

Propuesta de modelo para el análisis térmico del enfriamiento de un paquete de tubos aletados en aerocondensadores

New proposal model for thermal analysis in the cooling of a bundle finned pipes in air-cooled condenser

MSc. Yanán Camaraza-Medina^I, Dr. José Luis Amoroz-Diez^{II}, Dr.C. Oscar M. Cruz-Fonticiella^I, Dr.C. Osvaldo F. Garcia-Morales^{III}

ycamaraza1980@yahoo.com

^I CEETA, Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas, Villa Clara, Cuba; ^{II} Institute of Energy Conversion, University of Delaware, Delaware, EUA; ^{III} Facultad de Ciencias Técnicas, Universidad de Matanzas, Matanzas, Cuba

Resumen

En este trabajo, se presenta un nuevo modelo para cálculos de transferencia de calor durante el flujo de aire a través del banco de tubos de aletas empleados en aerocondensadores (ACC). El modelo fue correlacionado con un total de 789 juegos de datos experimentales disponibles aportados por diez autores de prestigio reconocido en el área de investigación. El flujo de aire baña un paquete de tubos aletados con una inclinación de 45° a 60° respecto a la línea horizontal. Los estudios se realizaron para intervalos S_T/S_L entre 0,4 y 2, velocidad del flujo de aire de 0,1 a 100 m/s, una temperatura ambiente de 15 a 43 °C, la velocidad del viento incidente en la instalación entre 0 y 45 km/h, el diámetro exterior equivalente de los tubos desnudos entre 0,019 y 0,05 m, una altura de las aletas entre 2,7 y 7,9 mm, espesores de las aletas que oscilan entre 1,3 y 3,5 mm y un número de aletas por unidad de longitud del tubo entre 315 y 354. La desviación media encontrada fue de un 6,9 % en el 84,8 % de los datos experimentales correlacionados.

Palabras clave: flujo de aire, coeficiente de transferencia de calor, paquete de tubos aletados.

Abstract

In this paper, we present a new model for calculations of heat transfer during airflow over the finned tubes bank in air-cooled condenser systems (ACC). The model was correlated with 789 sets of available experimental data provided by ten authors of recognized prestige in the research area. The air flow bathes a package of finned tubes with an inclination of 45° to 60° with respect to the horizontal line. The studies were performed for S_T/S_L intervals between 0,4 and 2, airflow velocity of 0,1 to 100 m/s, an ambient temperature of 15 to 43 °C, the incident wind speed over the installation between 0 and 45 km/h, the outer equivalent diameter of the bare tubes between 0,019 and 0,05 m, a height of the fins between 2,7 and 7,5 mm, thicknesses of the fins ranging between 1,3 and 3,5 mm and a number of fins per unit tube length between 115 and 394. The mean deviation found was 6,9% in 84,8% of the correlated experimental data.

Keywords: airflow, heat transfer coefficient, fins tube bank.

Introducción

Es bien conocido que en un ciclo de potencia el intercambio de calor es un proceso decisivo en su eficiencia, ya que aproximadamente el 90 % del calor extraído del ciclo se hace a través del sistema de condensación. El calor de desperdicio proveniente de la turbina de vapor se libera a la atmósfera a partir

del sistema de enfriamiento, el cual, dependiendo de las condiciones ambientales realiza este intercambio a partir de sistemas de circulación de agua o enfriamiento directo con el medio ambiente [1].

En los ACC el agente refrigerante empleado es el aire. La teoría general de la transferencia de calor establece que el bañado transversal de un paquete de tubos o tubos solitarios es fuertemente dependiente del espesor de la película que contornea la porción posterior del tubo [2,3]. Esta problemática es conocida en la literatura como paradoja de *Schlichting*, sin embargo, en las fuentes disponibles y revisadas consultada apenas se dispone de una docena de trabajos que hayan tratado el bañado posterior de los tubos, de acuerdo a lo planteado por [5].

