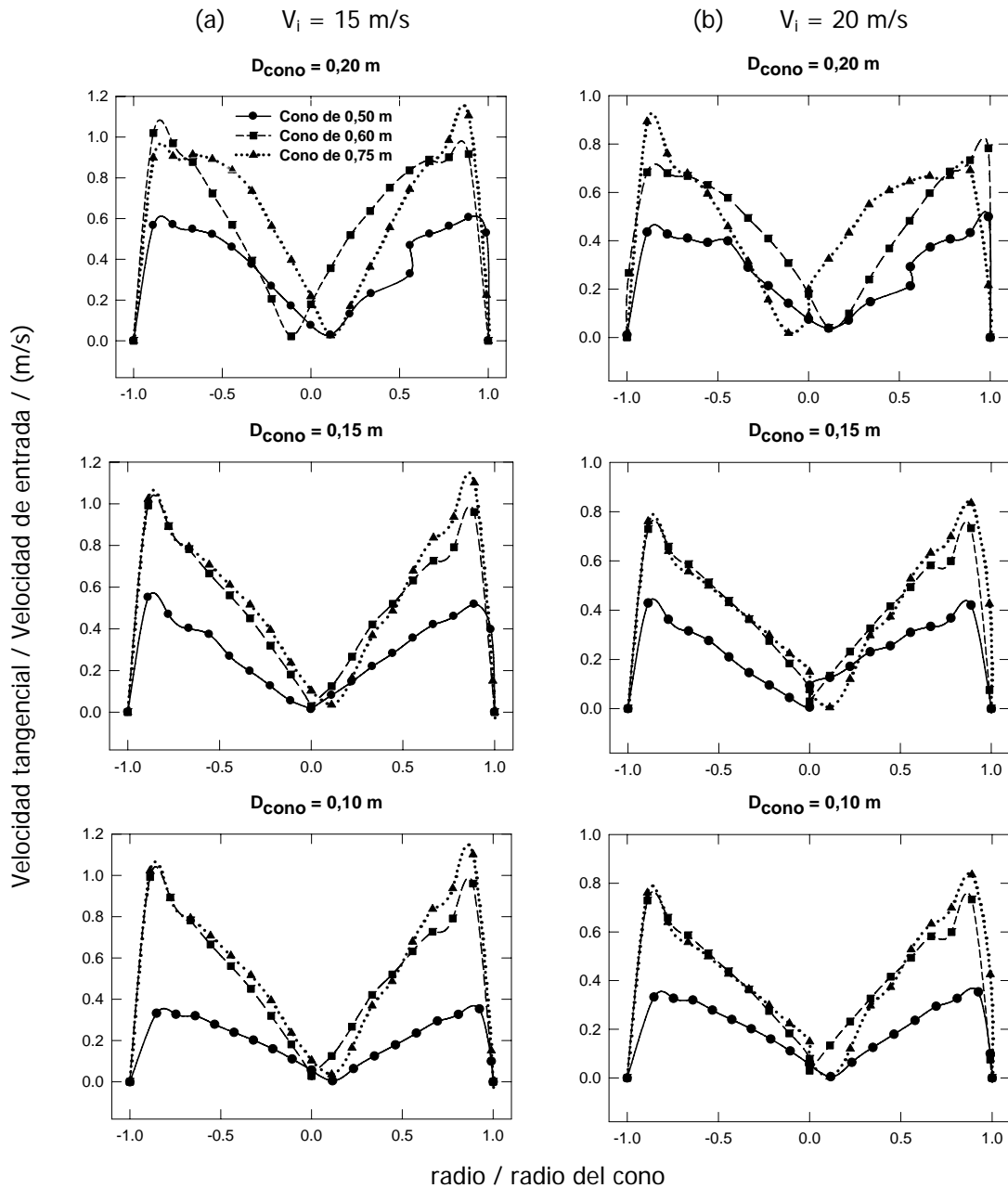


Fig. 8: Perfiles de velocidad tangencial adimensional, a lo largo de la posición radial.

La Figura 10 muestra que cuando se incrementa el largo de cono, la eficiencia de separación es mayor. Esto ocurre para cualquier diámetro de partícula y a diferentes temperaturas. La influencia es más notable cuando la temperatura de operación es menor. En la Tabla 5 se presenta el aumento porcentual de la eficiencia para ciclones de cono más largo respecto del ciclón Stairmand. Se ha considerado en todos los casos que la relación V_i / V_s es 1.25.

