

Efecto del cambio de corrugado en aletas helicoidales sobre el coeficiente de transferencia de calor por convección

Effect of the change the corrugated in helical fins on the coefficient the heat transfer for convection

López, Emilio*; Iturriza, Hermes; Maduro, Rubén y García, Hugo

Departamento Física Universidad Pedagógica Experimental Libertador

Instituto Pedagógico "Rafael Alberto Escobar Lara"

*nikoclaudia5464

Simeón, Rolando y Batista, Raydel

Universidad de Holguín Oscar Lucero Moya. Facultad de Ingeniería. Dpto. de Mecánica

Cuba-Holguín

Recibido: 17-10-09

Revisado: 14-09-10

Resumen

En la industria se utilizan diferentes tipos de intercambiadores de Calor tales como los Tubos Carcasa y los de Flujo Cruzado. Entre los de Flujo Cruzados podemos encontrar equipos fabricados con diferentes tipos de superficies extendidas. En esta investigación se trabajó con aletas helicoidales a las cuales se les modificó su superficie utilizando para esto el corrugado. En este caso en particular se compara el efecto sobre el coeficiente de transferencia de calor por convección (h) de dos niveles de corrugados (COR1 y COR2). Esta modificación de la superficie se realizó con el fin de incrementar el coeficiente de transferencia de calor por convección (h). Este trabajo presenta los resultados experimentales obtenidos por ensayos realizados con diferentes intercambiadores de calor tipo Flujo Cruzado, los cuales fueron sometidos a pruebas específicas considerando un corrugado COR1, además, del número de aletas por pulgadas. Los resultados experimentales obtenidos muestran que el corrugado sobre la superficie de las aletas aumenta notablemente la magnitud del coeficiente de transferencia de calor por convección y la caída de presión, comparado con los valores que se obtienen para aletas anulares lisas referidas en diferentes trabajos previos, funcionando bajo las mismas condiciones de operación. Adicional a esto, se obtuvo que el COR1 mostró un incremento del coeficiente de transferencia de calor por convección superior al del COR2.

Palabras clave: Transferencia de calor, aletas, helicoidal, corrugado.

Abstract

In the industry are used different heat exchangers types as those the shell tubes and the cross flow. Among the crossed flow we can find equipment manufactured with different fins types or extended surfaces. In this investigation, one worked with helical fins whose surface was modified with corrugations were used. In this opportunity, the effect is compared on the coefficient of transfer of heat by convection (h) of two corrugated levels (COR1 and COR2). Modification purpose is to increase convective heat transfer coefficient h . This work shows the data obtained as a result of tests carried out with several cross flow heat exchangers which were tested using a COR1 corrugated, besides, the number of fins per inch. The experimental results obtained show that the corrugated on the surface of the fins it increases the magnitude notably of the heat transfer coefficient for convection and pressure drop, compared with flat fins O-ring type values mentioned in different references, working under same conditions. Additional to this, it was obtained that the COR1 showed an increment the heat transfer coefficient for convection superior to that of the COR2.

Key words: Heat transfer, fins, helical, corrugate.

1 Introducción

La fabricación de intercambiadores de calor con aletas helicoidales corrugadas y tubos circulares es realizada por muy pocas empresas en Venezuela. En la Fig. 1 se presenta un modelo de la aleta helicoidal corrugada y la forma de los COR 1 y COR 2.

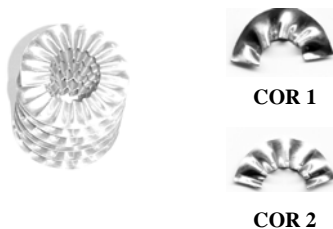


Fig. 1. Aletas helicoidales corrugado extendido COR 1 y COR 2

El diseño de estos equipos está basado en las metodologías para aletas anulares lisas, lo cual trae como consecuencia el sobre dimensionamiento del área de transferencia de calor.

Debido a que la producción de tubos circulares con aletas anulares lisas es lento y engorroso, surge la idea del proceso de fabricación de los tubos con aletas helicoidales con corrugado minimizado. Esto con el objetivo de que la aleta se parezca a un aleta anular lisa (López, 2003).

