

ELEMENTS NUMBER EFFECT EVALUATION IN TWISTED TUBE HEAT EXCHANGERS SIMULATION RESULTS**EVALUACIÓN DEL EFECTO DEL NÚMERO DE ELEMENTOS EN LOS RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO TORSIONADO**

Ing. Juan G. Ardila M., MSc. Julio A. Casas M., David S. Villa S.

Instituto Tecnológico Metropolitano

Departamento de Ingenierías Electromecánica & Mecatrónica

Campus Robledo: Calle 73 No 76A - 354 Vía al Volador Medellín – Colombia

Tel: (574) 440 51 00 Fax: (574) 440 51 03

E-mail: juanardila@itm.edu.co, juliocasas@itm.edu.co, david7246@gmail.com

Abstract: In science has grown helical coils study as passive technique to increase rate of heat transfer in exchangers, and more recently, twisted tube to increase turbulence and transfer area. This paper evaluates effect of increasing mesh elements number on results achieved during heat transfer study in helical coil twisted tube exchangers, the evaluation consisted in finding solutions convergence to meshes each finer time, comparing Nusselt number versus mesh elements number, simulations were run with CFX® by ANSYS® and managed effectively checked incidence of elements number in results. In addition to results, a methodology for mesh elements number study in CFD simulations was established.

Keywords: CFD, simulation, heat exchangers, mesh.

Resumen: En el ámbito científico ha crecido el estudio de las espirales helicoidales como técnica pasiva de incremento en la tasa de transferencia de calor en intercambiadores, y más recientemente, del torsionado del tubo para el incremento de la turbulencia y del área de transferencia. Este trabajo evalúa el efecto que tiene el incremento del número de elementos que componen la malla en los resultados alcanzados durante el estudio de transferencia en intercambiadores de calor de tubos en espiral helicoidal torsionados; dicha evaluación consistió en la búsqueda de convergencia en soluciones de mallas cada vez más finas comparando el número de Nusselt contra el número de elementos de malla, las simulaciones se corrieron con CFX® de ANSYS® y logró comprobarse efectivamente la incidencia del número de elementos en los resultados. Además de los resultados se estableció una metodología para el estudio del número de elementos de la malla en simulaciones CFD.

Palabras clave: CFD, simulación, intercambiadores de calor, malla.

1. INTRODUCCIÓN

Según (Zachár, 2010) diferentes métodos para mejorar la tasa de transferencia de calor en intercambiadores han sido investigados

identificando distintos tipos de técnicas de mejora que se han clasificado en dos categorías principales: técnicas activas que requieren alimentación externa (vibración o campos electromagnéticos) y técnicas pasivas que no

necesitan alimentación externa (geometrías especiales o inserciones dentro del tubo). Un método pasivo muy usado es el de tubos en espiral (Shokouhmand, *et al.*, 2008) en los que el flujo secundario causado por la fuerza centrífuga aumenta la transferencia de calor (Minton, 1970). El torsionado proporciona una mayor superficie para una longitud dada de tubo y crea una acción de mezcla turbulenta que da lugar a una transferencia de calor muy alta a través de las paredes del tubo (Ardila e Hincapié, 2012), intercambiadores de calor de tubo en espiral con pared torsionada muestran incrementos del 80-100% en la tasa de transferencia de calor debido al movimiento adicional giratorio formando vórtice (Zachár, 2010).