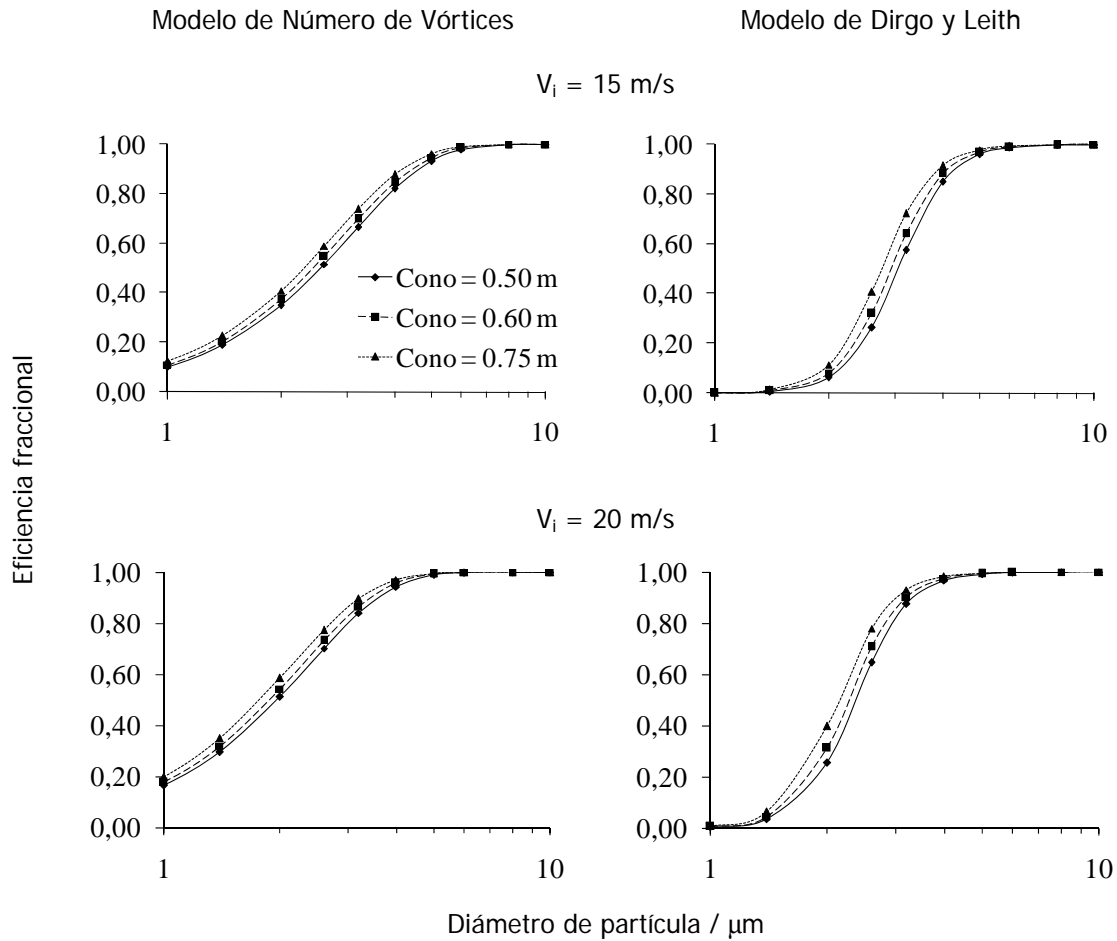


Fig. 9: Eficiencia fraccional en función del tamaño de partícula.

