

DESARROLLO DE MODELOS CFD PARA EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

JEAN M. BERMÚDEZ

Investigación y Desarrollo, C.A. Departamento de Procesos.e-mail:jeanbermudez@gmail.com

Recibido: septiembre 2016

Aprobado para publicación: diciembre 2016

RESUMEN

El desempeño de un intercambiador de calor tipo tubos y carcasa es estudiado mediante la determinación del perfil de velocidades internas del equipo haciendo uso de un software comercial de Dinámica de Fluidos Computacional. Se realizaron modelos en 2D y 3D, tanto del lado tubo como del lado carcasa, con la finalidad de determinar las zonas con menores velocidades del fluido que pueden asociarse a problemas de ensuciamiento del intercambiador. Se utilizó el enfoque de medio poroso para el modelo en 3D del lado carcasa, mientras que, para el resto, se utilizó una partición de la geometría para minimizar tiempo computacional. Entre los resultados obtenidos, se puede observar que la distribución del flujo en el lado tubos presenta zonas de alta velocidad, y otras zonas de baja velocidad que pueden contribuir a problemas de ensuciamiento del intercambiador de calor. Asimismo, para el lado carcasa, se analizó el efecto de los deflectores en la distribución del fluido, así como zonas de baja velocidad del fluido. Los resultados obtenidos fueron comparados con información real de planta, encontrándose una concordancia entre lo observado en las inspecciones de los intercambiadores y lo obtenido con el modelo desarrollado.

Palabras clave: dinámica de fluidos computacional, intercambiador de calor, tubos y carcasa, flujo de fluidos, ensuciamiento

DEVELOPMENT OF CFD MODELS FOR EVALUATION OF HEAT EXCHANGERS

ABSTRACT

The performance of a shell-and-tube heat exchanger was investigated by the determination of the flow profile inside the equipment using a commercial Computational Fluid Dynamics software. Models in 2D and 3D were developed, both for the tube side and for the shell side, in order to determine low-flow regions that can be associated with fouling problems in the heat exchanger. The porous medium approach was used for 3D shell model, while for the others; it was used partitions of the geometry to minimize computing time. In the results we can observe that the flow distribution in the tube side has areas with high values, and others with very low values that can contribute to fouling problems of the heat exchanger. Also, regarding shell side, the effect of the baffles in the distribution of fluid and regions of low-flow were analyzed. The results were compared to actual plant information, finding a good agreement between the observed inspections of the heat exchangers, and the values obtained with the model developed.

Keywords: computational fluid dynamics, heat exchangers, shell-and-tube, fluid flow, fouling

INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor representan un rol importante en la operación de muchos sistemas, lo que hace indispensable la necesidad de realizar diseños adecuados que permitan operarlos de manera eficiente. Los métodos clásicos para el diseño de intercambiadores, como por ejemplo, el método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD, por sus siglas en inglés) y el método del Número de Unidades de Transferencia (NTU, por sus

siglas en inglés), no permiten obtener información sobre la distribución del flujo dentro del equipo y su efecto en la transferencia de calor, por lo que requieren del uso de prototipos para un correcto diseño, lo cual puede resultar costoso en modelos a gran escala. (Bhutta *et al.*, 2012)

Hoy en día, se ha extendido el uso de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) en el diseño y optimización de intercambiadores de calor, debido a su bajo costo con respecto al desarrollo de prototipos,

así como la obtención de resultados en poco tiempo. La CFD permite estudiar los fenómenos de flujo de fluidos e intercambio de calor, entre otros fenómenos físicos, mediante la resolución de las ecuaciones diferenciales concernientes a los principios de conservación de la masa, conservación de la cantidad de movimiento y conservación de la energía. Los resultados obtenidos mediante esta técnica poseen una calidad apreciable, como es posible observar en las numerosas publicaciones encontradas en la literatura abierta (Bhutta *et al.*, 2012).

Una de las ventajas del uso de modelos CFD para intercambiadores de calor es que permite hacer estudios del patrón de flujo interno, cálculo de las caídas de presión y análisis térmico a lo largo de toda la geometría del equipo y no solo en puntos específicos del sistema. Esto conllevaría, por una parte, a la realización de un mejor diseño y por otra, a una adecuada evaluación del equipo a condiciones de operación reales.

