

## Análisis experimental y numérico de la transferencia de calor de un cambiador compacto

LÓPEZ-CALLEJAS, Raymundo†, VACA-MIER, Mabel, TERRES-PEÑA, Hilario y LIZARDI-RAMOS, Arturo

*Universidad Autónoma Metropolitana-Azcapotzalco. Av. San Pablo 180. C.P. 02000, Ciudad de México*

Recibido 6 de Enero, 2017; Aceptado 9 de Marzo, 2017

### Resumen

En este trabajo se analiza experimental y numéricamente la transferencia de calor en un cambiador de calor compacto de tubos aletados, se emplea el modelo de turbulencia k- $\epsilon$  para flujo turbulento con un número de Reynolds de  $1.44 \times 10^4$ , contenido en el software COMSOL Multiphysics. El cambiador de calor compacto, de cinco pasos, forma parte de un calentador de agua del tipo instantáneo, de 10 L/min de flujo. Sus dimensiones físicas son: 248 mm de longitud, 138 mm de profundidad y de 50 mm de altura, tiene 72 aletas con espesor de 1mm. La tubería es de 12 mm de diámetro. El dispositivo fue instrumentado totalmente para obtener las variables físicas necesarias para su evaluación termodinámica, de acuerdo con la correspondiente norma oficial mexicana. En la simulación se obtiene la distribución de temperaturas tanto para los gases de combustión como para el agua que se utiliza en el proceso, usando el software de CFD, (Computational Fluid Dynamics por sus siglas en inglés). Después de 20 s la temperatura del agua a la salida fue de 41.04 °C la cual se mantuvo casi constante. Este valor fue muy cercano al que se obtuvo experimentalmente. de 40 °C.

### Análisis numérico, cambiador de calor compacto

**Citación:** LÓPEZ-CALLEJAS, Raymundo†, VACA-MIER, Mabel, TERRES-PEÑA, Hilario y LIZARDI-RAMOS, Arturo. Análisis experimental y numérico de la transferencia de calor de un cambiador compacto. Revista de Innovación Sistemática 2017. 1-1:24-32

### Abstract

In this work heat transfer in a compact finned tube heat exchanger is experimentally and numerically analyzed. We used the k- $\epsilon$  turbulence model for turbulent flow, which is included in the COMSOL Multiphysics software with a number of Reynolds of  $1.44 \times 10^4$ . The five-step compact heat exchanger is part of an instant-type water heater, of 10 L/min flow. Its physical dimensions are: 248 mm length, 138 mm depth and 50 mm in height, it has 72 fins with a thickness of 1 mm. The pipe is 12 mm in diameter. The experimental device was fully instrumented to obtain those physical variables necessary for the thermodynamic evaluation, according to the corresponding Mexican official legislation. The distribution of temperatures for both the combustion gases and water used in the process were obtained via simulation, using the Computational Fluid Dynamics program (CFD). After 20 seconds, the temperature of output water was 41.04 °C, which remained almost constant. This temperature was comparable to the experimentally obtained value, 40 °C.

**Numerical analysis, compact heat changer, experimental**

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

Es importante realizar un sinnúmero de acciones encaminadas hacia el uso eficiente de la energía, por ejemplo a nivel doméstico: cambiar el sistema de iluminación, adquirir equipos electrodomésticos más eficientes (tales como: refrigeradores, hornos de microondas, licuadoras, planchas, lavadoras de ropa y trastes, sistemas de aire acondicionado, etc.), utilizar equipos que optimicen el consumo de gas LP o natural tales como estufa y calentador de agua. Es así como se requiere que los fabricantes proporcionen los valores reales de consumo de energía de cada uno de ellos, o bien realizar su evaluación.

En un hogar típico mexicano la energía se utiliza principalmente en dos formas: eléctrica y térmica; ésta última proviene de la combustión del gas LP o natural, y de acuerdo con la Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (2011), el calentador de agua emplea el 65 % de este tipo de combustible y el restante 35 % lo consume la estufa.