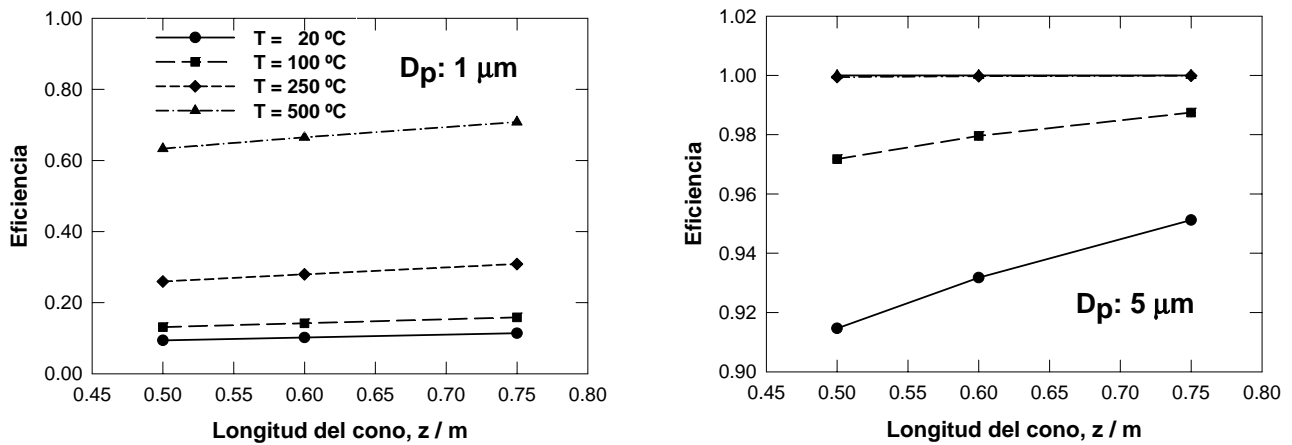


Fig. 10: Eficiencia fraccional en función del largo del cono, para $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabla 5: Aumento porcentual de la eficiencia en ciclones de diferentes longitudes de cono operando a distintas temperaturas. $D_p = 1 \mu\text{m}$.

T / °C	20		100		250		500	
	η / %	% aumento	η / %	% aumento	η / %	% aumento	η / %	% aumento
0.50	9.376	0	13.12	0	25.96	0	63.33	0
0.60	10.183	8.61	14.22	8.41	27.96	7.67	66.52	5.05
0.75	11.381	21.46	15.85	20.83	30.85	18.83	70.80	11.81

La caída de presión resulta importante porque está relacionada directamente con el requerimiento de potencia y el consecuente consumo de energía. Se la puede calcular como la diferencia de presión entre la entrada y la presión media que existe en el tubo de salida (Hoekstra, 2000; Azadi *et al.*, 2010). Se aprecia mayor caída de presión a medida que se incrementa la velocidad de entrada. Esta observación está en concordancia con la relación funcional entre la caída de presión (ΔP) y la velocidad de entrada, expresada en la ec. 13, propuesta por Shepherd y Lapple (1940),

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho V_i^2 N_H \quad (13)$$

donde N_H es el número de cabezas de velocidad a la entrada del ciclón, que depende de los parámetros geométricos.

$$N_H = 16 \frac{ab}{D_s^2} \quad (14)$$

En la literatura se encuentran otros modelos para estimar el valor de N_H , tales como el de Casal y Martínez (1983) (ec. 15) y el de Ramachandran *et al.* (1991), (ec. 16).

$$N_H = 11.3 \left(\frac{ab}{D_s^2} \right)^2 + 3.33 \quad (15)$$

$$N_H = 20 \frac{ab}{D_s^2} \left[\frac{S/D_c}{(H/D_c)(h/D_c)(B/D_c)} \right]^{1/3} \quad (16)$$

En este trabajo se desarrolla una ecuación alternativa a la ec. 16 como modelo de ajuste para los datos obtenidos por simulación en ciclones de diferente largo de cono. Se obtuvo una expresión de ajuste, ec. 17, basada en las variables geométricas que considera la longitud del cono y que se adecua a los resultados obtenidos a partir de las simulaciones realizadas a $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$N_H = 1.5056 + 16468 \alpha \beta \quad (17)$$

donde:

$$\alpha = \frac{ab}{D_s^2} \frac{D_c}{z} \left[\exp\left(-\frac{z}{D_c}\right) \right]^{2.35} \quad (18)$$

$$\beta = \left[\frac{S/D_c}{(H/D_c)(h/D_c)(B/D_c)} \right]^{(D_c/z)} \quad (19)$$

La calidad del ajuste logrado se observa en la Figura 11.

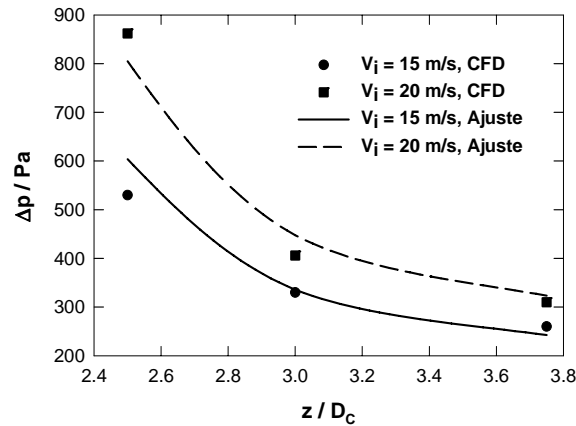


Fig. 11: Caída de presión en función de la longitud del cono; valores obtenidos de la simulación con CFD a $T = 20$ °C y ajustes correspondientes.

