

Análisis Numérico Vía ANSYS De Intercambiadores De Calor Con Mejora Pasiva: Casos De Estudio Densidad Del Mallado Y Modelo De Turbulencia

Via ANSYS Numerical Analysis of Heat Exchangers with Passive Improvement: Case Study Meshing Density and Turbulence Model

M. J. Valdés Ortiz^{1*}, J. G. Ardila Marín¹,
A. F. Martínez Pérez¹, J. D. Betancur Gómez¹

Recibido: 18 de enero 2017

Aceptado: 02 de junio 2017

Resumen

Los intercambiadores de calor se utilizan ampliamente en aplicaciones industriales determinando su funcionamiento, por lo tanto, se ha trabajado en diseños eficientes y fiables, y sus posibilidades de mejora han sido ampliamente estudiadas; lo anterior sumado al desarrollo actual de poderosos microprocesadores, ha justificado y promovido el empleo de la Dinámica de Fluidos computacional – CFD para estudiar las técnicas de mejora de estos dispositivos, aplicando diferentes modelos de turbulencia como $k-\epsilon$ o $k-\omega$, con resultados aceptables. Pero el modelo no es la única variable que inciden en los resultados, se ha visto que la malla los afecta bastante, por eso durante este trabajo se estudia la incidencia del refinamiento de malla en los resultados alcanzados durante el análisis CFD de la transferencia de calor en intercambiadores empleando los modelos $k-\epsilon$ y $k-\omega$; las simulaciones fueron desarrolladas con ANSYS® V17.0 en el Laboratorio de Modelado del grupo de investigación en Materiales Avanzados y Energía del Instituto Tecnológico Metropolitano de Medellín

¹ Departamento de Mecatrónica & Electromecánica, Facultad de Ingenierías, Instituto Tecnológico Metropolitano

* iyervaldeso022@correo.itm.edu.co

(MATyER-ITM). El estudio 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 para determinar dónde se vuelve innecesario el refinamiento, las simulaciones se corrieron con CFX® de ANSYS® y logró comprobarse efectivamente la incidencia del refinamiento en los resultados y en el tiempo y la necesidad de capacidad de cómputo. La validación de los modelos se realizó a partir de resultados experimentales reportados por Kumar en 2006, como lo propuso Di Piazza en 2010; encontrándose que el modelo $k-\epsilon$ estándar permite mayor ajuste de los resultados numéricos a los experimentales.

Palabras claves: ANSYS; CFD; Intercambiador de Calor Helicoidal; Número Dean; Número Nusselt.

Abstract

Heat exchangers are extensively used in industrial applications determining operation. Therefore, has worked on efficient and trusted designs, and possibilities for improvement have been extensively studied; This coupled to the current development of powerful microprocessors, justified and promoted the use of computational fluid dynamics - CFD to study improving techniques for these devices using different turbulence models as $k-\epsilon$ or $k-\omega$, with acceptable results. However, model is not the only variable affecting results. Has been that mesh affects too, so during this work the incidence of mesh refinement is studied in results achieved during heat exchangers transfer CFD analysis using $k-\epsilon$ and $k-\omega$ models; simulations were developed with ANSYS® V17.0 in Modeling Laboratory of Advanced Materials and Energy Research Group of Metropolitan Institute of Technology (MATyER-ITM) at Medellín. The study consisted of finding convergence solutions increasingly finer meshes comparing the Nusselt number against the number of mesh elements to determine where refinement becomes unnecessary, simulations run with ANSYS's CFX® and obtained effectively refinement incidence checked in results, and time and need for computing capacity. Models validation was performing from experimental results reported by Kumar in 2006, as proposed by Di Piazza in 2010; finding the $k-\epsilon$ standard model allows for greater adjustment of numerical experimental results.

Keywords: ANSYS; CFD; Helical Heat Exchanger; Dean Number; Nusselt number.

1. Introducción

Se han usado diferentes métodos para aumentar la transferencia de calor en los intercambiadores, estos métodos se pueden clasificar en dos: el primero es el método activo que requiere alimentación externa como campos magnéticos o vibración y el segundo es el método pasivo que consiste en el curvado del tubo, el intercambiador de calor curvado helicoidalmente es usado comúnmente debido a su tamaño compacto y a su alto coeficiente de transferencia de calor^[1]; debido a las fuerzas centrífugas del fluido se genera

un flujo secundario en los tubos, lo que provoca un mayor contacto entre las partículas aumentando así la transferencia de calor. Este fenómeno fue estudiado por Dean en 1927 [2].