Los intercambiadores de calor determinan el funcionamiento de plantas de energía e industrias de proceso, por lo tanto se ha trabajado en diseños eficientes y fiables empleando los métodos LMTD y NTU principalmente; estos métodos son iterativos y requieren experimentación para validación volviéndose costosos en tiempo y recursos, especialmente para los modelos de gran escala; lo anterior sumado al acceso relativamente económico a poderosos microprocesadores, justifica y promueve el empleo de CFD para estudiar distribución del flujo, suciedad, caída de presión y análisis térmico en fases de diseño y optimización, aplicando diferentes modelos de turbulencia como $k-\epsilon$ y $k-\omega$ y diferentes esquemas de acoplamiento velocidad-presión como SIMPLE, SIMPLEC, PISO, etc., con resultados aceptables demostrando que CFD es una herramienta eficaz (Aslam Bhutta, *et al.*, 2012). En los laboratorios de simulación y prototipado del proyecto Parque i, del Instituto Tecnológico Metropolitano (ITM) en la ciudad de Medellín, la línea de investigación en computación avanzada, diseño digital y procesos de manufactura (CADD-ProM) cuenta con un clúster de cómputo compuesto por 6 torres con doble procesador Intel Xenon E5-2667 de 2.90 GHz, 32 Gb de memoria RAM, tarjeta gráfica Nvidia Quadro 2000 Gpu Tesla c2075 y con licencias de paquetes CFD tales como ANSYS® y Siemens NX®.

El procedimiento de simulación se divide en tres fases: Pre-procesamiento, Procesamiento y Post-procesamiento; en la primera se define la geometría, es decir, los límites físicos del sistema, para el proyecto se definió la masa de agua al interior de un tubo torsionado en espiral helicoidal que recibe un flujo de calor tal como sería en un intercambiador de calor; luego se toma el volumen ocupado por el fluido y se discretiza en

celdas (mallado), la malla se optimizó mediante la aplicación del método conforme de tetraedros y la inflación de la superficie de transferencia de calor, los tamaños máximo, mínimo y máximo de cara fueron sufriendo una serie de disminuciones durante el experimento; a continuación se habilitó el módulo de configuración de CFX® y se procedió a la selección y configuración de los modelos, se trabajó con el modelo de turbulencia $k-\omega$ para representar el flujo turbulento al interior del intercambiador; después vino la selección y configuración de los materiales involucrados en los procesos y sus propiedades durante los mismos, el agua líquida viene configurada con las propiedades termo-dependientes a una temperatura estándar pero fueron modificadas a una temperatura promedio estimada después de algunas pruebas piloto, el valor que dichas propiedades toman a la temperatura estimada fueron calculadas con los polinomios utilizados por (Zachár, 2010); posteriormente se dio la definición de condiciones de frontera (o contorno), esto implica especificar el comportamiento y las propiedades del fluido en los límites del problema, se trabajó con temperatura constante en la pared; luego, en la selección y configuración del algoritmo, se optó por SIMPLEC. Durante la segunda fase la simulación inicia y las ecuaciones de los modelos se resuelven iterativamente en cada nodo de la malla, allí radica la importancia de la cantidad de nodos y su influencia en los resultados, tiempo y necesidad de capacidad de cómputo. En la tercera fase se hizo la configuración de la visualización de la solución, la toma y almacenamiento de los resultados necesarios para alimentar el modelo de análisis: temperatura promedio en la salida y flux de calor promedio en la pared, y se procedió al análisis de resultados. Pero el modelo y el esquema de acople son las únicas variables que inciden en los resultados, se ha visto que la malla los afecta bastante.

Este trabajo evalúa el efecto que tiene el incremento del número de elementos que componen la malla en los resultados alcanzados durante el estudio de transferencia en intercambiadores de calor de tubos en espiral helicoidal torsionados; dicha evaluación consistió en la búsqueda de convergencia en soluciones de mallas cada vez más finas comparando el número de Nusselt contra el número de elementos de malla, las simulaciones se corrieron con CFX® de ANSYS® y logró comprobarse efectivamente la incidencia del número de elementos en los resultados.

2. METODOLOGÍA

2.1 Geometría

En la Fig. 1 se pueden comparar la geometría de un intercambiador de tubo torsionado en espiral helicoidal comercial Turbotec® contra el intento de acercamiento que se desarrolló en Siemens SolidEdge®, fue necesario trabajar con una geometría suavizada para evitar errores en la importación del archivo .igs al DesignModeler® de ANSYS®.