Los primeros intentos conocidos en resolver esta problemática datan del año 1927. Diversos autores de reconocido prestigio, mediante combinaciones de grupos adimensionales, coeficientes empíricos y suposiciones adicionales tuvieron en cuenta de forma aproximada el espesor de la capa límite y el coeficiente de arrastre generado en la turbulencia y la cantidad de transferencia de calor ocasionado por la disposición de las filas posteriores de tubos. De acuerdo a [6], el trabajo de Griminson y posteriormente el de Zhukauskas, se erigen como obras de referencia del tema, pero en ambos métodos se requiere dividir las zonas de aplicabilidad en una docena de regiones y a pesar de esta complejidad los valores obtenidos computan un error medio en el mejor de los casos de un 15 %. Todo esto es debido al déficit de la predicción del espesor de la película de la subcapa viscosa laminar [7,8] y a la no inclusión de su efecto en las expresiones empleadas.

Este problema se agrava aún más cuando el ángulo de incidencia toma componentes en dos direcciones, o sea, no resulta perpendicular al paquete de tubos, pues un análisis de rigor requiere de un tratamiento bidimensional del problema [9]. De todos los métodos conocidos y propuestos, es el método de Zukauskas quien brinda los mejores resultados en estos casos, sin embargo puede computar errores del orden del 30 %. Al disponerse de un grupo apreciable de cantidades experimentales reportadas por diversos investigadores, y siendo conocidas las limitaciones de los métodos actuales en la evaluación térmica de sistemas ACC por su porción externa, los autores se

impusieron la meta de desarrollar una expresión que resuelva parcialmente las limitantes de los métodos tradicionales y que permita de una forma amigable la obtención del coeficiente medio de transferencia de calor externo en este tipo de instalaciones.

Materiales y métodos

Bañado transversal de un tubo solitario aletado. Variación local del número de Nu

En general, el bañado transversal de cilindros solitarios (o un paquete de estos) trae consigo separación del flujo, lo cual es difícil de manejar en forma analítica. Por lo tanto, los flujos de ese tipo deben estudiarse de manera experimental o numérica. De hecho, el flujo a través de cilindros y paquetes de cilindros ha sido estudiado de manera experimental por numerosos investigadores y se han desarrollado varias correlaciones empíricas para la determinación del coeficiente de transferencia de calor [10-12]. El complicado patrón del flujo a través de un cilindro unitario aletado influye notablemente sobre la transferencia de calor. Muchas investigaciones han sido ejecutadas persiguiendo esclarecer este problema.

En la figura 1 son dados los valores promedios de los resultados experimentales reportados por [13]. En esta figura se proporciona la variación del número local de Nusselt Nu en función del ángulo φ , en la periferia de un cilindro solitario aletado bañado por un flujo cruzado y perpendicular de aire.

Un análisis detallado de la figura 1 y de las cantidades experimentales reportadas disponibles permite establecer que en el bañado transversal de un cilindro aletado por un flujo turbulento de aire, se forman dos regiones básicas dependientes del número adimensional de Reynolds, Re . La primera en el intervalo $4 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^5$ y la segunda en $10^5 < Re \leq 4 \cdot 10^5$.

En el primer intervalo el valor de Nu se inicia relativamente alto en el punto de estancamiento ($\varphi = 0^\circ$), alcanzando en este punto su valor máximo (Nu_{MAX}). Para $0^\circ < \varphi \approx 60^\circ$ el número de Nu presenta una tendencia decreciente muy próxima a una función lineal con pendiente negativa $m \approx -1,15$. En el intervalo $60^\circ < \varphi \approx 80^\circ$ la tendencia al decrecimiento sufre un cambio brusco de

pendiente tomando ahora $-5 < m \approx -6$. En ambos casos este decrecimiento es causado por el engrosamiento de la capa límite laminar. El punto $\varphi \approx 80^\circ$ es donde ocurre la separación del flujo laminar, y por lo tanto es lógico que el número de Nu alcance su valor mínimo, causando esto que también coincida en $\varphi \approx 80^\circ$ la presencia de un punto de inflexión positiva. En este punto se cumple que $Nu \approx (Nu_{MAX})^{0,84}$. Para $80^\circ < \varphi \leq 180^\circ$ el número de Nu presenta una clara tendencia al crecimiento, como resultado del mezclado intenso en la región del flujo separado (la estela). Este crecimiento sigue aproximadamente una línea de pendiente positiva $m \approx 1,15$ hasta $\varphi \approx 180^\circ$, en donde se cumple que $Nu \approx 0,9Nu_{MAX}$.