Un calentador de agua de paso del tipo “instantáneo” está formado por dos elementos, una primera sección constituida por un serpentín con aletas en forma de pequeño bloque que comúnmente se denomina cambiador de calor compacto, en el cual los gases calientes pasan por el exterior y el agua circula por el interior de la tubería, la segunda consiste en otro serpentín arrollado a una lámina con tres vueltas como máximo. Los cambiadores de calor compactos se caracterizan por su aplicación en condensadores, radiadores para automotores, aparatos electrónicos de enfriamiento, sistemas de aire acondicionado, recuperadores de calor y otros.

Casi siempre trabajan en condiciones de flujo no permanente uniforme, es decir, tanto las temperaturas y los flujos máxicos de los fluidos son variables en el tiempo y dependen su geometría y de las condiciones de operación de los lugares en los que estén colocados (Shah y Sekulić, 2003). La no uniformidad de la temperatura en este tipo de cambiadores compactos juega un papel muy importante, ya que podría causar cambios súbitos en los fluidos de trabajo, tales como la evaporación o una combinación de flujo entre líquido y vapor, alterando la eficiencia térmica (Fleming, 1967), por ejemplo, la mala distribución de los flujos, principalmente el exterior que corresponde a los gases de combustión afecta considerablemente a la transferencia de calor (Chiou, 1978). Se ha encontrado que comportamientos de este tipo ocasionan hasta un 12 % de pérdida de eficiencia térmica (Chiou, 1982b). La no uniformidad de la temperatura de entrada en los fluidos fue simulada numéricamente primero por Brandemuehl y Banks, (1984); posteriormente por Kou y Yuan (1997), sus resultados se compararon con la solución analítica presentada por Kays y London, (1984); la diferencia fue menor al 3 %. La distribución de temperaturas en cambiadores de calor de flujo cruzado utilizando métodos numéricos la obtuvieron Xuan y Roetzel, (1993) y Roetzel y Xuan, (1999) y sus resultados se compararon con los obtenidos experimentalmente por Chiou, (1978).

El método de diferencias finitas empleado por Ranganayakulu *et al.*, (1999) y Ranganayakulu y Panigrahi, (2001), permitió calcular además la caída de presión en el interior.

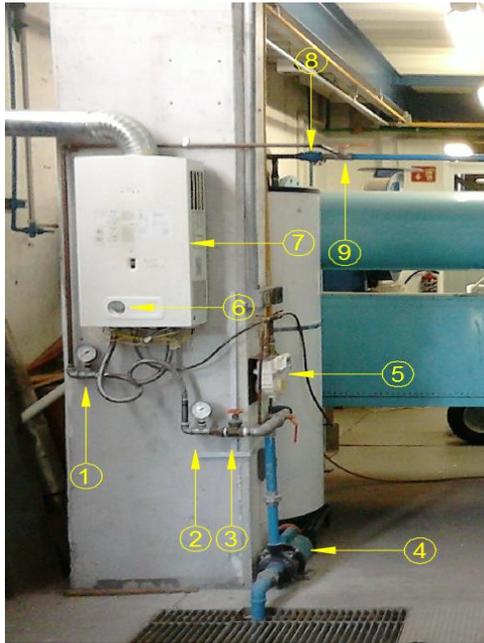
La primera simulación con un software de CFD (Computational Fluid Dynamics, por sus siglas en inglés) la realizaron Zhang y Li, (2003); la diferencia con respecto los resultados experimentales de Jiao *et al.*, (2003); fue inferior al 2 %. La utilización de este método de CFD ha permitido obtener soluciones y mejoras de tipo geométrico de algunos diseños de cambiadores de calor compactos, los cuales se han evaluado experimentalmente (Selma *et al.*, 2014). Vijaya y Bengt (2014) simularon el comportamiento de un cambiador con aletas corrugadas, esta geometría incrementó la caída de la presión en un 20 % y la pérdida de calor fue hasta un 15 % mayor, el problema que se presentó fue la no uniformidad del flujo y como consecuencia los valores que se obtuvieron no eran muy confiables (Bahadır *et al.*, 2015).

Tomando en cuenta que el consumo energético en el calentamiento doméstico de agua es elevado este trabajo se enfoca en la simulación del comportamiento de un calentador de agua de paso del tipo instantáneo, con cambiador de calor compacto y los resultados se comparan con los obtenidos experimentalmente. El prototipo evaluado es de una capacidad de 10 L/min y presenta una eficiencia marcada en su placa del 87 %. Este modelo se seleccionó por ser de los más usados en México.