Desde hace varios años algunos investigadores han estudiado el incremento en la transferencia de calor para diferentes superficies aleteadas, incluidas las anulares, modificando para ello la superficie de la aleta. Esto se pone de manifiesto en los trabajos de (Mill, 1995); (Nir, 1991) y (Pacheco y col., 2001). Estudios realizados sobre el efecto del corrugado COR2 de aletas helicoidales para tubos circulares, demostraron que el coeficiente de transferencia de calor por convección del lado de las aletas se incrementa considerablemente comparado con aletas anulares lisas, así como también, la caída de presión (López, 2006).

En este sentido, se planteó como objetivo primordial determinar cuáles el efecto del corrugado COR1 en las aletas helicoidales sobre el coeficiente de transferencia de calor por convección y compararlo con el reportado para COR2. Como objetivos secundarios, se plantearon: a) Establecer la caída de presión generada por COR1. b) Desarrollar un modelo matemático que represente el fenómeno para COR1. c) Comparar con las metodologías existentes para aletas anulares lisas. d) Comparar los resultados con COR2.

Para lograr lo antes mencionado se procedió siguiendo el método descrito en (Kern, 1999) e (Incropera y DeWitt, 1996). Se diseñaron y fabricaron intercambiadores de calor con aletas de corrugado COR1 y se modificó el número de aletas por pulgadas, conservando fijas la altura de la aleta, el espesor, los materiales de fabricación así como el diámetro exterior del tubo y la fuerza de unión de las aletas con el tubo.

Los equipos tienen dimensiones tales que permiten obtener variaciones de temperaturas significativas para ser evaluadas. El corrugado de la aleta, está generado por un juego de engranajes, mientras que la cantidad de aletas se corresponde con el paso entre ellas. Los equipos fueron instalados en un banco de prueba (Fig. 2) y en el cual se sometieron a experimentación, este banco fue específicamente diseñado y fabricado para las condiciones requeridas en este proyecto y verificado su funcionamiento y capacidad de medición con un Intercambiador de Calor de tubos circulares sin aletas, siguiendo el diseño y fabricación referido por (McAdams 1954), (Taborek, 1985) y (Michael y Alex, 1999).

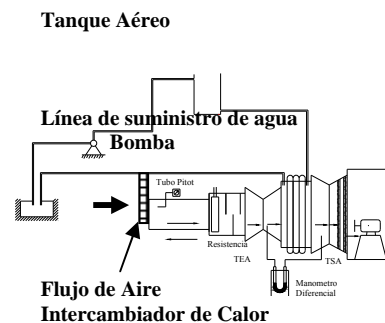


Fig. 2. Esquema del Banco de Prueba

Tales equipos fueron sometidos a distintas pruebas en las que se midieron la temperatura, presión y caudales requeridos para la evaluación del coeficiente de transferencia de calor del lado de las aletas y se consideraron los efectos en particular.

2 Objetivos generales

Determinar el efecto sobre el coeficiente de transferencia de calor por convección (h) en aletas helicoidales al variar el grado de corrugado desde COR 2 a COR1.

3 Marco experimental

Para lograr el objetivo planteado, se siguió el procedimiento empleado por (López, 2006) y se diseñaron y fabricaron Intercambiadores de Calor de área frontal de 400 x 400 mm. y de tres hileras en arreglo triangular variando el número de aletas por unidad de longitud. Los parámetros que se conservaron fijos fueron: la altura, espesor, el tipo de corrugado COR1, material de fabricación de la aleta así como el diámetro exterior del tubo y la fuerza de unión de las aletas, y cuyo número refiere el paso del engranaje con el cual se generó el corrugado.

En la tabla 1 se puede observar el paso del engranaje para COR1 y COR2. La cantidad de Aletas se corresponde con el paso entre las mismas.

Estos equipos fueron fabricados con los siguientes materiales:

- Material de Aleta: Aluminio 1100 O.
- Dimensiones: Altura 10 mm.
Espesor 0,41 mm.
- Material de Tubo: Aluminio ϕ 5/8 pulg. BWG 18.