Actualmente, en el proceso de producción de 1-buteno, se ha presentado un ensuciamiento acelerado en el lado servicio de uno de los intercambiadores de calor, provocando una baja eficiencia del mismo y la reducción del tiempo de operación, siendo necesaria su limpieza en períodos más cortos de lo esperado. Se realizaron modelos CFD para determinar la velocidad del fluido, tanto en el lado tubos, como en el lado carcasa del intercambiador de calor con el fin de determinar su influencia en el ensuciamiento evidenciado.

DESARROLLO DEL MODELO CFD

Elaboración de la geometría

Un modelo CFD requiere en primer lugar el desarrollo de la geometría del sistema que se va a estudiar mediante la elaboración de un modelo CAD (Diseño Asistido por Computador, por sus siglas en inglés), que permita la representación del sistema real.

El uso de la geometría exacta en modelos CFD de intercambiadores de calor consiste en el desarrollo del modelo considerando todos los tubos del intercambiador. Esto conlleva a un modelo complejo con mallas que superan los 100 millones de elementos, para el caso de intercambiadores de tubo y carcasa encontrados a nivel industrial, y requieren una capacidad de cómputo significativa. Por lo que no es posible hasta la fecha, realizarlos de manera eficiente en computadoras personales (PC) (Ozden&Tari, 2010).

Por ejemplo, sin realizar ninguna simplificación, un intercambiador de calor del tipo tubo y carcasa con 500 tubos y 10 deflectores requiere al menos de 150 millones de elementos computacionales para la obtención de un resultado aceptable (Prithviraj & Andrews, 1998). Para resolver de manera satisfactoria este problema se requiere una gran potencia computacional que solo puede ser obtenida mediante el uso de un clúster de computadoras (conjuntos o conglomerados de computadores unidos entre sí normalmente por una red de alta velocidad y que se comportan como si fuesen una única computadora). Es por ello que es necesario recurrir a simplificaciones en los modelos desarrollados con la finalidad de reducir el tiempo computacional requerido para la obtención de resultados, entre las cuales se encuentran: reducción del dominio de cálculo y utilización del enfoque de medio poroso.

La reducción del dominio de cálculo consiste en dividir la geometría del intercambiador en secciones más pequeñas que faciliten el trabajo computacional, mediante la implementación de mallas con un menor número de elementos.

Por otro lado, se entiende por medio poroso a un sólido, o una colección de partículas sólidas, con suficiente espacio libre dentro o alrededor de las partículas para permitir el pase del fluido a través o alrededor de ellas. En el caso del cuerpo sólido continuo con poros, tal como un ladrillo o una piedra arenisca, se denomina medio poroso consolidado; mientras que una colección de partículas sólidas, como en un lecho empacado, se denomina medio no consolidado. En la práctica, el medio poroso puede ir desde una formación de rocas muy compactas hasta una columna empacada con elementos de tamaños considerables y grandes espacios vacíos entre ellos (Darby, 2001).

El enfoque de medio poroso fue presentado originalmente por Patankar y Spalding en 1974. Este enfoque considera al haz de tubos dentro del lado carcasa como un medio poroso, en donde se le introducen propiedades equivalentes de porosidad, permitiendo simplificar las complejas geometrías del campo de fluido. Asimismo, Sha *et al.* (1982), desarrollaron un modelo multidimensional para predecir el flujo en el lado carcasa de generadores de vapor y realizar estudios de taponamiento, tomando como referencia el enfoque presentado por Patankar y Spalding, al cual le añadieron la variable de permeabilidad. Ambos estudios se presentan como pioneros en el uso del enfoque de medio poroso para el modelado de intercambiadores de calor (Sha *et al.*, 1982).

Tabla 1. Propiedades del mallado

Propiedad	Carcasa 2D	Carcasa 3D	Tubos 2D	Tubos 3D
Elementos	153.914	276.672	452.114	245.478
Tamaño Max [m]	0,0117	0,1730	0,0455	0,0752
Tamaño Min [m]	0,0007	0,0080	0,0008	0,0039
Calidad promedio	0,6332	0,5210	0,4901	0,6054
cal. < 0,1	0,00%	1,96%	0,02%	0,89%
cal. > 0,5	79,45%	66,51%	61,04%	78,46%
Área [m ²]	0,286	-	6,402	-
Vol.[m ³]	-	2,508	-	0,190