Sin embargo la segunda región $10^5 < Re \leq 4 \cdot 10^5$ su comportamiento difiere de la primera. En el primer intervalo el valor de Nu se inicia relativamente alto en el punto de estancamiento ($\varphi = 0^\circ$), alcanzando en este punto un valor elevado (Nu_0), pero no máximo como sucedió en la primera región. Para $0^\circ < \varphi \approx 90^\circ$ el número de Nu presenta una tendencia decreciente muy próxima a una función lineal con pendiente negativa $m \approx -1,8$. El punto $\varphi \approx 90^\circ$ es donde ocurre la separación del flujo laminar, y por lo tanto es lógico que el número de Nu alcance su valor mínimo y sea este punto a la vez un punto de inflexión. En este punto se cumple que $Nu \approx (Nu_0)^{0,92}$.

Para $90^\circ < \varphi \leq 120^\circ$ el número de Nu presenta una clara tendencia al crecimiento siendo guiado asintóticamente por una línea de pendiente positiva cuyo valor varía en los intervalos $12 \approx m \approx 14$. Este incremento del número local de Nu es debido a la transición de flujo laminar a turbulento. En $\varphi = 120^\circ$ es donde se localiza un máximo (Nu_{MAX}) y un segundo punto de inflexión, cumpliéndose que $Nu_{MAX} = (Nu_0)^{1,05}$. Para $120^\circ < \varphi \leq 140^\circ$ el número de Nu presenta un comportamiento decreciente pronunciado, no regido por una pendiente única, hasta llegar a $\varphi \approx 140^\circ$, punto en el cual se presenta el segundo mínimo del número local de Nu , cumpliéndose que $Nu = (Nu_0)^{0,98}$.

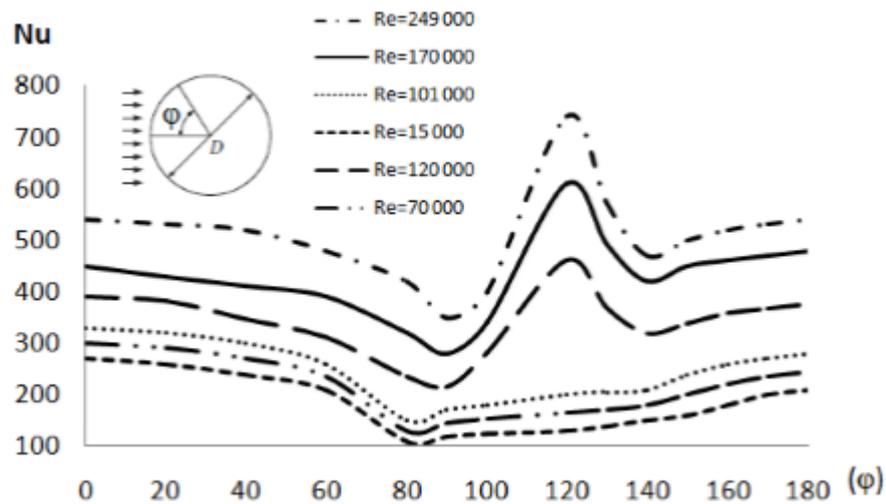


Fig. 1- Variación del número local de Nusselt Nu en función del ángulo φ , en la periferia de un cilindro aletado sujeto a flujo cruzado de aire.

Este punto es precisamente donde ocurre la separación del flujo en el flujo turbulento. Para $140^{\circ} < \varphi \leq 180^{\circ}$ ocurre un nuevo crecimiento del número local de Nu como resultado del intenso mezclado en la región turbulenta de la estela, este crecimiento presenta un comportamiento asintótico a una función lineal con una pendiente positiva que oscila en el intervalo $4,1 \approx m \approx 4,8$, se cumple además en $\varphi = 180^{\circ}$ que $Nu = (16/15) \cdot (Nu_0)$.

Las discusiones dadas en los párrafos anteriores acerca de los coeficientes de transferencia de calor locales proporcionan una visión sobre el comportamiento de este en cualquier punto del cilindro aletado y para cualquier régimen de flujo operante, sin embargo, tienen poco valor en los cálculos de transferencia de calor, ya que en éstos se requiere el coeficiente de transferencia de calor promedio sobre toda la superficie. El autor principal proporciona una discusión detallada de esta problemática en la referencia [2].