Computational Fluid Dynamics (CFD) es una rama de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos para el análisis de fenómenos en los fluidos, como el de volúmenes finitos, [3]. Los programas CFD permiten predecir resultados numéricos aproximados a los resultados experimentales, esta validación ha sido ampliamente reportada [2], [4]; la precisión de los resultados obtenidos depende de la configuración de la simulación en la cual se adoptan modelos de turbulencia como k - ϵ , k - ω , DNS, RSM, SST y algoritmos como SIMPLE, SIMPLEC, PISO, etc. Di Piazza y Ciofalo, estudiaron la incidencia de los modelos de turbulencia en los resultados de las simulaciones, afirmando que el modelo RSM - ω para flujos turbulentos mayores a 14000 Reynolds da excelentes resultados comparados con los resultados experimentales [5].

En este trabajo se busca validar modelos numéricos para intercambiadores de calor con resultados experimentales publicados en la literatura, variando las propiedades termo-dependientes del fluido con diferentes modelos de turbulencia haciendo uso del software comercial ANSYS Workbench®. A continuación se presentará la metodología usada para la validación de los resultados numéricos comenzando por la descripción del desarrollo de la geometría del intercambiador de calor, el estudio de la independencia de malla, luego se describe la configuración en CFX® de los modelos de turbulencia, las condiciones de frontera, el monitoreo de los valores de interés, y los criterios de convergencia. Después de la metodología se presentarán los resultados obtenidos para la validación con los modelos k - ϵ Estándar y k - ω Estándar, luego se presenta un análisis y discusión de los resultados obtenidos.

2. Marco teórico

El modelo k - ϵ estándar es un modelo basado en las de ecuaciones de transporte para la energía cinética de turbulencia (k) y su tasa de disipación (ϵ), la ecuación de transporte para k se deriva de una ecuación exacta, mientras la ecuación de transporte de ϵ se obtiene utilizando razonamiento físico. El modelo k - ω estándar es de un modelo empírico basado en ecuaciones de transporte para la energía cinética de turbulencia (k) y la tasa de disipación específica (ω). En este modelo, varios coeficientes, usados para el cierre del

modelo $k-\varepsilon$ estándar con valores constantes determinados empíricamente, se vuelven funciones de diferentes parámetros, agregando dos ecuaciones más y volviéndolo más complejo y más exacto en el análisis de los fenómenos de capa límite.

3. Metodología

El presente trabajo reporta diferentes modelos numéricos des arrollados con ANSYS CFX® V17.0 en el Laboratorio de Modelado del grupo de investigación en Materiales Avanzados y Energía del Instituto Tecnológico Metropolitano de Medellín (MATyER-ITM).

3.1 Desarrollo geométrico

La geometría se desarrolló con el módulo DesignModeler® generando dos tubos concéntricos curvados helicoidalmente con la herramienta sweep, con las dimensiones proporcionadas por Kumar [2], siendo el diámetro del tubo interno de 25.4 mm y el diámetro del tubo externo de 50.8 mm, el diámetro de la hélice entre el centro de los tubos es de 762 mm y el paso de la hélice es de 100 mm, como se muestra en la Fig. 1.



FIGURA 1. GEOMETRÍA DEL PROYECTO

3.2 Independencia de malla

Ya obtenida la geometría se procedió a realizar las mallas en el módulo Meshing® con una inflación de 1.2 mm la cual fue especificada por Kumar et al.[2]; se llevó a cabo el estudio de independencia de malla de la siguiente manera: se ejecutó una simulación con la malla inicial de cada modelo con

la convergencia de error residual de 10^{-4} , y vigilando los valores de interés como la temperatura en la salida del fluido externo y la temperatura en la pared de transferencia de calor; se observó que para las 100 iteraciones los errores residuales habían alcanzado su valor de convergencia ver Fig. 2a, pero las temperaturas de interés aun no eran constantes, ver Fig. 2b. Se procedió a cambiar la convergencia de los residuos a 10^{-6} , y se observó que para las 255 iteraciones las temperaturas de interés ya eran constantes, ver Fig. 3.

