

Estudio comparativo de los métodos del cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos

Yevgen Pysmenny¹

Georgiy Polupan²

Ignacio Carvajal-Mariscal²

Florencio Sánchez-Silva²

¹Universidad Técnica Nacional de Ucrania,
Facultad de Termoenergética, Kyiv.
UCRANIA.

²Instituto Politécnico Nacional,
Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
(ESIME Zacatenco),
Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada,
México, DF.
MÉXICO.

Correo electrónico: polupan@ipn.mx

Recibido el 24 de octubre de 2008; aceptado el 4 de abril de 2009.

1. Resumen

El objetivo principal de este estudio analítico es investigar la transferencia de calor de bancos de tubos en flujo transversal en las condiciones límites termales. Por esta razón, un volumen de control es seleccionado a partir de la cuarta fila de un tubo como una célula típica para estudiar la transferencia de calor en un arreglo en línea o en triángulo. Un método integral de análisis de capa límite es empleado para derivar expresiones de forma cerradas para el cálculo de transferencia de calor medio en los tubos de un banco, que puede ser usado para un amplio rango de parámetros incluyendo el paso longitudinal, el paso transversal, el número de Reynolds y Prandtl. Los modelos para arreglos en línea y en triángulo son aplicables para usar sobre un amplio rango de parámetros cuando determinamos la transferencia de calor en bancos de tubos.

Palabras clave: banco de tubos, arreglo de tubos, transferencia de calor por convección forzada.

2. Abstract (Comparative Study of Heat Transfer Calculating Methods for Tube Banks)

The main objective of this analytical study is to investigate heat transfer from tube banks in cross flow under sothermal boundary condition. For this purpose, a control volume is selected from the fourth row of a tube as a typical cell to study the heat transfer from an in-line or staggered arrangement. An integral method of boundary layer analysis is employed to derive closed form expressions for the calculation of average heat transfer from the tubes of a bank, that can be used for a wide range of parameters including longitudinal pitch, transverse pitch, Reynolds and Prandtl numbers. The models for in-line and staggered arrangements are applicable for use over a wide range of parameters when determining heat transfer from tube banks.

Key words: tubes bank, tubes arrangement, forced convection, heat transfer.

3. Introducción

La transferencia de calor en bancos de tubos con flujo cruzado es importante para el diseño de intercambiadores de calor. En los bancos de tubos un fluido se mueve sobre los tubos, mientras que un segundo fluido a una temperatura diferente corre por el interior de los tubos. Las filas de tubos de un banco están escalonadas (arreglo triangular) o alineadas (arreglo en cuadro). La configuración del banco de tubos se caracteriza por el diámetro exterior del tubo (D) y por el paso (separación) transversal S_1 y el paso (separación) longitudinal S_2 medidas entre los centros de los tubos (figuras 1 y 2).

Las correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos lisos se basan en los números adimensionales de Nusselt (Nu), Reynolds (Re) y Prandtl (Pr) [1]:

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{(h \cdot D)}{k_f} \\ Pr &= \frac{C_p \mu}{k} = \frac{v}{\alpha} \\ Re_D &= \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{UD}{\nu} \end{aligned} \quad (1)$$

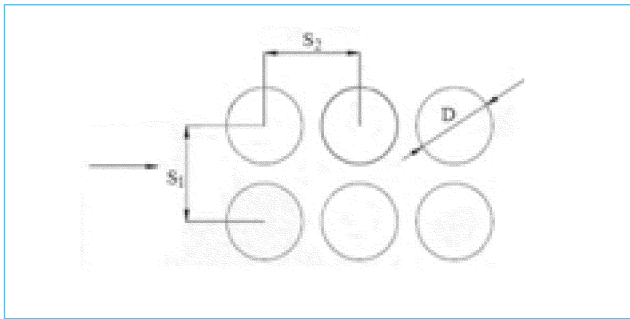


Fig. 1. Banco de tubos con arreglo en cuadrado.

donde: k es el coeficiente de conductividad térmica (W/mK), μ es la viscosidad dinámica (kg/ms), D es el diámetro de los tubos (m); U es la velocidad (m/s); C_p es el calor específico a presión constante (kJ/kgK); ρ es la densidad (kg/m³); ν es la viscosidad cinemática (m²/s); α es la difusión (m²/s).