Bañado transversal de un paquete de tubos aletados

Los tubos en un banco suelen disponerse alineados o escalonados (tresbolillos) en la dirección del flujo, como se muestra en la figura 2. El diámetro exterior del tubo D se toma como la longitud característica. La disposición de los tubos en el banco se caracteriza por el paso transversal S_T ,

el paso longitudinal S_L y el paso diagonal S_D entre los centros de los tubos (véase la figura 2).

El paso diagonal se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \quad (1)$$

Conforme el fluido entra en el banco, el área de flujo disminuye de $A_T = S_T L$ hasta $A_T = (S_T - d)L$ entre los tubos y, como consecuencia, la velocidad del flujo aumenta. En la disposición escalonada la velocidad puede aumentar todavía más en la región diagonal si las filas de tubos están muy próximas entre sí. En los bancos de tubos las características del flujo son dominadas por la velocidad máxima V_{Max} que se tiene dentro del banco más que por la velocidad aproximada V . Por lo tanto, el número de Reynolds se define sobre la base de la velocidad máxima como:

$$Re_d = \frac{\rho V_{Max} d}{\mu} = \frac{V_{Max} d}{\nu} \quad (2)$$

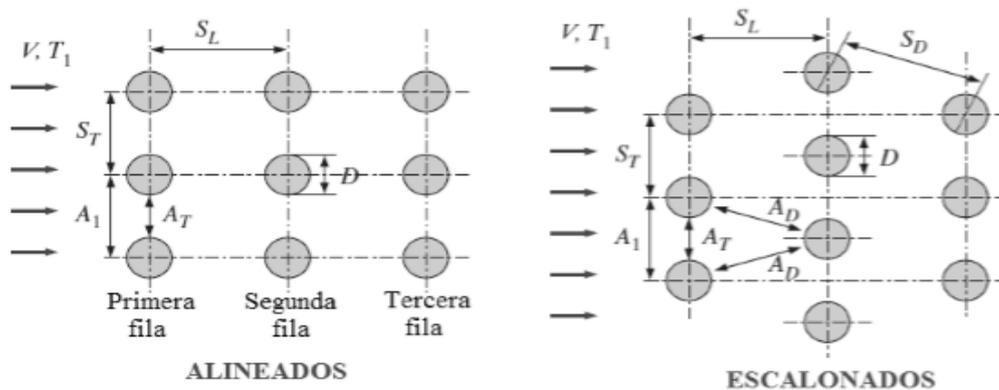


Fig. 2- Disposición de los tubos en un banco con arreglos alineados o escalonados.

La velocidad máxima se determina con base en el requisito de conservación de la masa para el flujo incompresible estacionario. Para la disposición de alineados, la velocidad máxima se tiene en el área mínima de flujo entre los tubos y la conservación de la masa se puede expresar como (ver la figura 2):

$$\rho V A_1 = \rho V_{Max} A_T = V_{Max} (S_T - d) \quad (3)$$

Entonces de la ecuación (3) se deduce que la velocidad máxima quedará como:

$$V_{Max} = \frac{S_T}{S_T - d} V \quad (4)$$

En la disposición escalonada el fluido que se aproxima a través del área A_1 (Véase la figura 2) pasa por el área A_T y, después, por el área $2A_D$, conforme se enrolla alrededor del tubo de la fila siguiente. Si se cumple que $2A_D > A_T$, todavía la velocidad máxima ocurre en A_T entre los tubos y, por consiguiente, la relación V_{Max} de la ecuación (4) se puede usar para bancos de tubos escalonados.

Si sucediera que $2A_D < A_T$ [o sea si $2(S_D - d) < (S_T - d)$], se tendrá la velocidad máxima en las secciones transversales diagonales y, en este caso, esa velocidad máxima queda dada por:

$$V_{Max} = \frac{S_T}{2(S_D - d)} V \quad (5)$$

La conservación de la masa se puede expresar como (véase la figura 2):

$$\rho V A_1 = \rho V_{Max} (2A_D) \text{ o lo que es igual } V S_T = 2V_{Max} (S_D - d)$$

Las peculiaridades de transferencia térmica en el flujo transversal en un banco de tubos son muy similares a las encontradas en un tubo solitario. La variación de transferencia térmica alrededor de un tubo en un banco es determinada por el patrón de flujo, que depende en gran medida de la disposición de los tubos. Así, en bancos de disposición de línea, se tienen dos puntos de colisión, lo que genera como consecuencia dos máximos de transferencia térmica. Sin embargo, en bancos con arreglo escalonado, el proceso de transferencia de calor es hasta cierto punto similar al de un tubo solitario. En la figura 3 se proporciona una comparación del cociente que surge entre coeficiente de

transferencia de calor local y el coeficiente de transferencia de calor promedio, para un tubo solitario y para la tercera fila de arreglos en línea y escalonados.