Los Intercambiadores de Calor fueron colocados en el banco de prueba para su experimentación. En la Fig. 2 se presenta un esquema del banco de prueba. Este banco fue específicamente diseñado y fabricado para las condiciones requeridas en este proyecto y verificado su funcionamiento y capacidad de medición. Los equipos fabricados fueron sometidos a pruebas en las cuales se midieron la temperatura, presión y caudales requeridos para la evaluación del coeficiente de transferencia de calor del lado de las aletas. En la Fig. 3 se puede observar la aleta helicoidal con el corrugado minimizado y extendido y además los equipos fabricados para la experimentación.

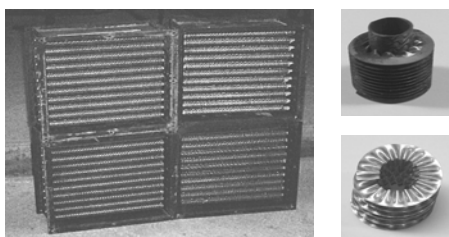


Fig. 3. Aletas helicoidales corrugado minimizado, corrugado extendido y equipos

Las gráficas son obtenidas a partir de los procedimientos referidos en (Kays et al., 1964) y El paso entre aletas se define en términos de la distancia que hay entre el inicio de una y el final de la siguiente. El intercambiador de calor fabricado con el engranaje COR1 y con un paso entre aletas de 3 mm. (8,41 aletas/pulg.), se le denomina COR 19. Este paso a su vez define el número de aletas por pulg.

Tabla 1. Paso de los engranajes

Tipo	Paso (mm)
COR1	8,684
COR2	7,422

Tabla 2. Paso y número de aletas

Paso (mm)	Número de Aletas/pulg.	Número de Referencia
5,5	4,62	5
4	6,4	7
3	8,41	9

Para simplificar la nomenclatura, en lugar de trabajar con la cantidad de aletas por pulgada, se opta por incorporar

lo que se denomina número de referencia, el cual corresponde a un número de aletas/pulg. (Tabla 2). Se fabricaron tres equipos de las series COR1. La instrumentación utilizada para el banco se conformó de la siguiente manera: Para la medición de las temperaturas se utilizó un sistema de adquisición de datos con capacidad de censar 16 puntos diferentes de temperatura con un rango de 20 a 150 °C. Para medir el caudal de aire (fluido calefactor) y agua (fluido refrigerante) se utilizó un tubo Pitot y un tubo de presión total, respectivamente, con su correspondiente curva de calibración Caudal vs. Altura. Para la caída de presión se emplearon manómetros diferenciales.

4 Resultados experimentales: COR1

A continuación se presentan los resultados experimentales obtenidos. En la Fig. 4 muestra que el coeficiente por convección obtenido para aletas helicoidales corrugadas COR15 es superior al calculado para aletas anulares lisas. En la fig. 5 se puede observar que la caída de presión para las aletas COR15 es superior al calculado para aletas anulares lisas. Estos valores representados en estas gráficas corresponden a 4,62 aletas/pulg.

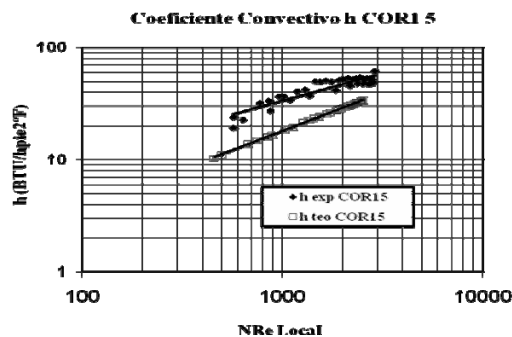


Fig. 4. Coeficiente de convección h caso COR15

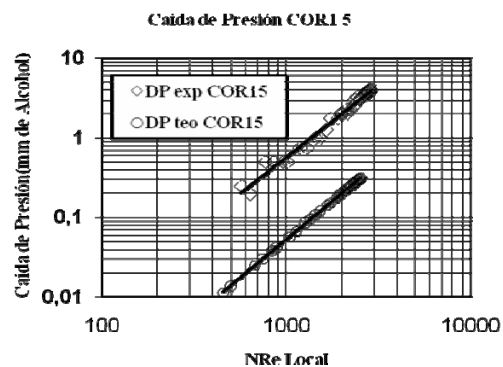


Fig. 5. Caída de presión caso COR15

Los valores de coeficiente convectivo y caída de presión para el caso COR17 (6,4 aletas/pulg.) se muestran en las Figs. 6 y 7, donde se puede observar que ambos valores son superiores para el caso de aletas corrugadas comparados con el de aletas anulares lisas para el mismo arreglo.