### Prototipo experimental

El equipo elegido para realizar la simulación es un calentador de agua de paso tipo instantáneo de 10 L/min de capacidad. Está compuesto de un intercambiador de calor compacto de flujo cruzado que posteriormente se une a un serpentín; en la cámara de combustión hay 13 quemadores.

El dispositivo, que se puede observar en la Figura 1, está totalmente instrumentado, se ubicó en un sistema de recirculación del agua, para evitar el desperdicio del fluido, los elementos de medición y control exteriores son: una motobomba centrífuga con un motor de 370 W de potencia, su función es la proporcionar la cantidad de fluido requerido (4); una válvula de globo para el control del flujo volumétrico (3); dos manómetros tipo Bourdon, para medir la presión a la entrada y salida del dispositivo (2-1); el calentador de agua instantáneo (7); la perilla de control de calentamiento, con suministro de gas L.P. (6); medidor del flujo de gas L.P. (5); una válvula de globo (8); y la tubería de descarga. En el interior se instalaron cuatro termopares tipo K para medir la temperatura en la pared de la tubería del cambiador de calor; el primero se colocó a la entrada del dispositivo, el segundo a la salida del cambiador de calor compacto, de esta manera se puede determinar el incremento de la temperatura en él. El tercer termopar se ubicó a la salida del serpentín, para conocer la temperatura del agua a la salida del calentador. El cuarto termopar mide la temperatura en la pared de la chimenea. Para la medición de la temperatura de los gases de combustión se instalaron tres termopares del tipo bayoneta ubicados a la salida del quemador, a la entrada y a la salida del cambiador de calor compacto.

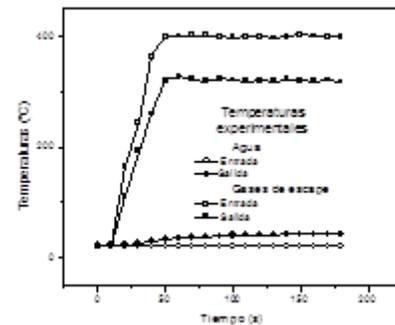


**Figura 1** Instalación del prototipo  
**Fuente:** Elaboración propia

La evaluación experimental realizada al prototipo proporcionó los valores iniciales que se utilizan en la simulación, los cuales se resumen en la Tabla 1. Para el sistema de registro de datos se utilizó el software LabView, del cual se ha demostrado su efectividad para este tipo de usos y otros más (Mandujano *et al.*, 2016, Lemus *et al.*, 2016, Silva *et al.*, 2016).

Para la evaluación experimental se utilizó la Norma Oficial Mexicana NOM-020-SEDG-2003 (2003), la cual establece las condiciones mínimas de seguridad, los métodos de prueba a los que deben ser sometidos para garantizar que cumplan con dichas especificaciones, el marcado y la información comercial para los calentadores de agua tipo almacenamiento, de paso de rápida recuperación y de paso tipo instantáneos que utilizan como combustible gas LP o gas natural y que proporcionan únicamente agua caliente con carga térmica no mayor de 108.0 kW.

Los resultados obtenidos experimentalmente, para un flujo de 10 L/min de agua se muestran en la gráfica 1. La temperatura del medio ambiente y la del agua a la entrada del calentador es de 20 °C, a la salida el valor registrado es de 40 °C. El consumo volumétrico de gas L.P. en el tiempo de evaluación (180 s) es de 0.021 m<sup>3</sup>. La temperatura promedio de los gases de combustión justo a la entrada del cambiador de calor es de 400 °C y a la salida de 320 °C. La presión del agua a la entrada es de 0.70 kPa y 0.32 kPa a la salida.