Los coeficientes locales de transferencia de calor graficados en la figura 3 se corresponden al valor promedio de un grupo apreciable de mediciones reportadas en [13,14] para $Re=7 \cdot 10^4$ y arreglos $(1,5 \times 2)D$, o sea, el paso transversal $S_T = 1,5 \cdot D$ y el paso longitudinal $S_L = 2 \cdot D$.

En la figura 3 se comprueba que en los arreglos alineados el máximo local de transferencia de calor se ubica en el punto $\varphi = 50^\circ$, mientras que el arreglo escalonado presenta dos máximos, uno en el punto de estancamiento del fluido $\varphi = 0^\circ$ y otro en la separación del flujo en $\varphi = 140^\circ$. Es de esperar que la presencia de dos máximos genere que el área bajo la curva sea mayor en los arreglos escalonados y por lo tanto, teniendo en cuenta además las bajas propiedades de corrosión y deposición del aire, haga preferible el arreglo escalonado para sistemas ACC, pues con este se logra un mayor coeficiente medio de transferencia de calor. Una inspección a los catálogos de fabricantes de ACC confirma que el arreglo escalonado es el empleado en la totalidad de equipos comercializados.

En cualquier tipo de arreglo el coeficiente de transferencia de calor va en incremento desde la primera fila de tubos a la tercera, y toma un valor constante, a partir de esta última. En la figura 4 y 5 son graficados para arreglos escalonados y en línea respectivamente, los valores experimentales promedios reportados por los autores [4,5] para las tres primeras filas de un paquete de tubos de un ACC, para $Re=1,4 \cdot 10^4$ y un una dimensión $(2 \times 2)D$.

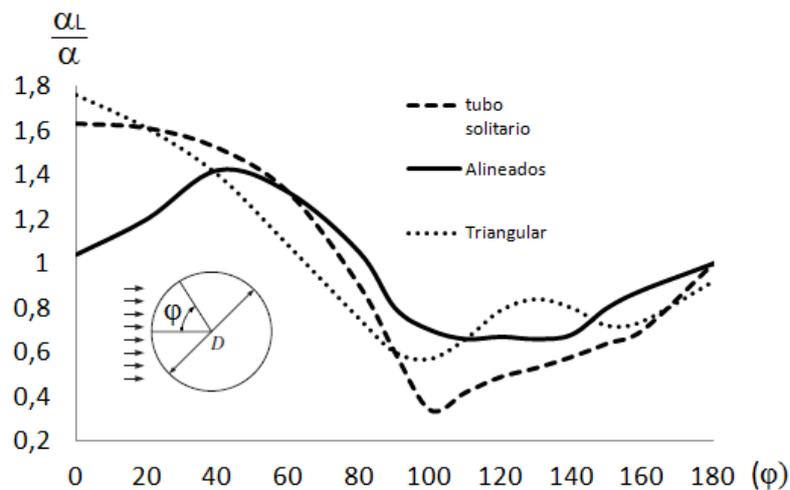


Fig. 3- Variación del coeficiente local de transferencia de calor en función del ángulo φ , para diferentes arreglos de tubos aletados.

La variación de los pasos en los arreglos escalonados no produce cambios significativos en el valor del coeficiente local de transferencia de calor. Este criterio es confirmado por los autores [15,16], los cuales examinaron experimentalmente arreglos escalonados con diversas dimensiones y para un valor fijo de $Re = 7 \cdot 10^4$. Los resultados obtenidos confirman que el coeficiente local de transferencia de calor sigue aproximadamente un patrón común para la totalidad de los arreglos examinados. En la figura 6 son graficados los promedios de los valores reportados disponibles.