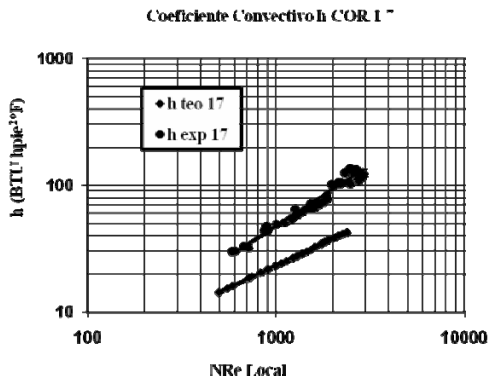


Fig. 6. Coeficiente de convección h caso COR17

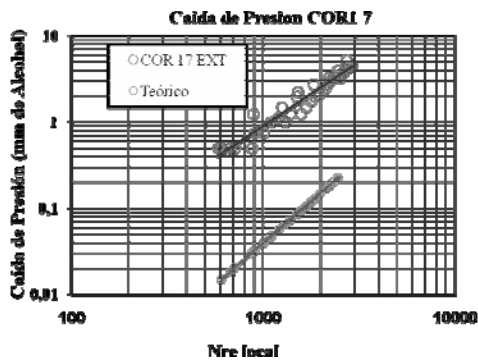


Fig. 7. Caída de presión caso COR17

En la gráfica de la Fig. 8 se muestra los resultados experimentales y teóricos obtenidos para el caso COR19 (8,41 aletas/pulg.). El coeficiente convectivo para aletas corrugadas resulta ser superior a los valores determinados para aletas anulares lisas utilizando los procedimientos sugeridos en las bibliografías básicas de transferencia de calor.

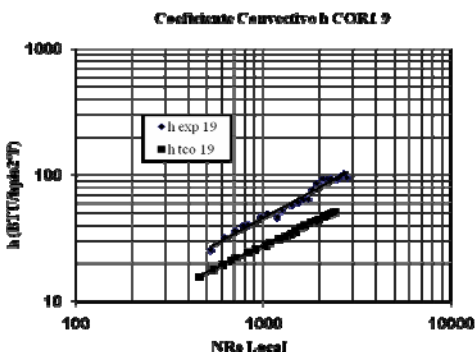


Fig. 8. Coeficiente de convección h caso COR19

En la Fig. 9, se representan los valores correspondientes de caída de presión para aletas corrugadas y aletas

lisas para el caso de 8,41 aletas/pulg. En esta gráfica se pone de manifiesto que la caída de presión para las aletas helicoidales corrugadas es superior al calculado para aletas lisas.