Una vez obtenidos los criterios de convergencia, se refinó la malla para obtener celdas más finas en ambos dominios, y se ejecutó la simulación con esta malla, se comparó el resultado del número Nusselt obtenido con el de la malla anterior esperando un error menor del 1%. Este procedimiento se repitió 13 veces para el modelo k- ω con los valores de malla de la Tabla 1 y ocho veces para el modelo k- ϵ con las mallas reportadas en la tabla 2.

TABLA 1. MALLAS MODELO K- Ω

Modelo k- ω	# de elementos	Oblicuidad
malla 1	1427086	0,8802
malla 2	1716249	0,8678
malla 3	2348779	0,82424
malla 4	2511271	0,83436
malla 5	2933745	0,83759
malla 6	4565420	0,86349
malla 7	4986491	0,84658
malla 8	5595213	0,89145
malla 9	5949050	0,89726
malla 10	6413470	0,86667
malla 11	6869015	0,88146
malla 12	7464173	0,88871
malla 13	8350316	0,85824

TABLA 2. MALLAS MODELO K-E

Modelo k-ε	# de elementos	Oblicuidad
mallá 1	950620	0,88115
mallá 2	1427086	0,8802
mallá 3	2348779	0,82424
mallá 4	2511271	0,83436
mallá 5	2933745	0,83759
mallá 6	4565420	0,86349
mallá 7	4986491	0,84658
mallá 8	5595213	0,89145

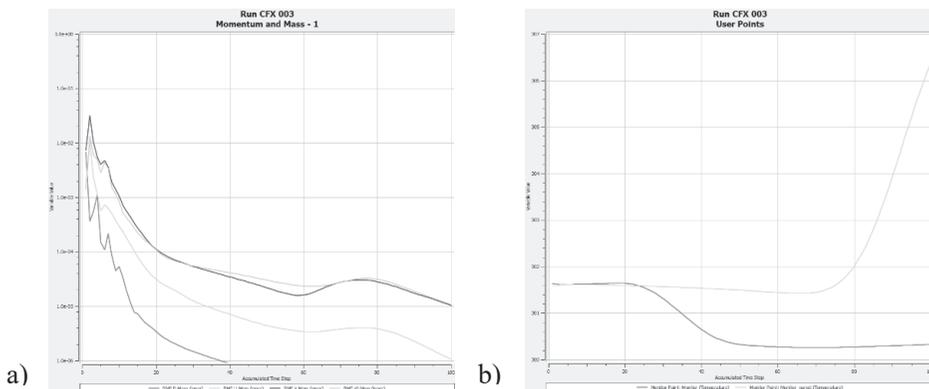


FIGURA 2. A) CONVERGENCIA DE RESIDUOS B) VALORES DE INTERÉS

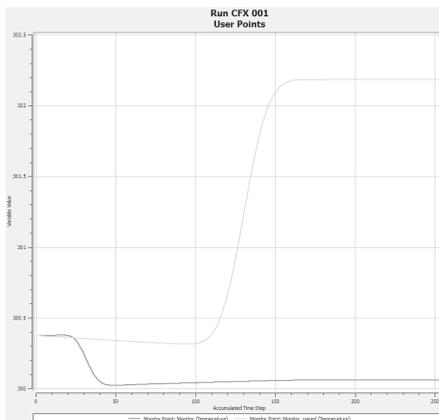


FIGURA 3. VALORES DE INTERÉS CONSTANTES

Debido a que la solución estaba cambiando con el refinamiento de la malla en ambos modelos, se seleccionó la malla menos densa con un error relativo menor al 1%; en la Fig. 4 se observa que las mallas dos, tres y cuatro para el modelo k- ω tienen un error menor del 1% pero la malla cinco tiene un error mayor lo que indica que aún no hay una independencia de malla por lo que para el modelo k- ω se seleccionó la malla ocho a partir de la cual el error se mantiene por debajo del 1%, por lo cual es seleccionada para reducir el tiempo de simulación.

En la Fig. 5 se presenta el estudio de malla para el modelo k- ϵ en el cual se observó que a partir de la malla tres el error se mantiene por debajo del 1%, por lo tanto se seleccionó la malla tres para este modelo.