La variación de los pasos en los arreglos alineados tampoco produce cambios significativos en el valor del coeficiente local de transferencia de calor. Este criterio es confirmado por los autores [17,18], los cuales examinaron experimentalmente arreglos alineados con diversas dimensiones para un valor fijo de $Re = 3 \cdot 10^4$. Los resultados obtenidos confirman que el coeficiente local de transferencia de calor sigue aproximadamente un patrón común para la totalidad de los arreglos examinados. En la figura 7 son graficados los promedios de los valores reportados disponibles.

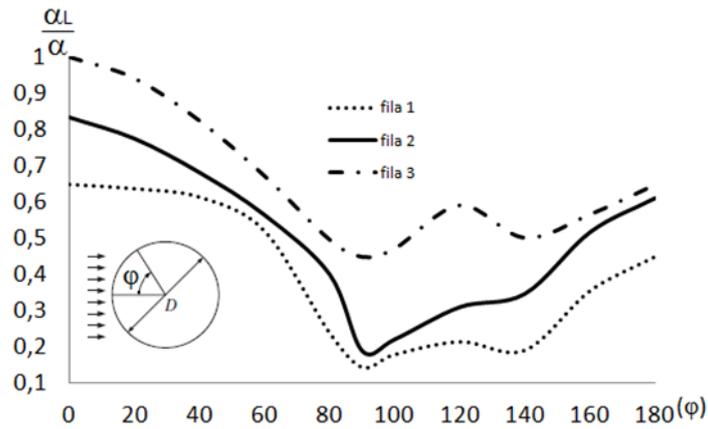


Fig. 4- Variación del coeficiente local de transferencia de calor para las tres primeras filas de tubos en un ACC con arreglo escalonado.

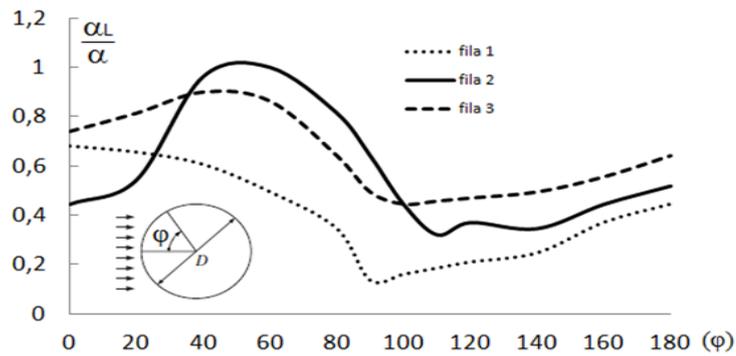


Fig. 5- Variación del coeficiente local de transferencia de calor para las tres primeras filas de tubos en un ACC con arreglo alineado.

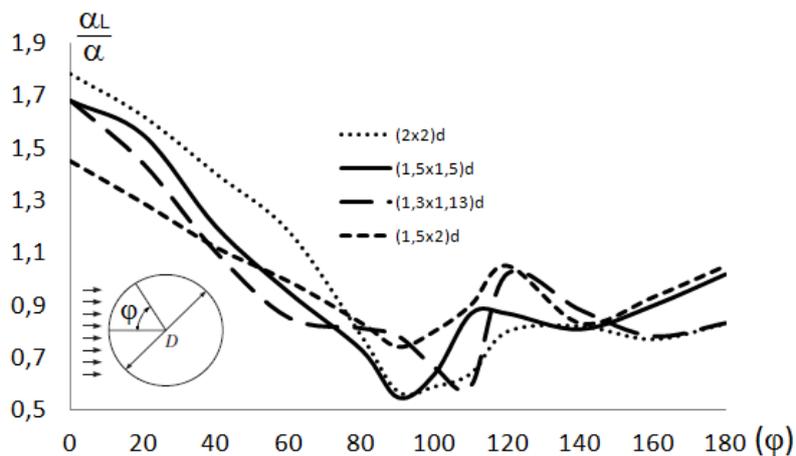


Fig. 6- Variación del coeficiente local de transferencia de calor para diferentes dimensiones en un ACC con arreglo escalonado de los tubos aletados.