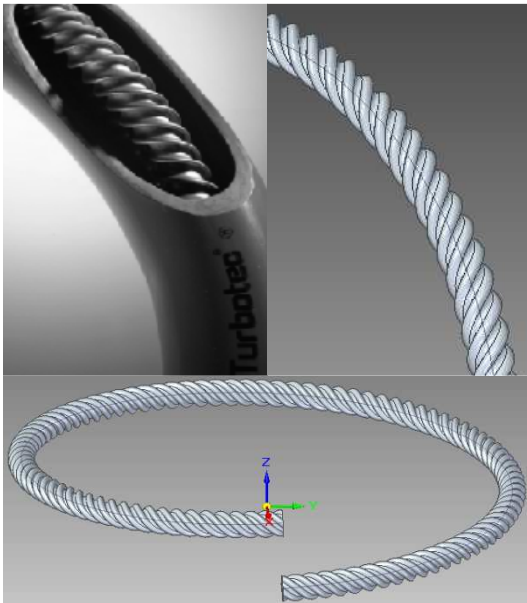


Fig. 1. Tubo Turbotec® comercial contra geometría desarrollada para el presente proyecto.

2.2 Mallado

En la Fig. 2 puede apreciarse la malla desarrollada inicialmente en el módulo Meshing® de ANSYS® y resulta interesante contrastar su densidad o número de elementos con la última malla empleada en el presente estudio.

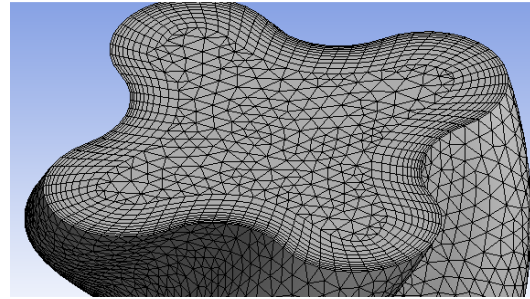
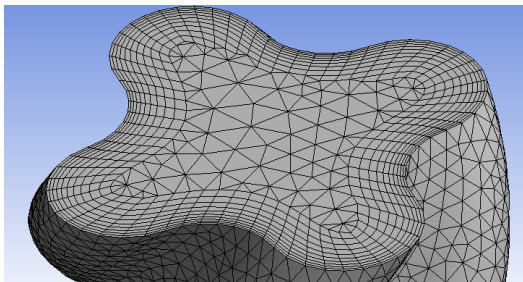


Fig. 2. Comparación de mallas inicial y final durante el presente estudio.

2.3 Modelo

2.3.1 Modelo $k-\epsilon$ estándar

El flujo turbulento es el tipo de flujo viscoso que aplica en la mayoría de intercambiadores de calor de uso industrial; sin embargo, su tratamiento analítico no está tan bien desarrollado como el del flujo laminar (Welty, *et al.*, 2006). Los principales modelos de turbulencia se agrupan en tres familias: la primera son las ecuaciones de Navier – Stokes promediadas de Reynolds (RANS – Reynolds Averaged Navier Stokes); la segunda es la simulación de remolinos grandes (LES – Large Eddy Simulation), y la tercera es la simulación numérica directa (DNS – Direct Numerical Simulation); en su desarrollo fue aumentando la exactitud en igual forma que el tiempo requerido para el cálculo (Piña, 2011). La mayoría de modelos de la familia RANS utiliza a k (energía cinética turbulenta) y ϵ (tasa de disipación de energía turbulenta) como base para la simulación. La diferencia entre cada modelo de la familia radica en cómo se toman las aproximaciones para las correlaciones desconocidas; existen tres métodos para abordar el problema de turbulencia en la familia RANS, a saber: modelos de esfuerzos de Reynolds (RMS – Reynolds Stress Models), modelos de esfuerzos algebraicos (ASM – Algebraic Stress Models) y modelos de viscosidad turbulenta (EVM – Eddy Viscosity Models); en este último método existen modelos de cero, uno o dos ecuaciones, esto se refiere a la cantidad de E. D. adicionales necesarias para cerrar el problema turbulento. El modelo $k-\epsilon$ estándar nace en los trabajos de Chou en 1945, Davidov en 1961 y Harlow 1968, pero solo hasta 1972 Jones y Launder lo perfeccionan [18], aunque en 1974 ajustan los coeficientes de cerradura del modelo llevándolo a la forma que la mayoría de investigadores usan (Briceño, 2011) y que es la base de casi todos los software CFD (Toro, 2006); este modelo es semi-empírico y en su derivación se supone que el flujo es completamente turbulento y