**Gráfico 1** Temperaturas obtenidas experimentalmente en el prototipo  
**Fuente:** Elaboración propia

Al aplicar el procedimiento de evaluación recomendado por la norma mencionada, la eficiencia obtenida experimentalmente en el calentador fue del 79 %, la cual está por debajo del valor reportado en la placa, del 87 %. La ecuación utilizada es:

$$\eta = \frac{\text{Energía obtenida por el agua}}{\text{Energía suministrada por el gas}} \quad (1)$$

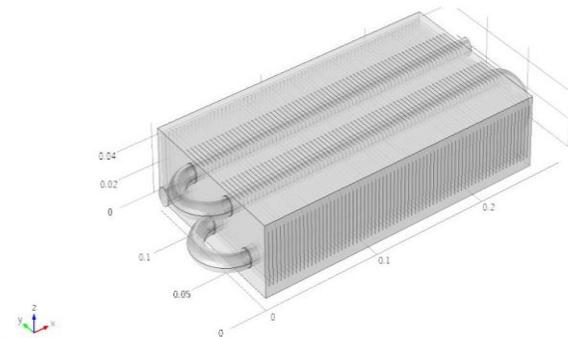
O sea,

$$\eta = \frac{(\dot{m} C_p \Delta T)_{\text{agua}}}{(\dot{m} C_p \Delta T)_{\text{gas}}} \quad (2)$$

En la cual,  $\eta$  es la eficiencia termodinámica;  $\dot{m}$  es el flujo másico;  $C_p$ , es la capacidad térmica específica y  $\Delta T$ .

### Modelo empleado

El calentador compacto es de tubería de cobre de 0.012 m de diámetro nominal de 5 pasos, los cuales están sujetos a 72 láminas de cobre que funcionan como aletas, sus dimensiones son de 0.050 m de altura y 0.138 m de largo, la profundidad del cambiador es de 0.248 m, la Figura 2 muestra su esquema. El cambiador de calor tiene tres pasos en la parte inferior y dos en la superior y están al centro de los pasos inferiores, la entrada es por la parte inferior del lado izquierdo y la salida en la parte superior.



**Figura 2** Cambiador de calor compacto  
*Fuente: Elaboración propia*

### Modelo numérico

Para la simulación numérica del cambiador de calor compacto, se utilizó el método  $\kappa - \varepsilon$ , contenido en el software COMSOL Multiphysics. Las ecuaciones diferenciales de conservación del modelo son:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u k)}{\partial x} = P - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] \quad (3)$$

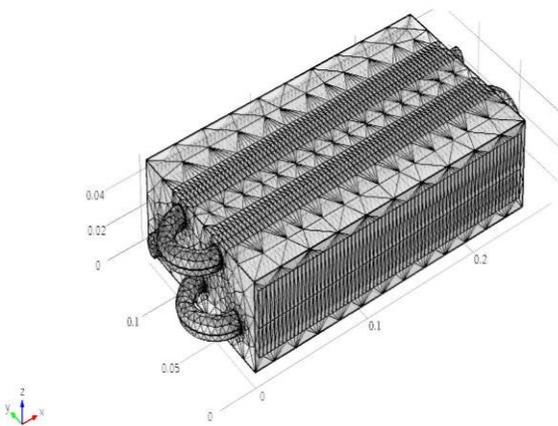
$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} = \frac{1}{T} (C_{\varepsilon 1} P - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 3} E) + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] \quad (4)$$

Donde  $k$ , es la energía cinética de la turbulencia;  $\varepsilon$ , es la tasa de disipación de la energía cinética de la turbulencia;  $\rho$ , es la densidad del fluido;  $t$  es el tiempo;  $x$ , es la coordenada;  $P$ , es la producción de turbulencia;  $\mu$ , es la viscosidad;  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$  y  $C_{\varepsilon 3}$  son las constantes;  $E$ , es la fuente extra;  $\mu_t$ , es la viscosidad dinámica del remolino;  $\sigma_\varepsilon$ , corresponde al coeficiente de difusión. La viscosidad dinámica de la turbulencia está dada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

Donde  $C_\mu$  es la constante del modelo. El valor numérico de estas constantes, obtenidas directamente del programa de simulación de la sección del método  $\kappa - \varepsilon$  utilizado son:  $C_{\varepsilon 1} = 1.44$ ,  $C_{\varepsilon 2} = 1.92$ ,  $C_{\varepsilon 3} = 1.03$  y  $C_\mu = 0.09$ , (CFD Module, 2014). El agua dentro de la tubería presenta un flujo turbulento y para los gases calientes por fuera el flujo es del tipo laminar. La malla que se utilizó en la simulación fue de forma hexaédrica con un total de 58,137 elementos, la Figura 3 muestra su distribución. Se seleccionó este tipo malla porque es el más adecuado para superficies curvas y el error máximo permitido por el software entre dos valores es de  $10^{-8}$  (Strobl *et al.*, 2016, CFD Module, 2014).

