

Análisis exergetico comparativo entre intercambiadores de calor

Rubén Borrajo-Pérez, Diego Quintero-Cabrera, Juan José González-Bayón

Recibido el 12 de octubre de 2010; aceptado el 06 de julio de 2011

Resumen

Los intercambiadores de calor son equipos de importancia primordial en la industria y en aplicaciones domésticas en general. El trabajo está relacionado con el área de la intensificación de la transferencia de calor en intercambiadores de calor compactos y la comparación entre diferentes tipos de superficies intensificadas. La comparación es realizada a partir del análisis de la exergía destruída por la superficie de intercambio como resultado de las pérdidas por fricción y del intercambio térmico entre cuerpos con diferencia finita de temperaturas. El análisis de Segunda Ley de la Termodinámica permite identificar en que superficie de intercambio se genera más entropía. Como resultado fundamental se obtiene la dependencia entre la exergía destruída y el espaciamiento transversal para una superficie formada por una fila de tubos elípticos a diferentes valores del número de Reynolds. Se identifica al intercambio térmico como la de mayor aporte a la entropía generada. Finalmente se demuestra la viabilidad de la intensificación de la transferencia de calor empleando generadores de vórtices en intercambiadores de calor.

Palabras claves: generadores de vórtices, intercambiadores de calor compactos, tubos elípticos, exergía.

A comparative exergetic analysis of compact heat exchangers

Abstract

The heat exchangers are important devices in both industry and household applications. This work is about heat transfer enhancement in heat exchangers surface. Many heat transfer enhancement techniques can be applied and then a comparative tool is needed to evaluate its performance. Thermodynamics is one of these tools and the exergetic analysis can be applied to heat exchanger surfaces. The exergy destroyed because both of thermal exchange between bodies with different temperatures and destroyed by friction drag is calculated. These results are used to compare heat exchanger surfaces. Heat exchanger surfaces in smooth configuration and the same surfaces using vortex generator as enhancement technique were compared. Results show the relationship between generated entropy, transversal pitch and Reynolds number. The technique employed was very useful and the advantage of using vortex generator on heat exchanger surfaces was proved.

Key words: vortex generators, compact heat exchanger, elliptical tubes, exergy.

Introducción

Los elementos promotores de turbulencia conocidos como generadores de vórtices se usan entre otras aplicaciones para mejorar el comportamiento térmico de una superficie de intercambio [1]. Estos elementos producen un efecto beneficioso que en ocasiones es puesto en duda. En la actualidad existen variadas técnicas para la comparación entre superficies de intercambio de calor, que consideran individualmente diferentes restricciones y métodos de análisis, por lo que los resultados de su aplicación no siempre son coincidentes. El objetivo perseguido por el proyectista decide a la hora de realizar el análisis, pues es él, al final, quien escoge cuál parámetro se va a minimizar o a maximizar. Considerando el carácter abarcador del análisis termodinámico, en este trabajo será usada, como herramienta de comparación, la exergía destruida en la superficie producto del intercambio de calor, con una diferencia finita de temperaturas y debido a la fricción del fluido al atravesar el intercambiador [2]. Los intercambiadores de calor que utilizan tubos de geometría no circular, son atractivos desde varios puntos de vista y su difusión se viene incrementando en los últimos años [3].

Las restricciones aplicadas para la comparación serán, la igualdad en el gasto y en el calor intercambiado por las superficies. El objetivo del trabajo es comparar seis modelos de intercambiadores de calor compactos, cuando en ellos son utilizados generadores de vórtices como técnica de intensificación, con los mismos modelos, pero con configuración de aleta lisa. La comparación se realizará utilizando la Segunda Ley de la Termodinámica como herramienta de análisis. Los modelos de intercambiadores que van a ser estudiados en este trabajo están todos formados por una fila de tubos elípticos aletados y se considerarán seis valores diferentes del espaciamento transversal adimensional $S_T D_2$, adimensionalizado con respecto al diámetro menor de la elipse del tubo elíptico, D_2