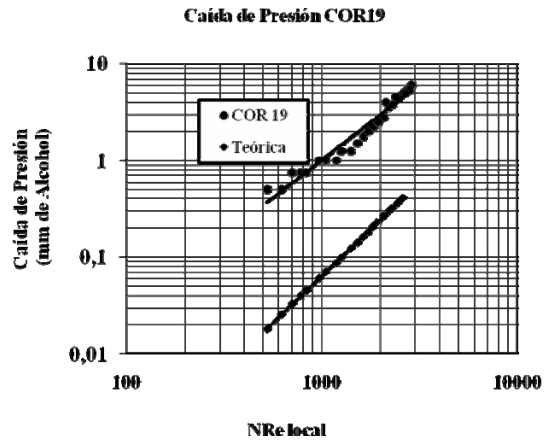


Fig. 9. Caída de Presión caso COR19

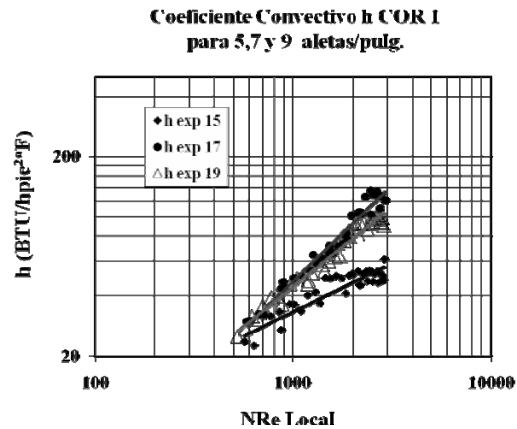


Fig. 10. Coeficiente de convección h caso COR1 5,7 y 9 aletas/pulg

En las siguientes gráficas de las Figs. 10 y 12 se presenta la comparación de todos los caso para aletas corrugadas COR1 5, 7 y 9 aletas/pulg. Se puede observar que de 5 a 7 aletas/pulg., el coeficiente por convección (h) aumenta, pero cuando se incrementa el número de aletas a 9 por pulg., este sufre un disminución de su magnitud. Esto se debe a que el conformado del corrugado COR19 no permite colocar más de 9 aletas/pulg., ya que las superficies de las aletas prácticamente se tocan disminuyendo la sección por donde circula el flujo másico del aire (medio calefactor), ver detalle en la Fig. 11. Para valores bajos de NRe no existe diferencia entre el coeficiente h para COR1, o sea, es independiente del número de aletas/pulg. Sin embargo, para valores NRe superiores a 2.000 la diferencia entre los casos es notoria y su incremento no es proporcional a ningún factor multiplicador.

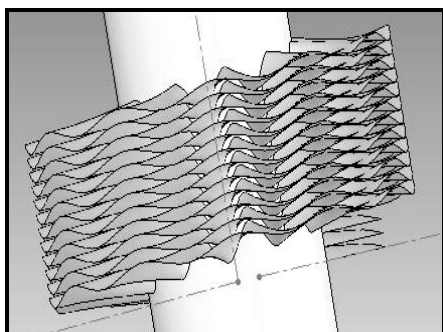


Fig. 11. Esquema de superficie de las aletas donde prácticamente se tocan, caso COR19

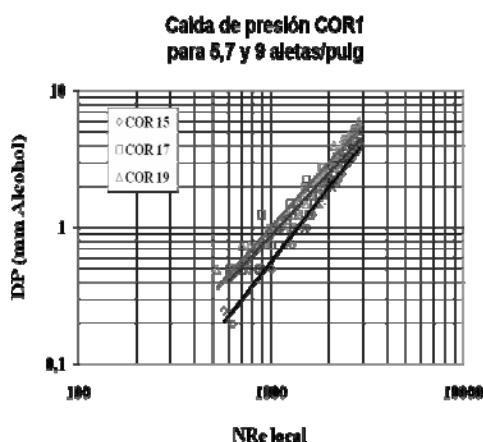


Fig. 12. Caída de presión caso COR1 5,7 y 9 aletas/pulg

Se puede observar en la gráfica de la Fig. 12, la variación de la caída de presión para los casos COR1 5,7 y 9 aletas/pulg., donde para valores de NRe menores a 2.000 la caída de presión es función directa del número de aletas/pulg., mientras que para NRe mayores es independiente.

5 Comparación COR1 y COR2

A continuación se mostrara como cambia la magnitud del coeficiente de transferencia de calor, cuando la superficie de la aleta es modificada con un corrugado de COR1 y comparada con el corrugado COR2.

En la siguiente gráfica de la Fig. 13, se muestra que los valores del coeficiente por convección h obtenidos para COR15 son superiores a los corresponden a COR25. Esto hace suponer que al aumentar el paso de los dientes del engranaje que conforma el corrugado, el coeficiente aumenta.

En la gráfica de la Fig. 14 se puede verificar que para valores número de Reynolds superiores a 100.000, la caída de presión a través del banco de tubos aleteados, es independiente del corrugado y para valores por debajo de 100.000 la caída de presión es mayor para COR15 que para COR25.