Para asegurar que el tamaño de la malla cumple con un error máximo permitido, el software cuenta con una “*función de estimación de error*”, cuya formulación es  $(f(i,j)h(j)\beta(i))^\alpha Vol(j)$ , donde  $i$  es el número de ecuación,  $j$  es el número de elemento de malla,  $h$  es el tamaño de elemento de malla y  $Vol$  es el volumen del elemento de malla.  $f(i,j)$  es el valor absoluto de la ecuación  $i$ th residual en el elemento de acoplamiento de  $j$ th. El indicador de error de elemento de la malla es la suma de estos indicadores de error local sobre el índice de la ecuación  $i$ . El error global es la raíz  $\alpha$  de la suma de los indicadores de error de elemento de acoplamiento en el acoplamiento elemento índice  $j$ . En caso de encontrar algún error el mismo software realiza un refinamiento de malla utilizando la función *meshrefine*, todo este proceso lo hace sin necesidad de salir del proceso de evaluación, (Programming Reference Manual, 2014).



**Figura 3** Mallado del cambiador de calor compacto  
*Fuente: Elaboración propia*

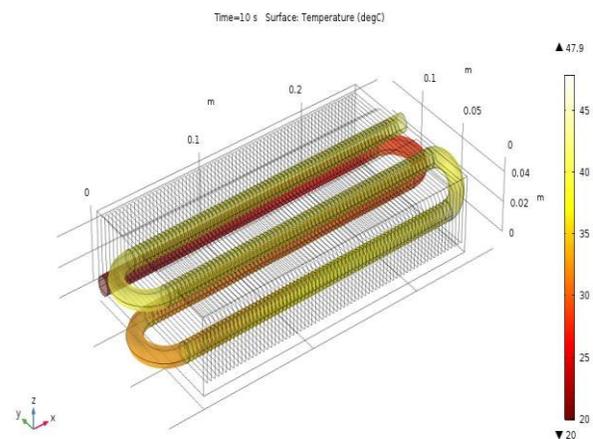
## Resultados obtenidos

En la Figura 4 se muestra la distribución de la temperatura del agua dentro de la tubería a los primeros 10 segundos de iniciada la simulación, el fluido entra a 20 °C y sale 35.73 °C.

Para el tiempo de 20 s la temperatura del fluido a la salida es de 41.04 °C, esto se observa en la Figura 5. Posteriormente la temperatura presentó una variación muy pequeña, este valor es ligeramente mayor al que se midió experimentalmente de 40.0 °C.

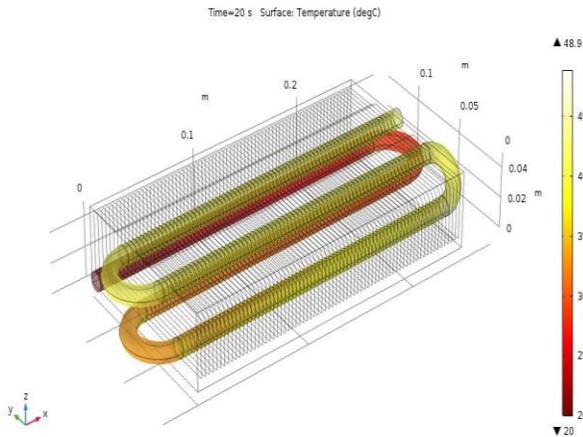
En la Tabla 2 se resumen los valores de la temperatura del agua a la salida del cambiador de calor compacto obtenidos de la simulación realizada en el software. Se observa que su valor aumenta rápidamente durante los primeros 20 s hasta alcanzar los 41.04 °C y después permanece casi constante hasta los 180 s que duró la simulación, el valor máximo alcanzado fue de 41.18 °C, entre los 40 y los 50 s. Con estos valores la eficiencia térmica calcula de forma semejante a la experimental y es casi el 81 %, valor por debajo del reportado en la placa del calentador por el fabricante.