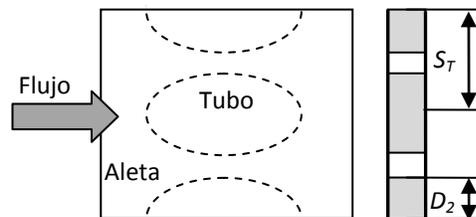


Figura 1. Modelos de una fila estudiados

Estos modelos (ver figura 1) fueron objeto de estudio en un trabajo anterior[4] donde, para cada uno de ellos, se determinó el valor del número de Nusselt global, Nu_0 y del factor de fricción, f_0 en condición lisa, o sea sin ninguna técnica de intensificación aplicada, como una función del número de Reynolds y con generadores de vórtices colocados sobre las aletas, o sea intensificada. Luego, la influencia de la velocidad del fluido y de los espaciamentos entre tubos sobre Nu es conocida para ambas condiciones (lisa e intensificada). En las figuras 2 y 3 se presentan valores de Nu y f para los modelos en condición lisa según Pérez [5], mientras que en las figuras 4 y 5 se grafican las razones de estos parámetros en las superficies intensificadas con respecto a las mismas en condición lisa Nu/Nu_0 y f/f_0 . Los valores relacionados de f , fueron previamente ajustados y es el ajuste lo que se presenta en el trabajo.