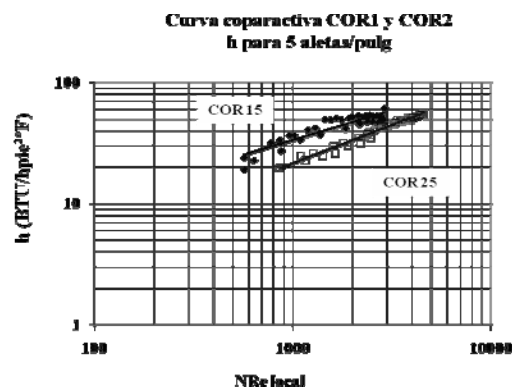


Fig. 13. Curva comparativa del Coeficiente de Traserencia de calor por convección h para caso COR15 y COR25

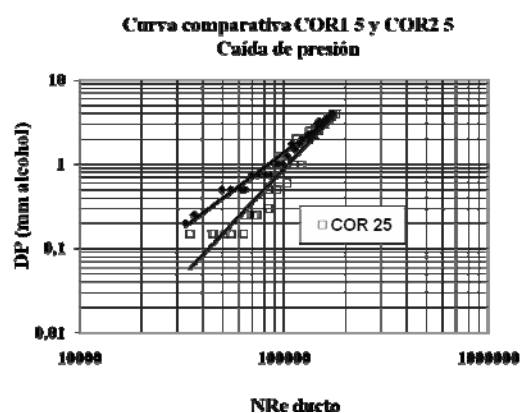


Fig. 14. Curva comparativa de Caída de Presión caso COR15 y COR25

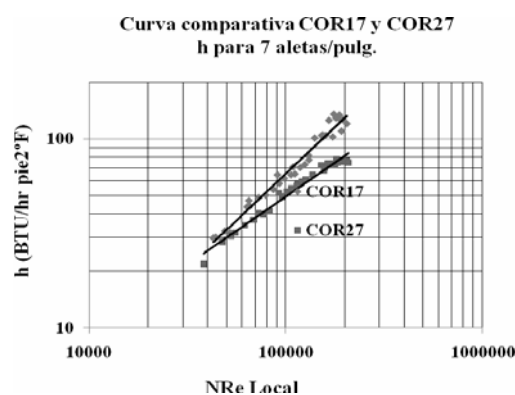


Fig. 15. Curva comparativa del coeficiente de transferencia de calor por convección h para caso COR17 y COR27

En el esquema de la Fig. 15 se puede analizar que para valores de NRe inferiores a 6.000 el coeficiente de transferencia de calor por convección h es independiente de COR17 y COR27 y para valores superiores de NRe h es mayor en magnitud para COR17. En el caso de la presión sucede lo contrario. Para valores menores de NRe a 150.000 la caída de presión es superior en el caso COR17 que para

COR27, esto se observa en la Fig. 16. Este mismo comportamiento se observa también para los casos COR19 y COR29, lo cual puede ser estudiado en las gráficas de las Figs. 17 y 18.

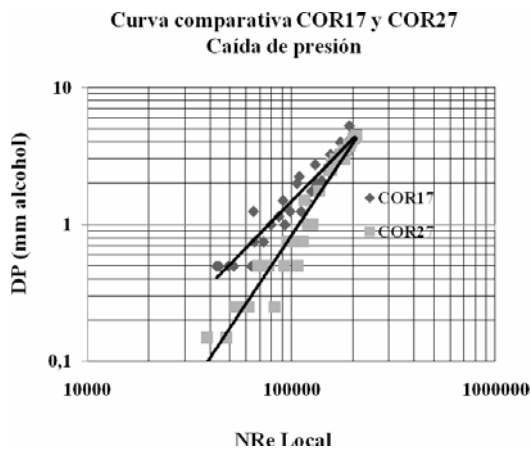


Fig. 16. Curva comparativa de Caída de Presión caso COR17 y COR27

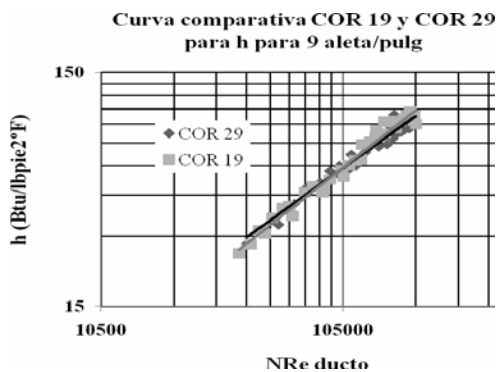


Fig. 17. Curva comparativa del Coeficiente de Transferencia de calor por convección h para caso COR19 y COR29