Algunos autores, incluyendo Incropera [1], Kays y London (1964) [2], Zukauskas (1972) [3], Houzen (1983) [4], Zukauskas y Ulinskas (1988) [5], Holman (1992) [6] y Kreith (1993) [7] han publicado libros sobre la dinámica del flujo y la transferencia de calor en cilindros, bancos de tubos lisos y series de cilindros aletados. El paso del flujo sobre un cilindro circular y los bancos de tubos han sido investigados numéricamente por numerosos autores. Launder (1978) [8], Fujii (1984), Dhaubhadel (1987), Wung (1989), Beale (1992 y 1998) [12, 13] y Wilson (2000) [14], quienes estudiaron la influencia del número de Reynolds sobre el punto de separación, la fricción de la superficie, la distribución de presión así como la velocidad local alrededor de cilindros y tubos.

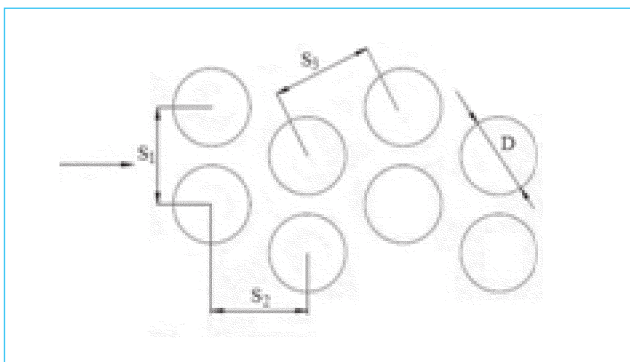


Fig. 2. Banco de tubos con arreglo triangular.

Este estudio se realizó para analizar la variación del exponente n (Re^n) respecto de los pasos longitudinal y transversal (S_1/S_2) para bancos de tubos lisos de 10 filas de tubos con arreglo en triángulo en el intervalo de $Re = 5\ 000$ a $25\ 000$ y para las relaciones $S_1/S_2=1.0$; 1.5 y 2.0 .

4. Métodos de cálculo

Basado en los datos experimentales pertinentes, disponibles hasta 1933, Colburn [15] propuso una correlación simple de transferencia de calor para flujo a través de bancos de tubos en arreglo triangular:

$$\overline{Nu}_D = 0.33 Re_{D,max}^n Pr^{1/3} \quad (2)$$

Esta correlación funciona bien para 10 ó más filas de tubos en el arreglo triangular y en el intervalo de $10 < Re_D < 40\ 000$.

Grimison (1937) [16], Hüge (1937) [17], Pierson (1937) [18], Omohundro *et al.* (1949) [19], Bergelin *et al.* (1949, 1950, 1952) [20, 21, 22], Jones y Monroe (1958) [23], Gram *et al.* (1958) [24], Zukauskas (1972) [3], Aiba *et al.* (1981, 1982) [25, 26] y Zukauskas y Ulinskas (1988) [5], reportaron datos extensos experimentales sobre la transferencia de calor durante flujo viscoso a través de los bancos de tubos en línea y en triángulo para diferentes condiciones.

Grimison [16] estudió las características de bancos de tubos con arreglo en triángulo y en línea, obteniendo la siguiente correlación:

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_D^n Pr^{1/3} \quad (3)$$

La correlación es válida para un número de filas $N_1 \geq 10$ en un intervalo de $2\ 000 < Re_D < 80\ 000$ y para $Pr = 0.7$. Las propiedades de esta correlación fueron evaluadas a la temperatura promedio entre la superficie y el fluido. En la ecuación (3) los coeficientes C_1 y n se obtienen de una tabla en donde se relaciona el paso transversal y el paso longitudinal con el diámetro. De acuerdo con esa tabla C_1 y n , aumentan y disminuyen respectivamente cuando la relación S_1/S_L se está incrementando. Esto significa que en la metodología de Grimison [16] influye la geometría del banco de tubos, y cuanto mayor sea la distancia longitudinal con respecto a la transversal, será mayor el número de Nusselt y por consiguiente será mayor el coeficiente de convección. Por esto, para aplicar la metodología de Grimison [16] se tendrá que conocer la geometría y espacio disponible de trabajo.