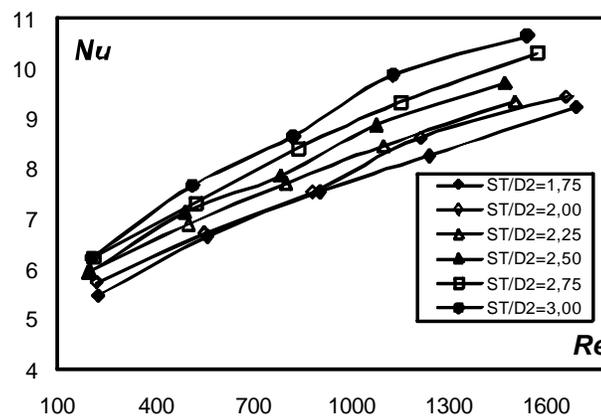


Figura 2. Comportamiento de Nu vs Re para diferentes S_T/D_2

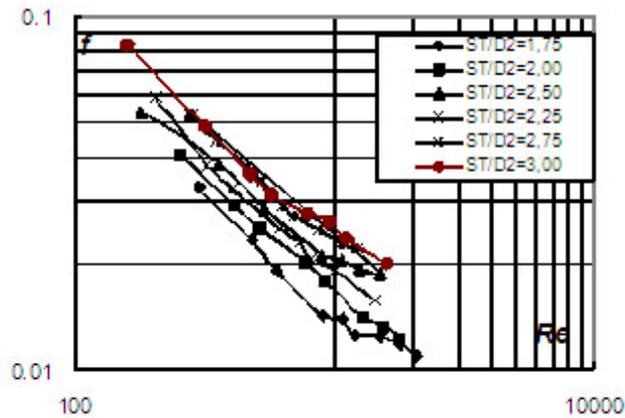


Figura 3. Valores de f vs Re para diferentes S_T/D_2

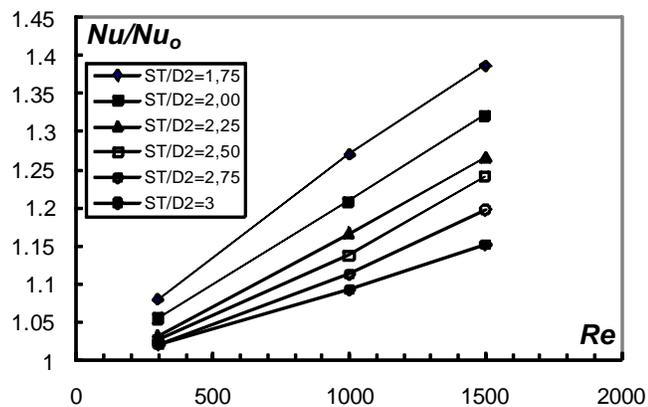


Figura 4. Comportamiento de U_w/Nu_0 vs. Re para diferentes S_T/D_2

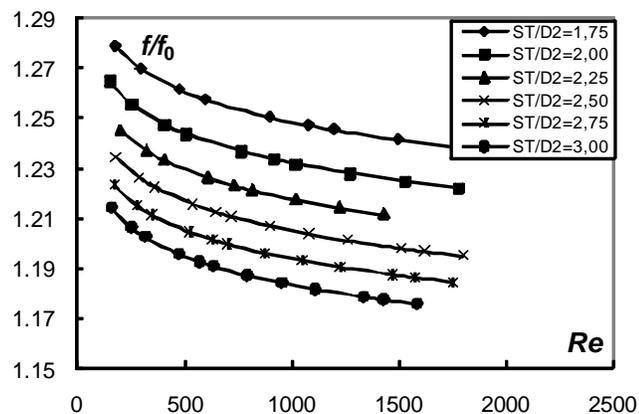


Figura 5. Valores de f/f_0 vs. Re para diferentes S_T/D_2

Precisamente, la relación entre la exergía destruida por la superficie intensificada y la exergía destruida sin ninguna técnica de intensificación aplicada será el factor de comparación. Se analiza en el trabajo la influencia del número de Reynolds y del espaciado transversal adimensional sobre los parámetros que definen su desempeño termohidráulico, para los modelos con una fila de tubos.

Fundamentación teórica

Considerando una sección de paso de un intercambiador de calor con una longitud dx como un sistema termodinámico, se puede escribir según Bejan[6]:

$$\dot{m}dh = q^l dx \quad (1)$$

donde \dot{m} es la masa de fluido, dh la variación de su entalpía, q^l es el calor transferido por unidad de longitud y dx es un diferencial de longitud. Luego, si ds/dx es la derivada de la entropía con respecto a la longitud y ΔT es la diferencia de temperaturas local, puede escribirse[7] que:

$$\dot{S}_{ger}^l = \dot{m} \frac{ds}{dx} - \frac{q^l}{T + \Delta T} \geq 0 \quad (2)$$

donde \dot{S}_{ger}^l es la entropía generada por unidad de longitud. Recordando de termodinámica que:

$$dh = Tds - vdp \quad (3)$$

donde dp es el diferencial de presión entonces, al sustituir los valores de ds de la ecuación 3, y de dh de la ecuación 1 en la ecuación 2, esta última queda como:

$$\dot{S}_{ger}^l = \frac{q^l \Delta T}{T^2 (1 + \Delta T / T)} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(- \frac{dp}{dx} \right) \quad (4)$$

Asumiendo que la diferencia de temperaturas local (ΔT) es despreciable si se compara con la temperatura absoluta T , la ecuación anterior puede ser simplificada y entonces la entropía generada será:

$$\dot{S}_{ger}^l = \frac{q^l \Delta T}{T^2} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(- \frac{dp}{dx} \right) \geq 0 \quad (5)$$

La dificultad que presenta la integración de la ecuación anterior, para una longitud dada de la sección de paso de un intercambiador de calor, está dada por el desconocimiento de la ley de variación del flujo de calor y de las temperaturas, como una función de la longitud para el régimen de flujo. Alternativamente, se cuenta con el valor de la caída de presión a través de cada modelo (Δp), así como con el valor del número de Nusselt global de cada modelo en las dos condiciones, entonces, el cálculo de la entropía generada por efecto de la fricción, representado por el segundo término de la derecha de la ecuación 5, puede ser obtenido de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$\dot{S}_{\Delta p}^l = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho T} \quad (6)$$

De la misma forma, el primer término de la derecha de la ecuación 5 representa la entropía generada por el intercambio térmico entre el fluido y las aletas que conforman el pasaje, estando ambos a diferentes temperaturas. Debe destacarse que los valores del número de Nusselt con los que se contará en este trabajo fueron obtenidos a través de la analogía entre la transferencia de calor y masa y usando la sublimación de naftaleno como técnica experimental [8], luego estos resultados son válidos para aleta isotérmica, o sea, con eficiencia de aleta igual a la unidad.