que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables.

2.3.2 Modelo $k-\omega$

El primer modelo de turbulencia completo fue desarrollado por Wilcox en 1998, se considera completo porque además de tener una ecuación para modelar k tiene un parámetro ω para la razón de disipación de energía por unidad de volumen y tiempo (Shih, *et al.*, 1995), (Rodríguez, 2011) y (Bermejo, 2008).

2.4 Modelo de análisis

El número de Nusselt (Nu) es el gradiente de temperatura adimensional en la superficie de transferencia, caracteriza la transferencia de calor en intercambiadores y es un parámetro importante de diseño, se define como (Bergman, *et al.*, 2011):

$$Nu_D = \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=0} = \frac{hD}{k_f} = f(Re, Pr) \quad (1)$$

Donde y^* es una distancia medida perpendicularmente desde la superficie hacia el interior del fluido, h es el coeficiente convectivo de transferencia de calor, D es el diámetro de la tubería, que resulta ser la longitud característica de la geometría involucrada en este análisis, y k_f es la conductividad térmica del fluido. El número de Nusselt debe ser alguna función universal del número de Reynolds (Re) y del número de Prandtl (Pr), si se conociera esta función podría encontrarse el coeficiente convectivo en el proceso de diseño de intercambiadores de calor.

El parámetro adimensional de Prandtl es la razón de difusividades de momento y térmica y es una característica propia del fluido que da una medida de la efectividad relativa del transporte de momento y energía por difusión en las capas límite hidrodinámica y térmica. El número de Reynolds es una característica propia del flujo y la geometría, es la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en la capa límite hidrodinámica y determina la existencia de flujo laminar o turbulento según predominen las fuerzas de velocidad a las de fricción (Ardila e Hincapié, 2012):

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k_f} \quad (3)$$

Donde μ es la viscosidad del fluido, ρ es su densidad, c_p es su calor específico, y V es la velocidad media del flujo. Dean fue el primero en predecir teóricamente el flujo secundario causado por las fuerzas centrífugas en 1928, su análisis de perturbación predijo que, para relaciones de curvatura grandes, la pérdida por fricción era función de un solo parámetro, que ahora se llama el número de Dean y que resulta mejor para describir el flujo en el intercambiador de tubo en espiral helicoidal (Kalb y Seader, 1974):

$$De = Re \sqrt{\frac{r}{R}} \quad (4)$$

Donde r es el radio del tubo y R es el radio de curvatura de la espira.

Para determinar el Nusselt semi-empírico, a partir de los resultados de las simulaciones, se sigue un procedimiento similar al experimental para inducir un mismo error, partiendo por calcular el coeficiente convectivo a partir de la ley de enfriamiento de Newton, a saber (Bergman, *et al.*, 2011):

$$\dot{q} = h(T_s - T_\infty) \quad (5)$$

Donde \dot{q} es el flux de calor en la superficie, T_s es la temperatura de la superficie y T_∞ es la temperatura media del fluido, estos datos son leídos como resultados de las simulaciones y llevados al cálculo de coeficientes convectivos y, posteriormente, de números de Nusselt.