La correlación propuesta por Zhukauskas [3] tiene la siguiente estructura:

$$\overline{Nu}_D = C Re_D^n Pr^{0.36} \left[\frac{Pr}{Pr_s} \right]^{1/4} \quad (3)$$

Válida para un número de filas $N_L \geq 20$ en un intervalo $0.7 < Pr < 500$ y de $1000 < Re < 2 \times 10^6$. Todas las propiedades se evalúan a la temperatura media logarítmica (LMTD), entre la entrada y la salida, excepto Pr_s que es evaluado a la temperatura de la superficie. La constante C para la correlación de Zhukauskas [3] depende del arreglo, la tabla propuesta por Zhukauskas [3] marca que para una relación S_T/S_L con tendencia a incrementar, el valor de C aumenta, con valores inferiores e iguales de 2 y a valores mayores de 2 el valor de C permanece constante, y el valor de n permanece constante para ambos casos.

Wung y Chen [11] validaron las ecuaciones de Zhukauskas [5] utilizando una solución numérica para régimen laminar de $50 < Re_D < 1000$ en el régimen de transición a $10^3 < Re_D < 2 \times 10^5$, donde el exponente n de Re_D varía de 0.55 a 0.73. Para bancos de tubos con arreglo en triángulo con $S_1/S_2 < 2$ la correlación es la siguiente:

$$\overline{Nu}_D = 0.35 \left[\frac{S_1}{S_2} \right] Re_D^{0.60} Pr^{0.36} \left[\frac{Pr}{Pr_s} \right]^{0.25} \quad (5)$$

Con $S_1/S_2 \geq 2$ la correlación es:

$$\overline{Nu}_D = 0.40 Re_D^{0.60} Pr^{0.36} \left[\frac{Pr}{Pr_s} \right]^{0.25} \quad (6)$$

Se puede ver que en la metodología de Wung y Chen [11] la configuración del banco de tubos influye significativamente en la transferencia de calor, de forma similar que la metodología de Zhukauskas [5].

Achenbach [6] amplió los datos para bancos de tubos en arreglo triangular para: $4.5 \times 10^5 < Re_D < 7 \times 10^6$ con paso relativo transversal $S_1/D = 2$ y paso relativo longitudinal $S_2/D = 1.4$, por lo que la correlación a la cual llegó es [6]:

$$\overline{Nu}_D = 0.0131 Re_D^{0.883} Pr^{0.36} \quad (7)$$

Los datos experimentales de Hüge y Pierson [17, 18] para ambos arreglos los llevaron a una ecuación de la forma:

$$\overline{Nu}_D = C Re_{D_{\text{máx}}} \quad (8)$$

Los valores de C y n se obtienen de la misma tabla que presenta la metodología de Grimison [16] que relaciona el paso transversal y el paso longitudinal con el diámetro.

Wilson en 2000 [14] usó el método de elementos finitos en 3D basado en una simulación numérica para modelar las características de transferencia de calor de bancos de tubos aletados en triángulos cortos. La simulación fue validada contra datos experimentales, y luego usada para estimar el coeficiente de transferencia de calor promedio para varias configuraciones de tubos aletados y números de Reynolds. Los autores propusieron la siguiente relación:

$$\overline{Nu}_D = C Re_{D_{\text{máx}}} \quad (9)$$

Esta relación se puede usar en el intervalo $3500 < Re_{D_{\text{máx}}} < 14000$. Donde los valores de C y n están dados en una tabla donde se encuentran relacionados el paso transversal y el paso longitudinal con el diámetro.

Tahat [27] estableció una relación general empírica para Nu promedio que puede ser usado tanto para arreglos en línea como para el triángulo.

$$Nu_D = 0.355 \left[\frac{S_T}{W} \right]^{0.0446} + \left[\frac{S_L}{L} \right]^{0.048} Re_{D_{\text{máx}}}^{0.585} \quad (10)$$

Más tarde en 2004 Khan repitió experimentos previos para un rango mayor de $Re_{D_{\text{máx}}}$, S_T/W y S_L/L , para conseguir relaciones separadas para los arreglos en línea y triangular [28].