En la Figura 12 se presentan las distribuciones de presión que se obtienen a partir de las simulaciones realizadas, donde se puede observar que la caída de presión correspondiente es proporcional a la velocidad de entrada.

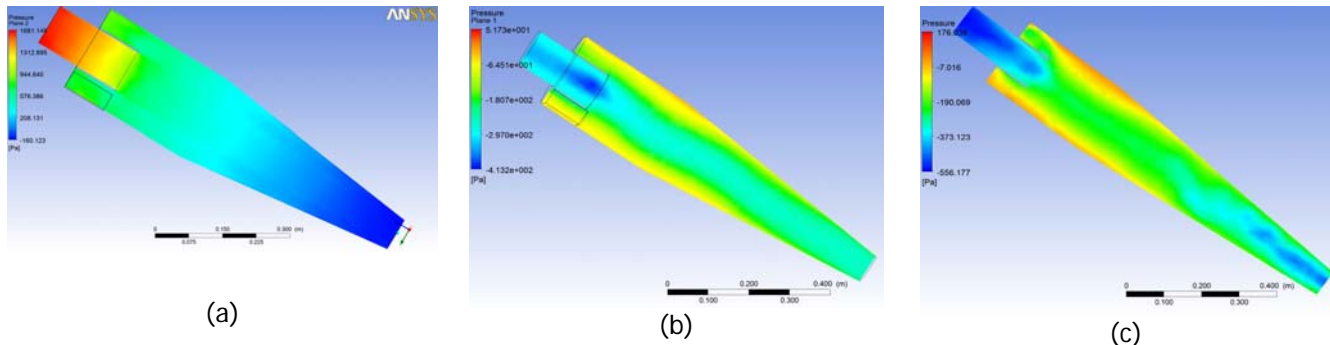


Fig. 12: Distribuciones de presión en el interior del ciclón. (a) Largo de cono 0.50 m, $V_i = 15$ m/s. (b) Largo de cono 0.60 m, $V_i = 15$ m/s. (c) Largo de cono 0.75 m, $V_i = 15$ m/s.

CONCLUSIONES

La velocidad tangencial se incrementa para los ciclones de alta eficiencia con mayores longitudes de cono.

El incremento de la eficiencia para conos más largos es más notable a bajas temperaturas de operación. Para temperaturas elevadas, el efecto de la temperatura sobre la eficiencia es más relevante que el aumento de la longitud del cono.

El aumento de la longitud del cono contribuye a minimizar la caída de presión.

La simulación empleando CFD combinada con el modelo de turbulencia LES representa una buena herramienta para la predicción del comportamiento del flujo en un ciclón.