En el Gráfico 2 se muestran los datos obtenidos a través del software con los mismos valores de la Tabla 2. Experimentalmente la temperatura del agua a la salida del calentador fue de 40.0 °C y se obtuvo después de 25 s de iniciada la evaluación, posteriormente ya no se registró alguna variación.



**Figura 4** Distribución de temperatura a 10 s de iniciada la simulación

*Fuente: Elaboración propia*



**Figura 5** Distribución de temperatura a los 20 s de iniciada la simulación

*Fuente: Elaboración propia*

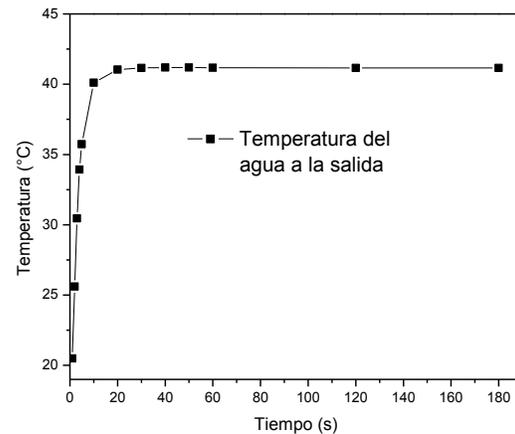
En la simulación se consideró que la temperatura de los gases calientes antes de entrar en contacto con el cambiador de calor compacto fue de 400 °C y a la salida su valor fue 105 °C, su velocidad no registró cambio alguno.

Este valor es cercano al que se registró experimentalmente, 98 °C. Empleando la ecuación (2) y con los valores obtenidos de la simulación para el mismo de flujo másico de gas L.P., la eficiencia termodinámica obtenida es del 80.6 %.

| Tiempo (s) | Temperatura (°C) |
|------------|------------------|
| 1          | 20.50            |
| 2          | 25.60            |
| 3          | 30.46            |
| 4          | 33.93            |
| 5          | 35.73            |
| 10         | 40.11            |
| 20         | 41.04            |
| 30         | 41.15            |
| 40         | 41.18            |
| 50         | 41.18            |
| 60         | 41.17            |
| 120        | 41.16            |
| 180        | 41.16            |

**Tabla 2** Valores de temperatura obtenidos por la simulación

*Fuente: Elaboración propia*



**Gráfico 2** Temperatura del agua a la salida del cambiador de calor compacto

*Fuente: Elaboración propia*

**Conclusiones**

En este trabajo se analizó numéricamente la transferencia de calor en un cambiador de calor compacto de tubos aletados, empleando el modelo de turbulencia  $k - \epsilon$  para flujo turbulento con un número de Reynolds de  $1.44 \times 10^4$ , contenido en el software COMSOL Multiphysics.

En la simulación se obtiene la distribución de temperaturas y velocidades tanto para los gases de combustión como para el agua que se utiliza en el proceso. Después de 20 s la temperatura del agua a la salida es de 41.04 °C la cual se mantiene casi constante. El valor que se obtuvo experimentalmente fue de 40.0 °C. Los gases calientes entran al calentador y la simulación arrojó un valor de salida de 105 °C, muy cercano a la temperatura registrada experimentalmente, de 98 °C. La eficiencia del calentador obtenida con la temperatura de la simulación es de casi el 81 %, la cual está por debajo de la reportada por el fabricante en la placa del mismo (87 %).