En todas las metodologías desarrolladas para el cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos lisos [1-28] los coeficientes principales en las ecuaciones son C y n , y están dados en tablas para diferentes arreglos de los tubos. La única metodología del cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos donde C_q y el exponente n son funciones de los parámetros geométricos del banco de tubos aletados (X) está publicada en [29].

$$Nu_c = 1.13 C_q Re^n Pr^{0.33} \quad (11)$$

donde:

$$n = 0.7 + 0.08 \tanh(X) + 0.005 \Psi_A \quad (12)$$

$$C_q = (1.36 - \tanh(X)) \left[\frac{1.1}{\Psi_A + 8} - 0.014 \right] \quad (13)$$

$$X = \frac{S_1}{S_2} - \frac{1.26}{\Psi_A} - 2 \quad (14)$$

Las ecuaciones (11-14) están desarrolladas para bancos de tubos con aletas redondas, cuadradas o espirales. El parámetro

Ψ_A es el coeficiente de aletado y para aletas anulares es igual a:

$$\Psi_A = \frac{1}{2d \cdot S_A} (D^2 - d^2 + 2D\delta_2) + 1 - \frac{\delta_1}{S_A} \quad (15)$$

donde: d y D son diámetros del tubo externo y de aleta; δ es el espesor de aleta; S_A es la separación entre aletas.

El parámetro Ψ_A es la relación de áreas de intercambio de calor del tubo aletado y del tubo liso. Para un tubo liso el parámetro $\Psi_A = 1$.

5. Comparación de los métodos de cálculo de la transferencia de calor

En las figuras 3, 4 y 5 se muestran los resultados de los cálculos de la transferencia de calor usando las ecuaciones (1-10) para las cuales se tienen las mismas condiciones que el caso de estudio. Estas condiciones son: los tres bancos de tubos con arreglo triangular y relaciones de los pasos transversal y longitudinal 0.5, 1.0 y 1.5; diámetros exteriores de los tubos $d = 12.7\text{mm}$; fluido de trabajo externo –aire en condiciones estándar– $P = 1$ bar, $T = 293$ K.

Se puede ver que los resultados de algunos métodos tienen la misma tendencia, tal es el caso de Grimison [16], Zhukauskas [3, 5] y Tahat [27]. Esto se debe a que estas metodologías se basan directamente en la geometría del banco de tubos en el caso de Zhukauskas [5] y Grimison [16] haciendo uso de una tabla para obtener las constantes y Tahat directamente con su modelo presentado.

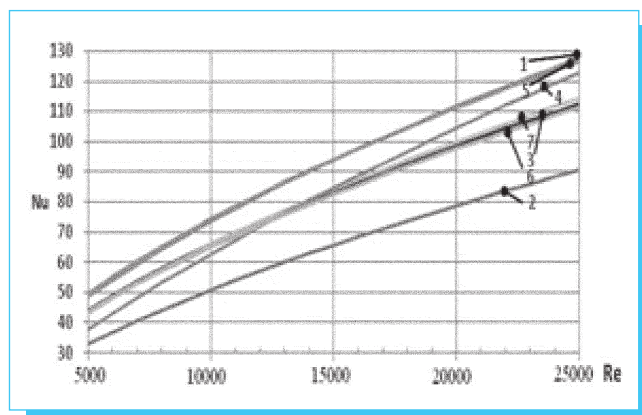


Fig. 3. Gráfica comparativa de las correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos lisos con arreglo en triángulo para relación de pasos $S_1/S_2 = 0.5$. 1. Colburn [15], 2. Wung y Chen [11], 3. Grimison [16], 4. Hamilton [29], 5. Huge y Pierson [17, 18], 6. Tahat [27], 7. Zhukauskas [5].