REFERENCIAS

1. Azadi, M., Azadi, M & Mohebbi, A. (2010). A CFD study of the effect of cyclone size on its performance parameters. *J. Hazardous Mat.*, 182, 835-841.
2. Casal, J. & Martínez, J.M. (1983). A better way to calculate cyclone pressure drop. *Chem. Eng.*, 90, 99-108.
3. Chuah, T.G., Gimbut, J. & Choong, T.S.Y. (2006). A CFD study of the effect of cone dimensions on sampling aerocyclones performance and hydrodynamics. *Powder Tech.*, 162, 126-132.
4. Chung, T.J. (2002). Computational Fluid Dynamics, Cambridge University Press, U.K. Part Five, Chapter Twenty-one, pp. 683-705.
5. Clift, R., Ghadiri, M. & Hoffmann, A.C. (1991). A critique of two models for cyclone performance. *AIChE J.*, 37, 285-289.
6. Cortés, C. & Gil, A. (2007). Modeling the gas and particle flow inside cyclone separators. *Prog. Energy Comb. Sci.*, 33, 409-452.
7. Derksen, J.J. (2005). Simulations of confined turbulent vortex flow. *Comp. & Fluids*, 34, 301-318.
8. Dirgo, J. & Leith, D. (1985). Performance of theoretically optimized cyclones. *Filtration and Separation*, 22, 119-125.
9. Echeverri Londoño, C.A. (2006). Diseño óptimo de ciclones. *Rev. Ing. Univ. Medellín*, 5 (09), 123-139.
10. Elsayed, K. & Lacor, C. (2011). The effect of cyclone inlet dimensions on the flow pattern and performance. *App. Mat. Modelling*, 35, 1952-1968.
11. Gimbut, J., Choong, T.S.Y., Fakhru'l-Razi, A. & Chuah, T.G. (2004). Prediction of the effect of dimension, particle density, temperature, and inlet velocity on cyclone collection efficiency. *Jurnal Teknologi: 40 (F)*, 37-50.
12. Gimbut, J., Chuah, T.G., Choong, T.S.Y. & Fakhru'l-Razi, A. (2005). Prediction of the effects of cone tip diameter on the cyclone performance. *Aer. Sci.*, 36, 1056-1065.
13. Griffiths, W.D. & Boyson, F. (1996). Computational fluid dynamics (CFD) an empirical modeling of the performance of a number of cyclone samplers. *J. Aerosol Sci.*, 27, 281-304.
14. Hoekstra, A.J., Derksen, J.J. & Van Den Akker, H.E.A. (1999). An experimental and numerical study of turbulent swirling flow in gas cyclones. *Chem. Eng. Sci.*, 54, 2055-2065.
15. Hoekstra, A.J. (2000). Gas flow field and collection efficiency of cyclones. Ph. D. Thesis, Delft University of Technology. The Netherlands. <http://repository.tudelft.nl/view/ir/uuid:67b8f405-eef0-4c2d-9646-80200e5274c6/> fecha de acceso: 15/10/2010.
16. Hoffmann, A.C. & Stein, L.E. (2008). Gas Cyclones and Swirl Tubes, Springer Verlag, Berlin. Chapter fifteen, pp. 341-342.
17. Hsiao, T., Chen, D., Greenberg, P. & Street, K. (2011). Effect of geometric configuration on the collection efficiency of axial flow cyclones. *J. Aer. Sci.*, 42, 78-86.

18. Kalen, B. & Zenz, F.A. (1974). Theoretical Empirical Approach to Saltation Velocity in Cyclone Design. *AIChE Symp.*, 70 (137), 388.
19. Leith, D. & Licht, W. (1972). The collection efficiency of cyclone type particle collectors-a new theoretical approach. *AIChE Symp.*, 68 (126), 196-206.
20. Lomax, H., Pullian, T.H. & Zingg, D.W. (2004). *Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*, Springer, Germany.
21. Martignoni, W.P., Bernardo, S. & Quintani, C.L. (2007). Evaluation of cyclone geometry and its influence on performance parameters by computational fluid dynamics (CFD). *Braz. J. Ch. Eng.*, 24 (1), 83-94.
22. Peng, W., Hoffmann, A.C., Boot, P.J.A.J., Udding, A., Dries, H.W.A., Ekker, A., *et al.* (2002). Flow pattern in reverse-flow centrifugal. *Powder Tech.*, 127, 212-222.
23. Ramachandran, G., Leith, D., Dirgo, J. & Feldman, H. (1991). Cyclone optimization based on a new empirical model for pressure drop. *Aer. Sci. Tech.*, 15, 135-148.
24. Raoufi, A., Shams, M., Farzaneh, M. & Ebrahimi, R. (2008). Numerical simulation and optimization of fluid flow in cyclone vortex finder. *Chem. Eng. Proc.*, 47, 128-137.
25. Qian, F., Zhang, J. & Zhang, M. (2006). Effects of the prolonged vertical tube on the separation performance of a cyclone. *J. Haz. Mat.*, B136, 822-819.
26. Safikhani, H., Akhavan-Behabadi, M.A., Shams, M. & Rahimyan, M.H. (2010). Numerical simulation of flow field in three types of standard cyclone separators. *Adv. Powder Tech.*, 21, 435-442.
27. Safikhani, H., Shams, M. & Dashti, S. (2011). Numerical simulation of square cyclones in small sizes. *Adv. Powder Tech.*, 22, 359-365.
28. Shepherd, C.B. & Lapple, C.E. (1940). Flow pattern and pressure drop in cyclone dust collectors. *Ind. & Eng. Chem.*, 32, 1246-1248.
29. Stairmand, C.J. (1951). The design and performance of cyclone separator. *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 29, 356-383.
30. Yoshida, H., Inada, Y., Fukui, K. & Yamamoto, T. (2009). Improvement of gas-cyclone performance by use of local fluid flow control method. *Powder Tech.*, 193, 6-14.
31. Zhu, Y. & Lee, K.W. (1999). Experimental study on small cyclones operating at high flowrates. *J. Aerosol Sci.*: 30 (10), 1303-1315.