Establecimiento de las propiedades físicas del fluido y parámetros del modelo

Se consideraron las siguientes premisas para la determinación de las propiedades físicas del fluido:

- El fluido que pasa a través del lado tubos, así como el que pasa a través del lado carcasa, se encuentra en fase líquida.
- Para los modelos en 2D y para el modelo 3D del lado tubos, se consideró un flujo turbulento, tanto en la carcasa como en los tubos, de acuerdo a los valores del número de Reynolds obtenidos con base a los datos recopilados.
- Para el modelo en 3D de la carcasa, debido a la complejidad del mallado de la geometría, se utilizó el enfoque de medio poroso.
- Las propiedades del fluido requeridas por los modelos (densidad y viscosidad dinámica) fueron calculadas como el promedio entre el valor de dicha propiedad a la entrada y salida del intercambiador.
- La velocidad del fluido a la entrada del sistema fue calculada utilizando el valor de caudal y el área transversal de las boquillas de entrada, tanto para el lado tubos como para el lado carcasa.

En la Tabla 2 se muestran las propiedades del fluido, tanto del lado tubos como del lado carcasa del intercambiador. Para el cálculo de las propiedades se tomó como base el balance de masa por diseño de la planta, así como cálculos realizados mediante correlaciones empíricas implementadas en el software Aspen Plus ®.

Tabla 2. Propiedades del fluido (datos diseño)

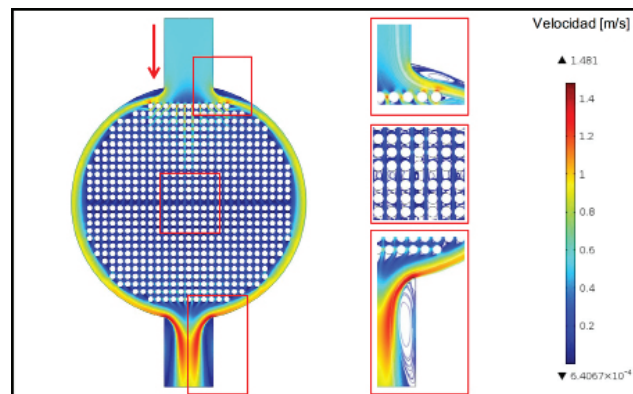
Fluido	Variable	Valor
Agua Enfriamiento (lado carcasa)	ρ [kg/m ³]	996,33
	μ [Pa.s]	7,79e-04
	U_{avg} [m/s]	0,55
HC (lado tubos)	ρ [kg/m ³]	504,55
	μ [Pa.s]	9,2 e-05
	U_{avg} [m/s]	2,21

Selección del modelo físico

Para la determinación del perfil de velocidad en los modelos 2D, y para el modelo Tubos 3D, se seleccionó el modelo físico ‘TurbulentFlow, k- ϵ ’, el cual corresponde al flujo de fluidos en una sola fase, que contempla flujo turbulento mediante el enfoque k- ϵ . En el caso del modelo Carcasa-3D, se seleccionó el modelo físico ‘Free and Porous Media flow’, el cual permite especificar secciones de la geometría como un medio poroso, conectada a partes de la geometría en el cual el flujo se encuentra libre.

Determinación del perfil de velocidad para el lado carcasa

En la Figura 3 se observa el resultado obtenido para la configuración Carcasa-2D. La flecha indica la dirección del fluido. Se puede apreciar que las mayores velocidades se registran en las zonas del intercambiador que se encuentran adyacentes a las paredes, mientras que la velocidad disminuye al atravesar el haz de tubos, como se esperaba. Adicionalmente, se identificaron algunas secciones del intercambiador que presentan vórtices de fluido que hacen que la velocidad en dichos puntos sea cercana a 0 m/s, lo que llevan a un estancamiento del líquido, pudiendo ocasionar problemas de ensuciamiento.

**Figura 3.** Perfil de velocidad del fluido (Carcasa 2D)

Resultados similares se obtuvieron con el modelo de la carcasa en 3D, el cual utiliza el enfoque de medio poroso en la sección de la carcasa que es atravesada por el haz de tubos (Figura 4). Las líneas de flujo permiten observar la dirección del fluido a lo largo del intercambiador, evidenciando un incremento de velocidad en el fluido en el extremo de los deflectores en la sección adyacente a la pared del intercambiador.