También se aprecia que las metodologías de Colburn [15] y Huge y Pearson [17, 18] son casi idénticas en su trayectoria, esto debido a que para $S_1/S_2 = 0.5$ la constante n para Huge y Pearson [17, 18] es de 0.58 y para Colburn [15] es de 0.6. Además, que la constante C tiene un valor promedio de 0.34 para ambas metodologías. Cuando $S_1/S_2 = 0.5$ se puede decir que ambas son idénticas. Se observa también que el método de Wung y Chen [11] presenta los menores valores de la figura 3. Esto se debe al anexo que se le hizo a su modelo que es la relación de distancias transversal y longitudinal. Se puede notar que es el mismo modelo que Zhukauskas [5], Colburn [15] y Grimison [16], pero con Wung y Chen [11] los valores de n y C son constantes y el valor que cambia es la relación de distancias $S_1/S_2 = 0.5$. Es por esto que se tiene un decremento en el valor de Nu para este arreglo de bancos de tubos.

Por último, la metodología de Hamilton presenta la pendiente más significativa, además, sus valores máximo y mínimo son similares a los valores promedio presentados por todas las metodologías. Se tiene un punto de intersección con algunas metodologías en el número de Reynolds con valor de 12 500. Esto es a consecuencia de que la constante n presentada en ésta metodología es mucho mayor y como ésta se encuentra en un factor de cambio exponencial provoca un incremento de la pendiente.

Es posible apreciar en la figura 4 que para una geometría de $S_1/S_2 = 1.0$ las diferencias entre los valores máximo y mínimo del número de Nusselt se acortaron sustancialmente. Además,

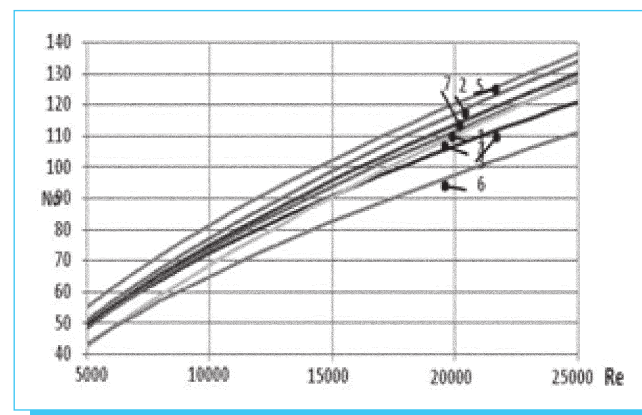


Fig. 4. Gráfica comparativa de las correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos lisos con arreglo en triángulo. Para una relación $S_1/S_2 = 1.0$. 1. Colburn [15], 2. Wung y Chen [11], 3. Grimison [16], 4. Hamilton [29], 5. Huge y Pierson [17, 18], 6. Tahat [27], 7. Zhukauskas [5].

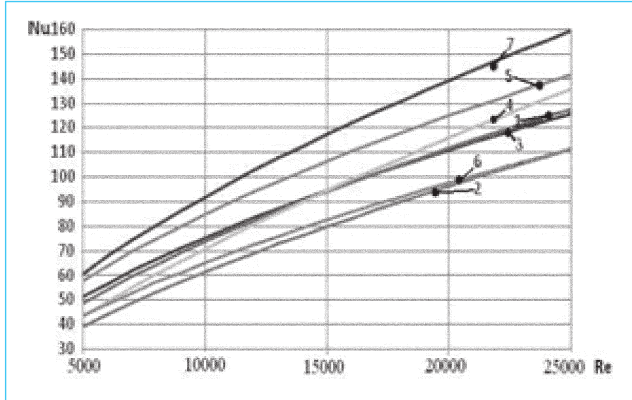


Fig. 5. Gráfica comparativa de las correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos lisos con arreglo en triángulo. Para una relación $S_1/S_2 = 1.5$. 1. Colburn [15], 2. Wung y Chen [11], 3. Grimison [16], 4. Hamilton [29], 5. Hoge y Pierson [17, 18], 6. Tahat [27], 7. Zhukauskas [5].

los resultados del método de Tahat [27] ahora son los que presentan los menores valores.

La figura 5 muestra que para una geometría de $S_1/S_2 = 1.5$ la mayoría de las curvas presentan una variación de los valores del número de Nusselt casi proporcional una con respecto a la otra, además que todas presentan la misma pendiente y los valores máximo y mínimo de nuevo vuelven a incrementarse.