## Referencias

- Bahadır D., Özge A., Nihal U., Mert T., Tugba S., L. y Berrin E. (2015). An experimental comparison of two multi-louvered fin heat exchangers with different numbers of fin rows. *Appl. Therm Eng*, 91, p 270-278.
- Brandemuehl M.J, y Banks P.J. (1984). Rotary heat exchangers with time varying or non-uniform inlet temperatures. *J Heat Transf*, 106, p 750–758.
- Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (2011). <http://www.conuee.gob.mx>.
- Chiou J.P. (1978). Thermal performance deterioration in crossflow heat exchanger due to the flow nonuniformity. *J Heat Transf*, 100, p 580–587.
- Chiou J.P. (1982). The effect of non-uniformity of inlet fluid temperature on the thermal performance of cross flow heat exchanger. En: *Proceedings of the Seventh International Heat Transfer Conference, Heat Transfer*. p 179–184.
- Chiou J.P. (1982b). The effect of non-uniformities of inlet temperatures of both fluids on the thermal performance of across flow heat exchanger. *ASME, (WA/HT-42)*.
- CFD Module. (2014). User's guide. COMSOL Multiphysics.
- Programming Reference Manual. (2014) COMSOL Multiphysics
- Fleming R.B. (1967). The effect of flow distribution in parallel channels of counter-flow heat exchangers. *Adv Cryog Eng*, 12, p 352–357.
- Jiao A., Zhang R., y Jeong S. (2003). Experimental investigation of header configuration on flow maldistribution in plate-fin heat exchanger. *Appl Therm Eng*, 23, p 1235–1246.
- Kays W.M., y London A.L. (1984). *Compact heat exchangers*. McGraw-Hill. New York
- Kou H.S., y Yuan P. (1997). Thermal performance of crossflow heat exchanger with non-uniform inlet temperatures. *Int Commun Heat Mass Transf*, 24, p 357–370.
- Lemus H. J., Monter A. S., y Castañeda O. F. (2016). Caracterización de un colector solar de tubos evacuados y de flujo continuo para aplicaciones industriales. *Revista de Sistemas Experimentales*. 3, 9, p 88-97.
- Madujano V. C., Velázquez T. S., Escobar G. E., y Rios R. C. (2016). Diseño de un sistema de secado con aprovechamiento de calor en la producción de tejas, utilizando lógica difusa apoyada con LabVIEW. *Revista de Sistemas Experimentales*. 3, 9, p 29-36.

NOM-020-SEDG-2003, N. O. (2003). Norma Oficial Mexicana. Calentadores para agua que utilizan como combustible gas l.p. o natural, de uso doméstico y comercial. requisitos de seguridad, metodos de prueba y marcado.

Ranganayakulu Ch., Seetharamu K.N., y Sreevastan K.V. (1997). The effects of inlet fluid flow nonuniformity on thermal performance and pressure drops in crossflow plate-fin compact heat exchangers. *Int J Heat Mass Transf*, 40, p 27–38.

Ranganayakulu Ch., y Panigrahi A. (2001). Influence of header design on pressure drop and thermal performance of a compact heat exchanger. En: *Proceedings of the 3rd International Conf. On Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for Process Industries*, Davos, Switzerland, p 251–258.

Revista del Consumidor. (2011). Noviembre, México. p 48-65.

Roetzel W., y Xuan Y. (1999). *Dynamic behavior of heat exchangers*. Computational Mechanics Publications. Boston, WIT Press.

Selma B. S., Caroline G., Jean-Francois F., Patrice C., y Jean-Pierre L. (2014). CFD and experimental investigation of the gas–liquid flow in the distributor of a compact heat exchanger. *Chem Eng Res Des*, 92, p 2361–2370.

Shah R.K., y Sekulić D.P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons. New York.

Silva J. A., Salazar P. M., Ponce M. J., y Herrera S. G. (2016). Instrumento virtual para diagnosticar y corregir desbalance de maquinaria rotativa. *Revista de Tecnología e Innovación*. 3, 7, p 73-81.

Strobla S., Formellab A., y Pöschel T. (2016). Exact calculation of the overlap volume of spheres and mesh elements. *J. of Comput. Phys.* 311, p 158–172.

Vijaya s. G. y Bengt S. (2014). CFD Simulation of Heat Transfer and Pressure Drop in Compact Brazed Plate Heat Exchangers. *Heat Transf Eng*, 35(4), p 358–366.

Xuan Y., y Roetzel W. (1993). Dynamics of shell and tube heat exchangers to arbitrary temperature and step flow variations. *AIChEJ*, 39, 3, p 413–421.

Zhang Z., Li Y.Z. (2003). CFD Simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchanger. *Cryogenics*; 43, p 673–678.