3. RESULTADOS

La Fig. 3 muestra las líneas de corriente que describen el flujo a través del intercambiador, se colorearon según la temperatura y se notan las trayectorias turbulentas que asumen las partículas.

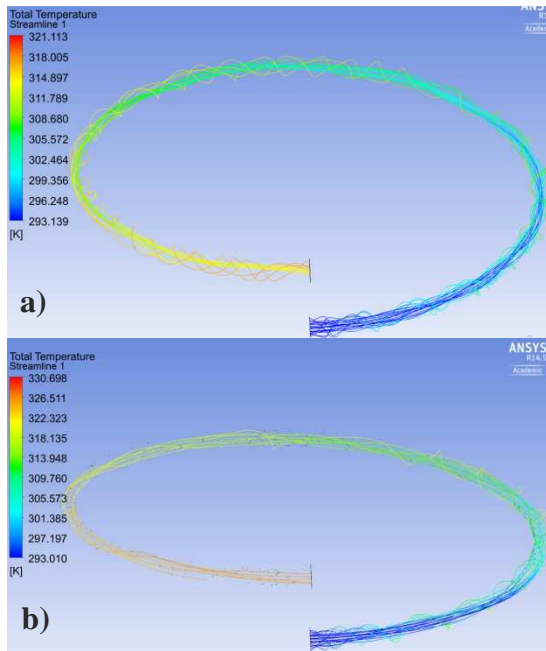


Fig. 3. Líneas de corriente. a) Menos de 5 millones de elementos. b) Mas de 5 millones de elementos

Cabe destacar que tal como se muestra en la Fig. 3, la temperatura comienza a converger en un valor específico a medida que se aumentan los elementos, cuando la malla alcanza aproximadamente los 5 millones de elementos los valores comienzan a variar de una forma menos drástica que en las mallas con menos elementos, esta afirmación también se ve reflejada en la Fig. 5.

La Fig. 4 muestra la proyección tangencial de los vectores velocidad en la salida, coloreados según temperatura, se evidencia la formación de flujos secundarios por la flexión del tubo, y la formación de torbellinos por la torsión.

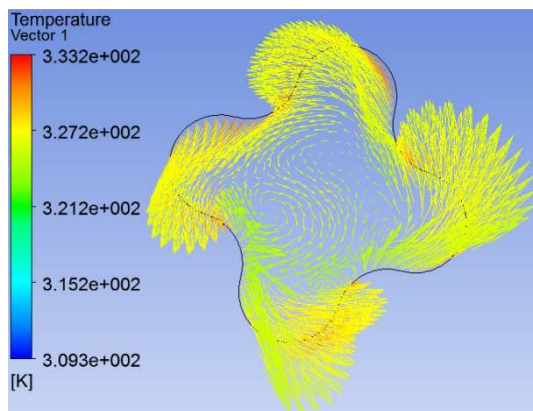


Fig. 4. Vectores velocidad.

La temperatura promedio se ve fuertemente influenciada por la densidad de la malla en uso,

reflejando grandes cambios si se compara entre mallas de pocos elementos, esto toma un papel protagonista en el desarrollo del estudio si se tiene en cuenta que con este parámetro se adquieren los Nusselt del sistema, de ahí la importancia de introducir una malla con la cantidad de elementos suficientes para realizar un cálculo preciso en cada sector del tubo.

La Fig. 5. Muestra la convergencia del resultado para las condiciones de experimento dadas, note que el valor tiende a homogenizarse en una magnitud que a futuro se puede considerar válida, y que se podrá establecer el refinamiento óptimo en consumo de recursos a la luz del resultado alcanzado, experimentos de este tipo son necesarios para garantizar que el resultado no se vea influenciado por la simpleza de la malla.