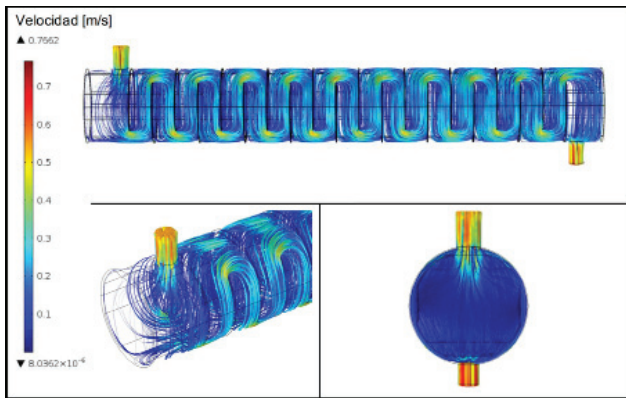


Figura 4. Perfil de velocidad del fluido (Carcasa 3D)

Determinación del perfil de velocidad para el lado tubos

Los resultados del perfil de velocidad para los modelos del lado tubos se observan en las Figura 5 y 6. En el modelo del lado tubos en 2D (Figura 5) se obtuvo una velocidad baja en los tubos inferiores, comparándola con la velocidad de los tubos superiores. Bajas velocidades del fluido pueden producir estancamiento que conllevan a un taponamiento de los mismos, ocasionando una pérdida de eficiencia del intercambiador. Mientras que velocidades muy altas del fluido pueden causar problemas de disminución de espesor en los tubos, pudiendo ocasionar una ruptura de los mismos.

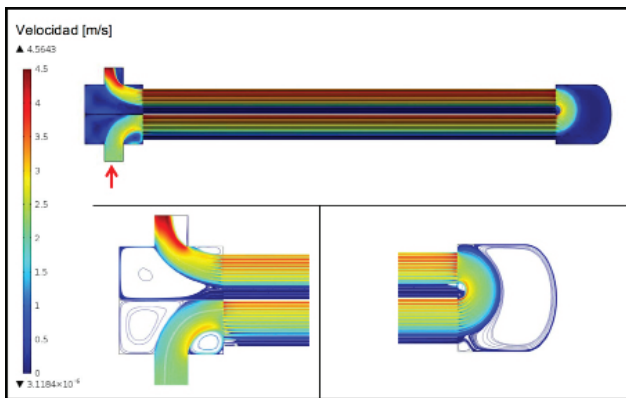


Figura 5. Perfil de velocidad del fluido (Tubos 2D)

Con el modelo 3D (Figura 6) se puede observar el efecto de la componente radial de la velocidad, la cual no es posible apreciar en el modelo 2D. El plano de corte que se muestra en la Figura 6 corresponde al punto de entrada del flujo al haz de tubos del intercambiador. Las mayores velocidades del fluido se encuentran en los tubos ubicados en la zona superior del primer paso, mientras que velocidades más bajas se observan en la sección media, resultado similar a lo obtenido en el modelo 2D.

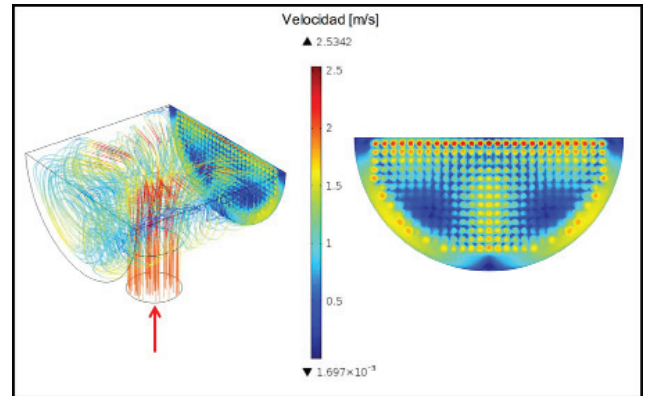


Figura 6. Perfil de velocidad del fluido (Tubos 3D)

Evaluación con datos actuales de planta

En planta existen tres intercambiadores con la geometría descrita anteriormente, denominados E-1A, E-1B y E-1C. En operación normal se encuentran dos intercambiadores en funcionamiento y uno en espera.

Para la validación del modelo con datos de planta, se recopilaron las siguientes variables del proceso para cada uno de los intercambiadores:

Lado Proceso: flujo, temperatura de entrada y salida, presión y composición.