Lo anterior presupone que se asumirá una diferencia de temperaturas para el fluido entre la entrada y la salida del pasaje de valor similar a aquellas típicas en intercambiadores de calor con características similares, luego, con el gasto por el pasaje, queda determinado entonces el calor por convección que el fluido gana (Q), según la ecuación 7 (se considera un condensador de aire acondicionado, donde el aire es calentado) en su tránsito a lo largo del pasaje del intercambiador.

$$Q = \dot{m} c_p (T_s - T_e) \quad (7)$$

donde T_s y T_e son las temperaturas de salida y de entrada del fluido en el canal. Si el gasto y el calor por convección intercambiado en el pasaje son fijados, entonces, considerando estas restricciones y además, que los modelos tienen diferente valor del coeficiente de transferencia de calor, aquellos con los mayores valores del coeficiente de transferencia de calor necesitan menores diferencias de temperatura entre el fluido y la pared para intercambiar la misma cantidad de calor. La diferencia de temperaturas que existe entre el fluido y

la pared (T_p) será calculada a partir de la conocida media logarítmica de temperaturas (ΔT_{\log}), según la ecuación 8.

$$\Delta T_{\log} = \frac{T_e - T_s}{\ln \frac{T_p - T_s}{T_p - T_e}} \quad (8)$$

La entropía generada por el efecto del intercambio térmico, asumiendo como simplificación que todo el intercambio de calor ocurre entre dos temperaturas constantes, será:

$$\dot{S}_{\text{ger}}^l = \frac{q^l \Delta T}{T^2 (1 + \Delta T / T)} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(- \frac{dp}{dx} \right) \quad (9)$$

siendo la temperatura del fluido, T_f , calculada como la media logarítmica entre la entrada y la salida del pasaje, según:

$$T_f = \frac{T_e - T_s}{\ln \frac{T_e}{T_s}} \quad (10)$$

El valor de la exergía destruida por la superficie (E_{dset}) por causa de la fricción y del intercambio térmico es expresada por la ecuación 11, siendo $T_0=298\text{K}$ el valor de la temperatura escogida como referencia,

$$E_{\text{dest}} = \left[Q \frac{T_f - T_p}{T_f T_p} + \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho T_f} \right] T_0 \quad (11)$$

El cálculo se realiza de manera iterativa, pues la temperatura de la pared es supuesta y se obtiene la convergencia cuando el calor por convección, dado por la ecuación 7, es igual al calor calculado según:

$$Q = kF \Delta T_{\log} \quad (12)$$

donde k es el coeficiente de transferencia de calor entre la superficie y el fluido y F es el área de transferencia de calor del canal o pasaje.

Si se divide el valor de la exergía destruida por la superficie de intercambio de calor cuando son usados generadores de vórtices longitudinales en las aletas (E_{dest}) por el mismo término, pero cuando la superficie no está intensificada (E_{dest0} superficie lisa), entonces el resultado será un valor que, de ser inferior a la unidad, significaría que es ventajoso el uso de la técnica de intensificación. Por el contrario, un resultado mayor que uno significa que no es conveniente el uso de la técnica de intensificación. La relación referida anteriormente está definida en la ecuación 13 y en lo adelante será llamada tasa relativa de destrucción de exergía.

$$N_{\text{exe}} = \frac{E_{\text{dest}}}{E_{\text{dest0}}} \quad (13)$$

Adicionalmente, se considera otro parámetro (ϕ en la ecuación 14), expresado en por ciento, que relaciona la entropía generada por la fricción con la generada por el intercambio térmico. El objetivo es tener información acerca de cuál de las dos irreversibilidades, la interna, caracterizada por la fricción, o la externa, caracterizada por el intercambio térmico, es la que decide sobre el comportamiento de la superficie.

$$\phi = \frac{\dot{S}_{\Delta p}}{\dot{S}_{\Delta T}} (100) \quad (14)$$

Análisis de los Resultados

A continuación se presenta el resultado de la aplicación de esta metodología para los diferentes modelos de intercambiador de calor estudiados en el trabajo.