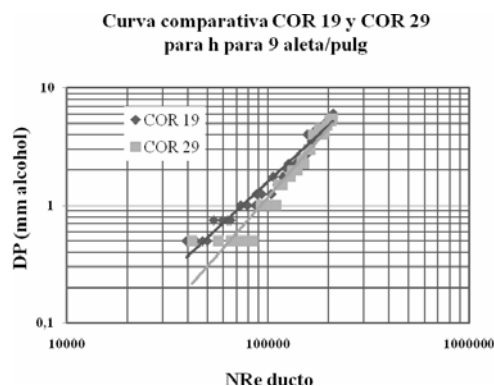


Fig. 18. Curva comparativa de caída de presión caso COR19 y COR29

6 Análisis de resultados

De los resultados se puede inferir lo siguiente: 1) el corrugado COR1 incrementa el coeficiente de transferencia de calor h y la caída de presión del lado del aire (superficie aleteada) comparando con los valores teóricos calculados con la metodología de diseño de aletas anulares lisas (Kern, 1999). 2) La caída de presión para valores de NRe superiores a 2.000 demuestra una tendencia a ser independiente del número de aletas/pulg. 3) Para valores de NRe menores de 1.10^3 se observa una tendencia a que el coeficiente de convección experimental ($hexp$) sea independiente del número de aletas; para valores superiores dependerá del tipo de corrugado, presentando una situación particular en el caso de COR19 donde se aprecia un disminución de la magnitud del coeficiente por convección h comparado con el caso COR17. 4) El incremento del coeficiente de transferencia por convección para valores bajos de Reynolds es superior al 50%, mientras que para valores altos supera el 90% obteniéndose incluso valores superiores a 2,6 veces del coeficiente correspondiente a aletas lisas. 5) El corrugado COR1 genero valores mayores de coeficientes por convección (h) que los obtenidos por COR2 para igual número de aletas/pulg, demostrando que para valores bajos del número de Reynolds es independiente del corrugado, mientras que para valores altos es dependiente del corrugado. 6) En cuanto la caída de presión se obtuvo que para valores bajos de NRe fue mayor para el caso COR1 comparado con COR2, sin embargo, para valores altos es independiente de COR1 y COR2. 7) Se observó que el coeficiente h para COR19 disminuye ligeramente comparado con los COR15 y COR 17 debido a la reducción significativa de área de flujo entre las aletas por las características geométricas del corrugado. 8) El banco utilizado para las pruebas experimentales de los distintos equipos, cumple con los estándares para un intercambiador de banco de tubos circulares sin aletas, el cual se encuentra en diferentes bibliografías de transferencia de calor. La Incertidumbre en el Banco de Prueba está en el orden de 7,5 % para valores pequeños de coeficientes de convección h y de 3,45% para valores grandes.

7 Correlaciones matemáticas

Siguiendo la metodología empleada por (López, 2006), se presentan las correlaciones matemáticas en función de parámetros del número de Reynolds número Prandtl, constantes y propiedades de los fluidos.

$$h = c * \frac{k}{D} * R_e^n * Pr^{1/3} \quad (1)$$

$$f = C_f R_e^m \quad (2)$$

Donde k es la conductividad térmica del aire, Re el número de Reynolds local, Pr es el número de Prandtl y D es el diámetro interno de los tubos. Las variables c , n , C_f y m son constantes de las ecuaciones 1 y 2, tabuladas en las Tablas 3 y 4.

Tabla 3. Constantes para la Ecuación del Coeficiente h COR2

	R Coeficiente convectivo h	R Coeficiente fric- ción f
COR15	0.9053	0.9902
COR17	0.9834	0.9634
COR19	0.9860	0.9803

Valores válidos para intervalos de Reynolds local comprendidos entre $500 \leq N Re \leq 4.000$ y para la tabla número 4 los valores válidos para intervalos de Reynolds local comprendidos entre $100 \leq N Re \leq 10.000$.

Los valores de estas constantes fueron obtenidos con un procedimiento matemático relativamente sencillo, igualando la ecuaciones (1) y (2) a ecuaciones potenciales y despejando de éstas las constantes.