Lado Agua: flujo, temperatura de entrada y salida, y presión.

Actualmente en planta se miden, mediante el sistema de control distribuido (DCS), los flujos y las temperaturas, tanto del lado proceso como del lado agua, de los cuales se obtuvieron datos desde septiembre 2014 hasta septiembre 2015 en intervalos de 30 minutos. En el caso de las presiones, se tomaron valores de los indicadores ubicados en planta. La presión del agua de enfriamiento se tomó de la descarga de la bomba de la torre de enfriamiento, la cual se encuentra entre 5 y 5,5 kg/cm², para efectos del modelo se consideró el valor de 5,5 kg/cm². Mientras que para la presión del lado proceso fue considerado un valor de 24,5 kg/cm²a, tomando en cuenta la medida de presión reportada y la caída de presión dentro del intercambiador.

Finalmente, para la composición del lado proceso, debido a que no se cuenta con un analizador en línea, y no se realiza un análisis rutinario de la composición de dicha línea, fue utilizada la composición de diseño.

De dicho conjunto de datos se tomó un período en donde la operación del intercambiador se encontrara estable, es decir, cuya desviación estándar de las variables del proceso no excediera el 10%. En la Tabla 3 se observan las propiedades del fluido para cada uno de los intercambiadores a las condiciones estables seleccionadas, calculadas mediante correlaciones empíricas implementadas en el software Aspen Plus®.

Tabla 3. Propiedades del fluido (datos de planta)

Equipo	Fluido	Variable	Valor
EA-1	Agua Enfriamiento (Lado Carcasa)	r [kg/m ³]	992,95
		m [Pa.s]	7,15e-04
		U_{avg} [m/s]	0,23
	HC (Lado Tubos)	r [kg/m ³]	518,25
		m [Pa.s]	9,16 e-05
		U_{avg} [m/s]	2,71
EA-2	Agua Enfriamiento (Lado Carcasa)	r [kg/m ³]	994,75
		m [Pa.s]	7,52e-04
		U_{avg} [m/s]	0,64
	HC (Lado Tubos)	r [kg/m ³]	519,54
		m [Pa.s]	9,20 e-05
		U_{avg} [m/s]	3,65
EA-3	Agua Enfriamiento (Lado Carcasa)	r [kg/m ³]	992,38
		m [Pa.s]	6,87 e-04
		U_{avg} [m/s]	0,22
	HC (Lado Tubos)	r [kg/m ³]	519,16
		m [Pa.s]	9,19 e-05
		U_{avg} [m/s]	1,98

Al comparar los perfiles de velocidad de los tres intercambiadores con el perfil de diseño, se puede observar que en el lado carcasa (Figura 7), para los intercambiadores E 1A y E 1C, la velocidad del fluido es muy baja ($< 0,1$ m/s) en las zonas ubicadas entre los tubos. Mientras que para el intercambiador E-1B este comportamiento solo se observa en la sección central del haz de tubos (similar a lo observado por diseño). A estas bajas velocidades, el intercambiador es muy propenso al ensuciamiento debido a la baja calidad del agua de enfriamiento utilizada actualmente, reduciendo su tiempo de operación.

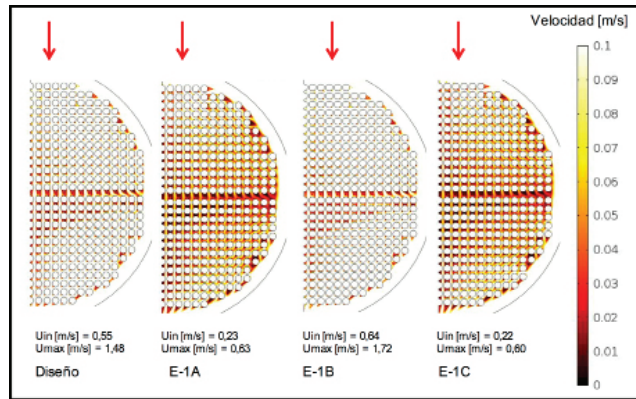


Figura 7. Comparación velocidad lado carcasa

En el lado tubos (Figura 8), las mayores velocidades se observan en el intercambiador E-1B, sin embargo, aún cuando las velocidades son altas (comparándolas con las de diseño) aún es posible apreciar secciones de tubos en la zona inferior cuyas velocidades se encuentran por debajo de 1 m/s.