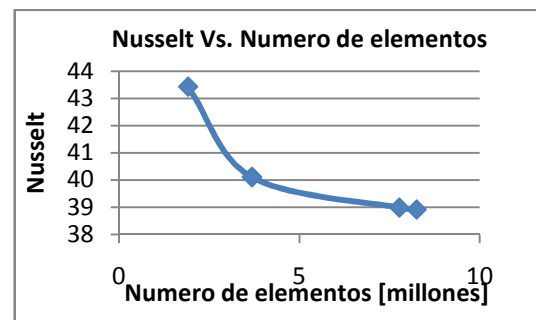


Fig. 5. Nusselt vs. Número de elementos.

5. CONCLUSIONES

Se debe tener siempre en cuenta que los modelos semi-empíricos en que se basa la simulación son ciertamente idealizados y arrojan resultados que por naturaleza deben diferir de los resultados experimentales, de manera que alcanzar los resultados experimentales a través del refinamiento de malla no quiere decir que los resultados de la simulación bajo esas condiciones garanticen igualdad con la realidad, solo puede confiarse en el resultado de simulación cuando el error relativo se estabiliza.

El análisis de los vectores velocidad muestra una tendencia a estabilizarse conforme la cantidad de elementos aumenta, lo que se puede ver reflejado en unos resultados más confiables, por otra parte esto implica un tiempo de simulación más extenso.

REFERENCIAS

Ardila Marín, Juan Gonzalo, y Diego Andrés Hincapié Zuluaga. «Intercambiadores de

- calor de tubo en espiral.» *UIS Ingenierías*, 2012: 203-213.
- Aslam Bhutta, Muhammad Mahmood, Nasir Hayat, Muhammad Hassan Bashir, Ahmer Rais Khan, Kanwar Naveed Ahmad, y Sarfaraz Khan. «CFD applications in various heat exchangers design: A review.» *Applied Thermal Engineering* 32 (2012): 1-12.
- Bergman, Theodore L., Frank P. Incropera, David P. DeWitt, y Adrienne S. Lavine. *Introduction of heat transfer*. John Wiley and Sons, 2011.
- Bermejo Moreno, Ivan. *On the non-local geometry of turbulence - Dissertation (Ph.D.)*. California: California Institute of Technology, 2008.
- Briceño Ahumada, Zenaida Cenorina. *Estudio numérico de la transferencia de calor con flujo turbulento en una cavidad alargada con ventilación*. Sonora, México: Universidad de Sonora, 2011.
- Kalb, C.E., y J. D. Seader. «Fully developed viscous-flow heat transfer in curved circular tubes with uniform wall temperature.» *A.I.Ch.E. Journal* 20 (1974): 340-346.
- Minton, P. «Designing spiral tube heat exchangers.» *Chemical engineering* 77, n° 11 (1970): 145-152.
- Piña Ortiz, Armando. *Estudio numérico y experimental de la transferencia de calor en una cavidad vertical cerrada alargada*. Sonora, México: Universidad de Sonora, 2011.
- Rodríguez Muñoz, Norma Alejandra. *Estudio numérico de la transferencia de calor con flujo turbulento en una cavidad alargada con ventilación*. Sonora, México: Universidad de Sonora, 2011.
- Shih, Tsan Hsing, William W. Liou, Aamir Shabbir, Zhigang Yang, y Jiang Zhu. «A new k-ε eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows.» *Computers & Fluids* (Elsevier Science) 24, n° 3 (1995): 227-238.
- Shokouhmand, H., M.R. Salimpour, y M.A. Akhavan-Behabadi. «Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using Wilson plots.» *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35 (2008): 84-92.
- Toro Gómez, José Rafael. *Dinámica de Fluidos con introducción a la Teoría de la Turbulencia*. Bogotá, Colombia: Ediciones Uniandes - Universidad de los Andes, 2006.
- Welty, James R., Charles E. Wicks, y Robert E. Wilson. *Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa*. 2. México: Limusa Wiley, 2006.
- Zachár, A. «Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (2010): 3928-3939.