En las tres figuras anteriores, como se había mencionado con anterioridad, la geometría de los bancos de tubos resulta ser de suma importancia en el comportamiento del número de Nusselt, puesto que se presentan tres configuraciones diferentes con relaciones de distancias de $S_1/S_2 = 0.5, 1.0$ y 1.5 y se obtuvo un incremento en Nu .

En la figura 6 se presenta la diferencia de los valores máximos y mínimos de Nu con respecto a Re , para bancos de tubos lisos con arreglo triangular. Se puede notar que esta diferencia cambia poco con respecto al aumento del número de Reynolds. Para $Re = 5000$, Nu presenta valores entre 34 y 50 (diferencia absoluta 16.8 y relativa 40.7%). Para $Re = 25000$, Nu tiene valores mínimos y máximos de 91 y 127 (diferencia absoluta 36.8 y relativa 33.7%).

En las figuras 7 y 8 se presentan los cálculos de la transferencia de calor en bancos de tubos con una relación de pasos $S_1/S_2 = 1.0$ y 1.5 . Se puede apreciar que para diferentes métodos del cálculo de transferencia de calor, publicados en libros de texto y en artículos recientes, los resultados difieren para los mismos bancos de tubos y bajo condiciones similares. Las

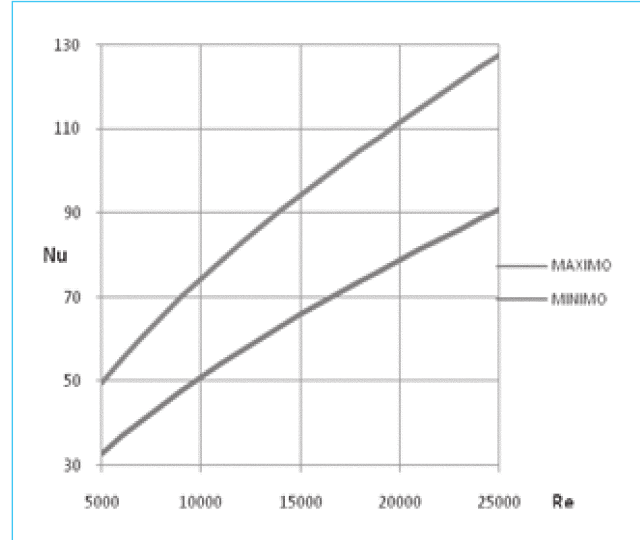


Fig. 6. Gráfica comparativa de las correlaciones máximas y mínimas para el cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos con arreglo en triángulo. Para una relación $S_1/S_2 = 0.5$.

diferencias absolutas en valores de números de Nusselt cambian de 12.5 a 48.0 y relativas de 21% a 48%.

Esto significa que el diseñador al aplicar estos diferentes métodos del cálculo, que fueron mostrados más arriba, del coeficiente de transferencia de calor, obtendrá como resultado

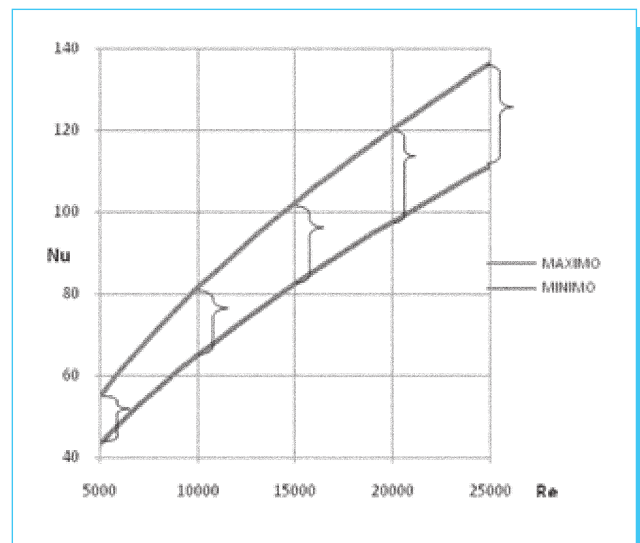


Fig. 7. Gráfica comparativa de las correlaciones máximas y mínimas para el cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos lisos con arreglo en triángulo. Para una relación $S_1/S_2 = 1.0$.