En la figura 6 se puede observar cómo la exergía destruida por la superficie disminuye en la medida que el número de Reynolds, definido a partir del diámetro hidráulico del canal según Kay and London[9], aumenta para todos los espaciamentos transversales adimensionales estudiados; el motivo de este comportamiento es el aumento del valor del coeficiente de transferencia de calor con el número de Reynolds.

Lo anterior se manifiesta con mayor intensidad cuando la superficie está intensificada que cuando no lo está (superficie lisa). Se debe recordar que la relación Nu/Nu_0 aumenta con el número de Reynolds, como se vió en la sección anterior; al mismo tiempo, el aumento de las pérdidas de presión, expresado por una relación f/f_0 mayor que la unidad, no consigue superar el efecto del aumento del número de Nusselt.

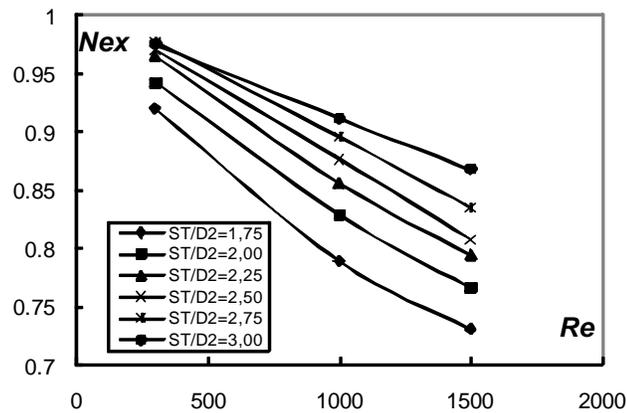


Figura 6. N_{ex} vs Re para diferentes S_T/D_2

Adicionalmente, en la medida que el número de Reynolds va creciendo, la relación f/f_0 va disminuyendo. Lo anterior se puede interpretar como un efecto ventajoso de los generadores de vórtices, pues estos consiguen intensificar la transferencia de calor y al mismo tiempo ejercen una influencia positiva sobre la fricción. Esta influencia, que consiste en un aumento del factor de fricción en una magnitud menor que la alcanzada por el coeficiente de transferencia de calor, crece en la medida que se incrementa la velocidad del flujo. Debe destacarse que la analogía de Reynolds plantea que existe una relación directa entre el valor del coeficiente de transferencia y el arrastre sobre la superficie.

Se presentan en la figura 7 los valores de la tasa relativa de exergía destruida para cada uno de los modelos. Con el aumento del espaciamento transversal adimensional la exergía destruida por la superficie intensificada crece, según puede ser apreciado en la figura. La causa de este comportamiento está en el hecho de que la intensificación de la transferencia de calor es menor cuando el espaciamento transversal crece, pues es menor el peso relativo del área intensificada sobre el área total de la aleta.

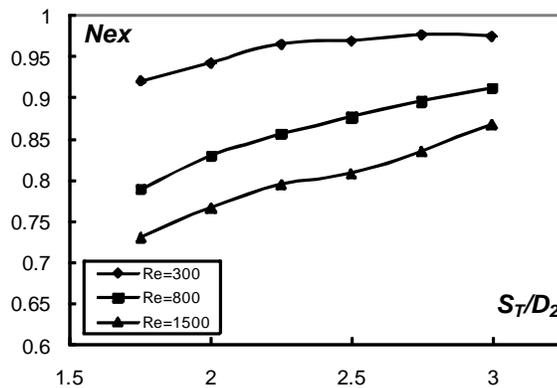


Figura 7. N_{ex} como función de S_T/D_2 vs Re

Lo anterior produce una mayor diferencia de temperatura entre el fluido y la pared que la que presentan los modelos con menor espaciamiento transversal. La disminución que ocurre en la razón f/f_0 con el aumento de S_T/D_2 no consigue predominar y el resultado neto es un aumento en la exergía destruida. Los valores de ϕ para los modelos estudiados nunca superaron el 20%, según Pérez[4].