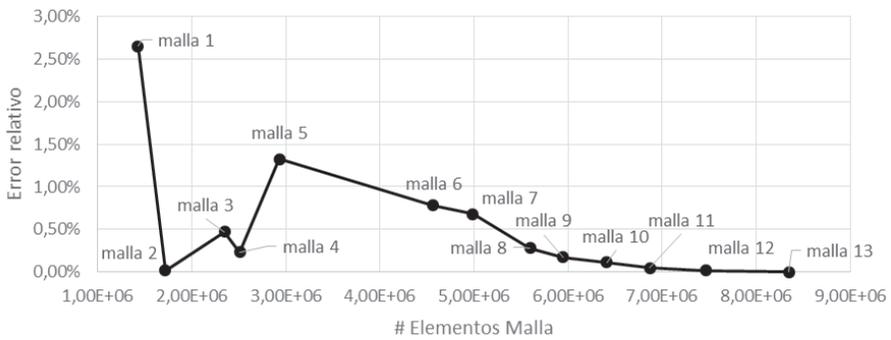


FIGURA 4. INDEPENDENCIA DE MALLA MODELO K- Ω

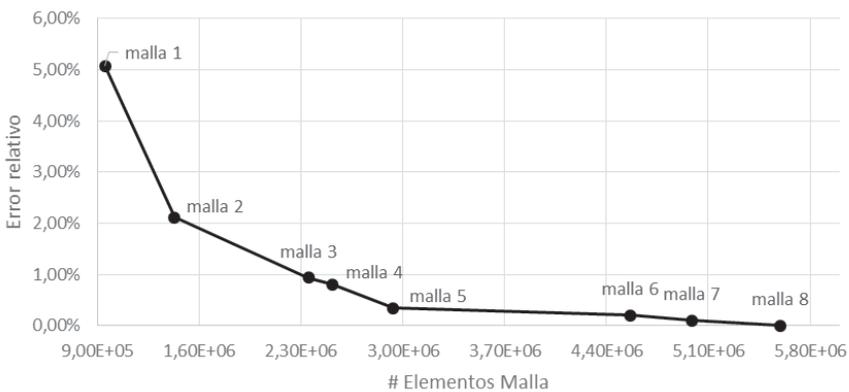


FIGURA 5. INDEPENDENCIA DE MALLA MODELO K-E

3.3 Simulación en CFX®

Se configuró el dominio como agua, en los modelos del fluido se eligió para transferencia de calor el *thermal energy*, y como modelo de turbulencia se configuró $k-\epsilon$ o $k-\omega$ según la malla a simular, se ingresaron las velocidades de cada fluido en las entradas del dominio con su respectiva temperatura, la salida de los fluidos se configuró con temperatura ambiente y con presión manométrica cero, las paredes de contacto entre los fluidos se configuraron como una interface de fluido a fluido con una pared de deslizamiento en la interface de masa y momento, se activó el modelo de interface para transferencia de calor. Se optó por un total de 500 iteraciones con un criterio de convergencia de 10^{-6} para los residuos y se configuró un monitoreo para los valores de interés como las temperaturas de salida y la temperatura en la pared.

Se procedió al ajuste de las propiedades termo-dependientes del fluido, de la siguiente manera: se realizaron tres simulaciones cada una con diferentes velocidades de entrada para el tubo interno calculadas a partir de tres números Dean reportados por Kumar et al. [2], se obtuvieron los resultados de simulación de la temperatura a la salida para el tubo interno, y se calculó la temperatura promedio que caracteriza el fluido en su paso a través del intercambiador. Ya calculada la temperatura promedio, con los polinomios empleados por Zachar [1], se calcularon los valores de las propiedades del fluido, con los nuevos valores de las propiedades se calculó nuevamente la velocidad de entrada por su dependencia de la viscosidad, se ingresaron estos valores de las propiedades termo-dependientes y velocidades en CFX®; con los nuevos resultados de simulación se volvió a calcular la temperatura promedio, este proceso se realizó tres veces con cada modelo de turbulencia hasta que la temperatura promedio varió menos de 0.05 K.

4. Resultados y discusión

Se realizaron tres simulaciones con los modelos $k-\epsilon$ para hallar la temperatura promedio adecuada. Simulación 1: con propiedades del fluido constantes a 40°C y Dean: 732, 823, 979; simulación 2: con propiedades constantes a la nueva temperatura promedio hallada con sus respectivos Dean; y simula-

ción 3: con propiedades constantes a la nueva temperatura promedio hallada con sus respectivos Dean, ver Fig. 6a.