Tabla 4. Constantes para la ecuación del coeficiente de fricción COR2

	C	n
COR15	3.18634	0.4881
COR17	0.1744	0.9612
COR19	0.4767	0.8067

8 Coeficientes de correlación

Los coeficientes R obtenidos para las correlaciones matemáticas, tanto para el coeficiente de convección (h) como para (f) el coeficiente de fricción, reflejan una correlación positiva entre las variables. Estos coeficientes se muestran en la Tabla 5.

Tabla 5. Coeficiente de correlación R para COR2

	C_f	m
COR15	1.3234	-0.2459
COR17	29.894	-0.5172
COR19	21.701	-0.4361

Esto demuestra que los valores obtenidos en los incrementos de los coeficientes h no se deben a la incertidumbre del banco.

9 Conclusiones

En el presente trabajo de investigación se pudo verificar experimentalmente lo que ya se había planteado en el trabajo reportado por (López, 2006), que al modificar la superficie de las aletas helicoidales se incrementa el coeficiente de transferencia de calor h y la caída de presión, en el sentido del aire, comparando con los valores teóricos referidos en las bibliografías para aletas anulares lisas. En la comparación de los caso COR1 y COR2, se puede concluir que los valores de coeficiente y de caída de presión para el primero son superiores a los reportados para COR2 y se podría presumir que al aumentar el paso entre dientes de los engranajes con los que se realizan el corrugado, se aumenta el coeficiente y la caída de presión. En el ensayo realizado, al incrementar el número de aletas/pulg desde 5 a 7 se demostró que tanto el coeficiente como la caída de presión aumentan con la cantidad de aletas/pulg. En el experimento al añadir más aletas, o sea, de 7 a 9 por pulg, la caída de presión aumento comparado con COR17, pero se observó una ligera disminución de los valores del coeficiente h . Estos resultados sugieren que se deben diseñar y fabricar intercambiadores de calor tipo flujo cruzado utilizando tubos circulares con aletas especificadas para el caso COR17 por ser este el que presentó mayor coeficiente de transferencia de calor por convección. La incertidumbre propia del Banco de pruebas tiene poco efecto sobre los valores obtenidos de coeficiente de convección h . Las correlaciones matemáticas presentadas en este trabajo representan en buena medida el modelo del fenómeno físico estudiado, esto se confirma en los coeficientes de correlación calculados.

Referencias

- Incropera F, and DeWitt D, 1996, "Fundamentos de Transferencia de Calor." Prentice Hall, México, Cuarta Edición.
- Kays WM y London AL, 1964, Compact heat exchangers, McGraw Hill Book Company, New York.
- Kern D, 1999, "Procesos de Transferencia de Calor." Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. México, Trigésima Primera Reimpresión, Capítulo 16, pp.616-643.
- López PE, 2003, "Determinación Experimental del efecto del corrugado en aletas helicoidales sobre el flujo de calor" Universidad Simón Bolívar República Bolivariana de Venezuela Caracas.
- López PE., 2006, "Efecto del corrugado de las aletas helicoidales sobre el flujo de calor" Ciencia e Ingeniería. Facultad de Ingeniería de la ULA. República Bolivariana de Venezuela. Mérida. Vol 27, No. 3, pp. 129-135.
- McAdams WH, 1954, Heat transmission, 3a ed., McGraw Hill Book Company, New York.
- McClain, 2001, "Neural Network Analysis of Fine-tube refrigerating Heat Exchanger With Limited Experimental Data." International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.44, pp.763-770.
- Michael KJ y Alex V, 1999, Experimental investigation of

heat transfer and fluid in internally finned tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 1343-1351.

Mills AF, 1995, "Transferencia de Calor." IRWIN, España.

Nir A, 1991 "Heat Transfer and Friction factor Correlations for Cross flow Over Staggered Finned Tube Bank."

Heat Transfer Engineering., Vol. 12, N° 1 pp 43-58.

Pacheco VA, Mihir S, Yang KT, Rodney L, Tabor J, 1985, "Bond Resistance and Design Temperatures for High-Finned Tubes- A Reappraisal." The American Society of Mechanical Engineers, from Proceedings of the Thermal/Mechanical Heat Exchanger Design pp 49-58.