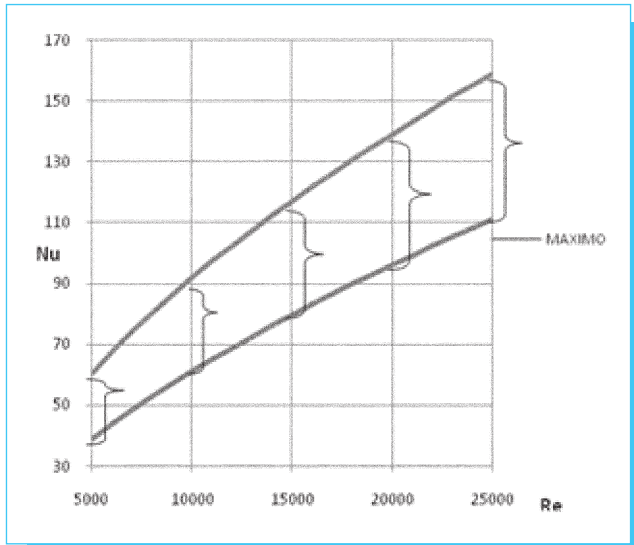


Fig. 8. Gráfica comparativa de las correlaciones máximas y mínimas para el cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos lisos con arreglo en triángulo. Para una relación $S_1/S_2=1.5$.

distintas áreas de transferencia de calor, con diferencias que irán de 30% a 50%.

6. Conclusiones

La transferencia de calor en bancos de tubos ha sido estudiada en los últimos 70 años tanto experimental como numéricamente. Sin embargo, los resultados de la transferencia de calor obtenidos para unas mismas condiciones usando varios métodos publicados, se diferencian de 20.3% hasta 48.0%. Esto puede repercutir en la sub o sobreestimación del coeficiente de convección y, por lo tanto, de todo el cálculo térmico del equipo de intercambio de calor.

Se concluye que no existe un método del cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos lisos capaz de determinar los coeficientes C y n usando ecuaciones que son función de la geometría del banco de tubos ($S_1/S_2, S_1/d, S_2/d$). Además, no existe algún método del cálculo de la transferencia de calor en bancos de tubos lisos para relaciones de pasos S_1/S_2 en el intervalo de 0.5 hasta 6.0.

7. Referencias

[1] F.P. Incropera y D.P. DeWitt, *Introduction to Heat Transfer*, John Wiley and Sons, Inc., New York, 2002.
 [2] W.M. Kays y A.L. London, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill, New York, 1964.