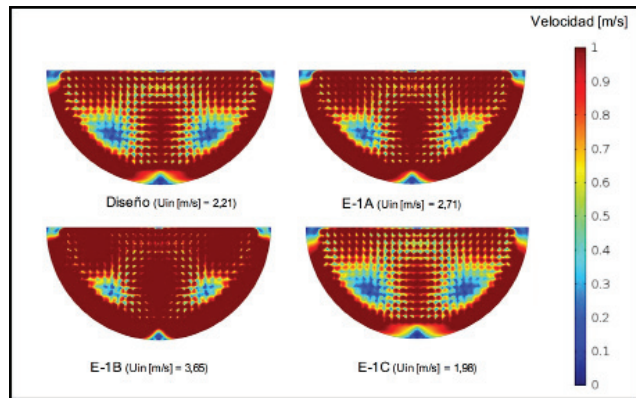


Figura 8. Comparación velocidad lado tubos

Los resultados obtenidos con los datos reales fueron verificados por el personal de ingeniería de procesos de la planta. Se realizaron inspecciones al intercambiador de calor durante el desarrollo de las últimas paradas de plantas, donde se ha podido evidenciar un alto ensuciamiento en el lado carcasa, así como problemas de ruptura de los tubos ubicados en la zona superior del primer paso. Estas observaciones concuerdan con los resultados obtenidos en el modelo desarrollado.

CONCLUSIONES

El uso de técnicas de simulación no convencionales para ingeniería de proceso, tal como la dinámica de fluidos computacional (CFD), permite al personal de planta evaluar asertivamente las condiciones de los equipos presentes bajo

un nuevo enfoque. Los resultados obtenidos permitieron llegar a las siguientes inferencias:

- Se identificaron secciones de muy baja velocidad ($< 0,1$ m/s) en el lado carcasa de los intercambiadores E-1A y E-1C. Estas bajas velocidades se deben a una reducción de la velocidad del flujo a la entrada de la carcasa, lo cual conlleva a un incremento de las zonas con bajas velocidades en los espacios presentes entre los tubos. Estas bajas velocidades contribuyen a un ensuciamiento acelerado del lado carcasa, reduciendo el tiempo de operación de los intercambiadores.
- Las velocidades calculadas en el lado carcasa del intercambiador E-1B son similares a la observada en el modelo con datos de diseño. Solo se observaron velocidades por debajo de $0,1$ m/s en una pequeña zona ubicada en la parte media del intercambiador, por lo que se espera una mayor resistencia al ensuciamiento del intercambiador E-1B con respecto a los intercambiadores E-1A y E-1C, que se traduce en un mayor tiempo de operación.
- En el lado tubos, las altas velocidades del fluido no son suficientes para eliminar las zonas de bajo flujo (< 1 m/s) ubicadas en la sección inferior del haz de tubos. Esto puede observarse especialmente en la operación del intercambiador E-1B.

AGRADECIMIENTOS

El autor desea expresar su gratitud a Poliolefinas Internacionales, C.A. (Polinter) por proveer el financiamiento para llevar a cabo esta investigación.

REFERENCIAS

- AMHALHEL, G., & FURMANSKI, P. (1997). Problems of Modeling Flow and Heat Transfer in Porous Media. *Journal of Power Technologies*, 85: 55-88.
- BHUTTA, M. M., HAYAT, N., BASHIR, M. H., KHAN, A. R., AHMAD, K. N., & KHAN, S. (2012). CFD Applications in Various Heat Exchangers Design: A Review. *Applied Thermal Engineering*, 32: 1-12.
- DARBY, R. (2001). *Chemical Engineering Fluid Mechanics*. New York: Marcel Dekker, Inc.
- OZDEN, E., & TARI, I. (2010). Shell Side CFD Analysis of a Small Shell-and-tube Heat Exchanger. *Energy Conversion and Management*, 51(5): 1004-1014.
- PRITHIVIRAJ, M., & ANDREWS, M. (1998). Three Dimensional Numerical Simulation of Shell-and-tube Heat Exchangers. Part I: Foundation and Fluid Mechanics. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 33(8): 799-816.
- SHA, W., YANG, C., KAO, T., & CHO, S. (1982). Multidimensional Numerical Modeling of Heat Exchangers. *ASME J. Heat Transfer*, 104(3): 417-425.