Se realizaron dos simulaciones con el modelo $k-\omega$ para hallar la temperatura promedio adecuada. Simulación 1: con propiedades constantes a 40°C y dos Dean (732, 979); simulación 2: con propiedades constantes a la nueva temperatura promedio hallada con sus respectivos Dean, ver Fig. 6b.

Los resultados muestran que la pendiente de las líneas se reduce para el modelo $k-\varepsilon$ a medida que se corrigen las propiedades del fluido con la temperatura promedio hallada, aproximándose la pendiente de los ajustes a la pendiente de Kumar et al. [2]. Los resultados muestran que la pendiente de las líneas aumenta para $k-\omega$ a medida que se corrigen las propiedades del fluido con la temperatura promedio hallada, alejándose de la pendiente de Kumar et al. [2], como se muestra en la Tabla 3.

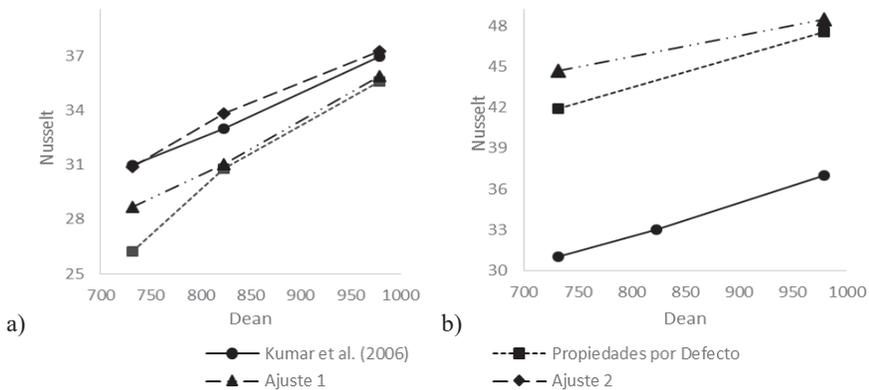


FIGURA 6. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

TABLA 3. ERROR DE LA PENDIENTE

Modelo de Turbulencia	$k-\varepsilon$	$k-\omega$
Propiedades por Defecto	52%	6%
Ajuste de Propiedades 1	20%	37%
Ajuste de Propiedades 2	5%	

Los resultados muestran que el modelo $k-\omega$ no es el adecuado para las simulaciones con CFX® y con la densidad de malla aplicada, debido a que el error de la pendiente aumenta a medida que se corrigen las propiedades del fluido.

Por otro lado el modelo $k-\epsilon$ Estándar presentó resultados más aproximados a los resultados de Kumar, et al. [2] con un error del 5%, demostrando ser adecuado para simular estos intercambiadores.

5. Conclusiones

Las propiedades termo-dependientes del fluido afectan los resultados de manera significativa por lo cual es recomendable tener en cuenta su incidencia en todo estudio numérico. El modelo $k-\epsilon$ es adecuado para simular estos intercambiadores de calor, debido a que los resultados numéricos se aproximan a resultados experimentales cuando se corrigen las propiedades termo-dependientes del fluido. Los resultados para los modelos $k-\omega$ se alejan de la pendiente de Kumar a medida que se realizan los ajustes de las propiedades termo-dependientes, para las simulaciones con CFX® y con la densidad de malla aplicada, además que requieren casi el doble de número de elementos para brindar la independencia de malla.

6. Referencias

- [1] A. Zachár, "Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 19–20, pp. 3928–3939, Sep. 2010.
- [2] V. Kumar, S. Saini, M. Sharma, and K. D. P. Nigam, "Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 61, no. 13, pp. 4403–4416, Jul. 2006.
- [3] J. Ardila, D. Hincapié, and J. Casas, "Numerical models validation to correlations development for heat exchangers," *Actas Ing.*, vol. 1, pp. 164–168, 2015.
- [4] S. S. Pawar and V. K. Sunnapwar, "Experimental and CFD investigation of convective heat transfer in helically coiled tube heat exchanger," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 92, no. 11, pp. 2294–2312, Nov. 2014.
- [5] I. Di Piazza and M. Ciofalo, "Numerical prediction of turbulent flow and heat transfer in helically coiled pipes," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 4, pp. 653–663, Apr. 2010.