Conclusiones

1. Una de las principales conclusiones que pueden extraerse de este trabajo es la posibilidad de utilizar la Segunda Ley de la Termodinámica como herramienta de comparación entre superficies de intercambio de calor, cuando se quiere evaluar el desempeño de las mismas.
2. Como resultado de la comparación entre las superficies con y sin la presencia de generadores de vórtices longitudinales, a partir de los valores de la exergía destruida por la fricción y el intercambio térmico con diferencia finita de temperaturas, se puede concluir que todas las superficies analizadas en este trabajo destruyen menos exergía cuando son intensificadas mediante el uso de generadores de vórtices, que con la misma superficie en condición lisa, como indican los valores de N_{ex} inferiores a la unidad para todos los modelos.
3. La utilidad de los generadores de vórtices como elementos intensificadores de la transferencia de calor ha sido probada utilizando la exergía destruida como indicador de desempeño. Se demuestra que el espaciamiento transversal, cuando es menor, produce mejorías en el desempeño general, pues la exergía destruida disminuye.
4. Finalmente, debe ser destacado el menor peso relativo de la exergía destruida por la fricción frente a la que es destruida por el intercambio térmico, pues el factor ϕ es siempre menor que 20%. Lo anterior justifica por qué la razón Nu/Nu_0 es la que determina fundamentalmente en el desempeño de estos modelos.

Referencias

1. Henze, M., Wolfersdorf, J. V., *et al.* "Flow and Heat Transfer Characteristics Behind Vortex Generators-A Benchmark Dataset". *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2011, vol. 32, p. 318-328. ISSN 0142-727.
2. Çengel, Y. A. y Boles, M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 5th ed. New York: McGraw-Hill, 946 p. p. 334-385. ISBN 978-0070606593.
3. Burkova, V. K., Medvedskii, V. P., *et al.* "Studies of Heat Transfer and Aerodynamics in Bundles Assembled from Oval Tubes". *Thermal Engineering. Pleiades*. 2010, vol. 57, nº 3, p. 227-231. ISSN 0040-6015.
4. Pérez, R. B. y González, J. J. "Análisis Exergético Comparativo entre Superficies de Intercambio de Calor". En: *Congreso Internacional de Energía Renovable*. La Habana. 2009. p. 235-239.
5. Pérez, R. B. y Yanagihara, J. I. "Thermal and Friction Characterization of Compact Heat Exchanger with One and Two Rows of Elliptical Tubes". En: *Experimental Heat Transfer, Fluid mechanics and thermodynamics 2001*. Greece. 2001.
6. Bejan, A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. New York: John Wiley and Son, 1988. 485 p. ISBN 10-0471148806.
7. González, J. J. "Investigação Experimental da Influência de Geradores de Vórtices em Trocadores de Calor Compactos com Duas Fileiras de Tubos em Arranjo Alternado". Tutor: Yanagihara, J. I. Tesis Doctoral. Departamento de Engenharia Mecânica. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Sao Paulo. Brasil. 1999.
8. Yanagihara, J. I. y González, J. J. "A Parametric Study Of Vortex Generators In Compact Heat Exchangers With Finned Elliptical Tubes". En: *Experimental Heat Transfer, Fluid mechanics and Thermodynamics 2005*. Japan. 2005.
9. Kays, W. M. y London, A. L. *Compact Heat Exchangers*. 3th ed. New York: McGraw-Hill, 335 p. ISBN 978-1575240602.

Rubén Borrajo-Pérez, Diego Quintero-Cabrera, Juan José González-Bayón

Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría.

Centro de Estudio de Tecnologías Energéticas Renovables. CETER. Cuba

E-mail: rborrajo@ceter.cujae.edu.cu, diego@ceter.cujae.edu.cu, jjgbayon@ceter.cujae.edu.cu