[3] A. Zukauskas, «Heat Transfer from Tubes in Cross Flow», *Adv. Heat Transfer*, **8** (1972) 93-160.
 [4] H. Hausen, *Heat Transfer in Counterflow Parallel Flow and Cross Flow*, McGraw-Hill, Inc, New York, 1983.
 [5] A. Zukauskas y R. Ulinskas, *Heat Transfer in Tube Banks in Crossflow*, Hemisphere, Washington, DC, 1988.
 [6] J.P. Holman, *Heat Transfer*, 7th ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1992, 307-310.
 [7] F. Kreith y M.S. Bohn, *Principles of Heat Transfer*, 5th ed., West Publishing Company, New York, 1993, 469-485.
 [8] B.E. Launder y T.H. Massey, «The Numerical Prediction of Viscous Flow and Heat Transfer in Tube Banks», *ASME J. Heat Transfer*, **100** (4) (1978) 565-571
 [9] M. Fujii y T. Fujii, «A Numerical Analysis of Laminar Flow and Heat Transfer of Air in an in-line Tube Bank», *Numer. Heat Transfer*, **7** (1984) 89-102.
 [10] M.N. Dhaubhadel, J.N. Reddy, D.P. Telionis, «Finite Element Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer for Staggered Banks of Cylinders in Cross Flow», *Int. J. Numer. Methods Fluids*, **7** (1987) 1325-1342.
 [11] S. Wung y C.J. Chen, «Finite Analytic Solution of Convective Heat Transfer for Tube Arrays in Cross Flow: Part II – Heat Transfer Analysis», *ASME J. Heat Transfer*, **111** (1989) 641-648.
 [12] S.B. Beale, *Fluid Flow and Heat Transfer in Tube Banks*, Ph.D. Thesis, Imperial College, London, 1992.
 [13] S.B. Beale, D.B. Spalding, «Numerical Study of Fluid Flow and Heat Transfer in Tube Banks with Streamwise Periodic Boundary Conditions», *Trans. CSME* **22** (4A) (1998) 397-416.
 [14] A.S. Wilson y M.K. Bassiouny, «Modeling of Heat Transfer for Flow Across Tube Banks», *Chem. Eng. Process.*, **39** (2000) 1-14.
 [15] A.P. Colburn, «A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparison with Fluid Friction», *Trans. Am. Inst. Chem. Eng.*, **29** (1933) 174-210.
 [16] E.D. Grimison, «Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases Over Tube Banks», *Trans. ASME*, **59** (1937) 583-594.
 [17] E.C. Hoge, «Experimental Investigation of Effects of Equipment Size on Convection Heat Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases Over Tube Banks», *Trans. ASME*, **59** (1937) 573-581.
 [18] O.L. Pierson, «Experimental Investigation of the Influence of Tube Arrangement on Convection Heat Transfer and Flow Resistance in Cross Flow of Gases over Tube Banks», *Trans. ASME* **59** (1937) 563-572.
 [19] G.A. Omohundro, O.P. Bergelin y A.P. Colburn, «Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes», *ASME J. Heat Transfer*, **71** (1949) 27-34.

- [20] O.P. Bergelin, E.S. Davis y H.L. Hull, «A Study of Three Tube Arrangements in Unbaffled Tubular Heat Exchangers», *ASME J. Heat Transfer*, **71** (1949) 369-374.
- [21] O.P. Bergelin, G.A. Brown, H.L. Hull, F.W. Sullivan, «Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes – III: A Study of Tube Spacing and Tube Size», *ASME J. Heat Transfer*, **72** (1950) 881-888.
- [22] O.P. Bergelin, G.A. Brown, S.C. Doberstein, «Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes – IV: A Study of the Transition Zone Between Viscous and Turbulent Flow», *ASME J. Heat Transfer*, **74** (1952) 953-959.
- [23] C.E. Jones y E.S. Monroe, «Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across In-Line Tube Banks: Part I – Apparatus, Procedures, And Special Effects», *ASME J. Heat Transfer*, **80** (1958) 18–24.
- [24] A.J. Gram, C.O. Mackey y E.S. Monroe, «Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across In-Line Tube Banks: Part II – Correlation of Data for Ten Row-Deep Tube Banks», *Trans. ASME*, **80** (1958) 25–35.
- [25] S. Aiba, H. Tsuchida y T. Ota, «Heat Transfer Around Tubes in In-Line Tube Banks», *Bull. JSME*, **25** (204) (1982) 919-926.
- [26] S. Aiba, H. Tsuchida y T. Ota, Heat Transfer Around Tubes in Staggered Tube Banks, *Bull. JSME*, **25** (204) (1982) 927-933.
- [27] M.A. Tahat, Z.H. Kodah, B.A. Jarrah y S.D. Probert. «Heat Transfer From Pin-Fin Arrays Experiencing Forced Convection», *Applied Energy*, Vol. 67, pp. 419-442, 2000.
- [28] W.A. Khan, *Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer for Optimization of Pin-Fin Heat Sinks*, Ph.D. Thesis, University of Waterloo, Canada, 2004.
- [29] Ye. Pysmenny, G Polupan, I. Carvajal Mariscal y F. Sanchez Silva. *Manual para el Cálculo de Intercambiadores de Calor y Bancos de Tubos Aletados*. Ed. Reverté, 2007.

Periódica

Índice de Revistas Latinoamericanas en Ciencias

<http://www.dgbiblio.unam.mx/>

http://132.248.9.1:8991/F/-/?func=find-b-0&local_base=PER01