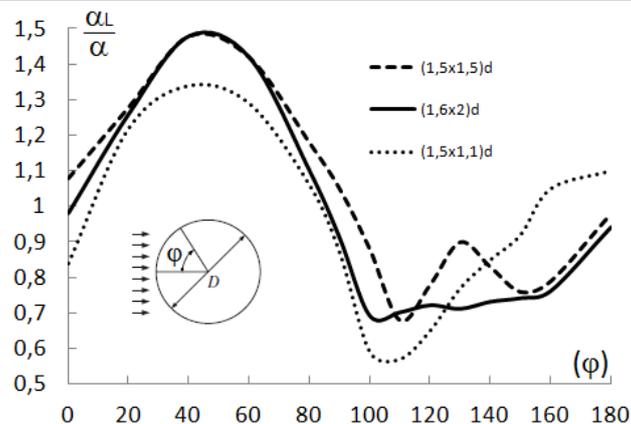


Fig. 7- Variación del coeficiente local de transferencia de calor para diferentes dimensiones en un ACC con arreglo alineado de los tubos aletados.

Estudio experimental del bañado transversal de un paquete de tubos aletados

En los ACC es empleado aire como agente refrigerante. Cuando la temperatura ambiente es elevada la capacidad térmica del aire es menor y por lo tanto se requiere un volumen mayor de aire de enfriamiento. Este inconveniente genera incrementos en la velocidad de suministro del aire a través de los tubos aletados del ACC. Sería por lo tanto extremadamente ventajoso si se pudiese disponer de una expresión que además de las dimensiones del arreglo empleado, incluya el efecto de la temperatura de bulbo seco, T_{TBS} y la velocidad de aire refrigerante a través del paquete de tubos aletados. En la práctica es común encontrar arreglos en los cuales las dimensiones de los pasos pueden variar (véase las figuras 5 y 6), por lo tanto a la hora de construir una expresión para la determinación del coeficiente de transferencia de calor para el flujo externo en ACC esta debe ser válida para todos estos intervalos.

Un análisis de 789 juegos de datos experimentales disponibles [18-20], permitió desarrollar una expresión dimensionalmente no homogénea, la cual fue generada mediante un análisis integral de residuos por métodos cruzados de saltos a intervalos, que describe con un error medio del orden $\pm 6,5\%$ el 84,8 % de las muestras experimentales disponibles. Esta ecuación viene dada por la siguiente expresión:

$$\alpha_I = \frac{(1 + \text{Log}(T_{TBS}/V_V)^{0,015}) \cdot (V_m)^{0,06} (e_a \cdot h_a)^{0,01}}{(0,15(S_T - d)^{0,4}) \cdot \text{Ln}(F)^{0,28}} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (2)$$

En la relación (2):

T_{TBS} es la temperatura de bulbo seco, en °C

V_V es la velocidad del viento incidente sobre la instalación, en m/s

V_m es la velocidad en la sección más estrecha del paquete de tubos, en m/s

e es el espesor de las aletas, en mm

h es la altura de las aletas, en mm

F es el número de aletas por metro lineal de longitud del tubo aletado.

El valor de V_m se determina mediante el empleo de las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned} \text{Si } 2(S_D - d) > (S_T - d) & ; \quad V_m = \frac{S_T}{S_T - d} V_0 \\ \text{Si } 2(S_D - d) \leq (S_T - d) & ; \quad V_m = \frac{S_T}{2(S_D - d)} V_0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Mientras que el paso diagonal viene dado por:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \quad (\text{m}) \quad (2.2)$$

donde

V_0 es la velocidad de entrada del agente refrigerante al paquete de tubos, en m/s

S_T es el paso transversal en el paquete de tubos, en m

S_L es el paso longitudinal en el paquete de tubos, en m

S_D es el paso diagonal en el paquete de tubos, en m

D es el diámetro externo de los tubos + aletas, que componen el paquete de tubos, en m

d es el diámetro externo de los tubos desnudos (sin aletas), en m

La expresión (2) es válida para $15 \leq T_{TBS} \leq 43 \text{ }^{\circ}\text{C}$, para una velocidad del agente refrigerante comprendida entre los 0,1 a los 100 m/s, así como relaciones $0,4 < S_T/S_L < 2$, diámetros externos de los tubos lisos $0,019 < d < 0,05 \text{ m}$, una velocidad del viento incidente sobre la instalación entre 0 y 45 km/h, una altura de las aletas entre 2,7 y 7,9 mm, espesores de las aletas que oscilan entre 1,3 y 3,5 mm y un número de aletas por unidad de longitud del tubo entre 115 y 394.

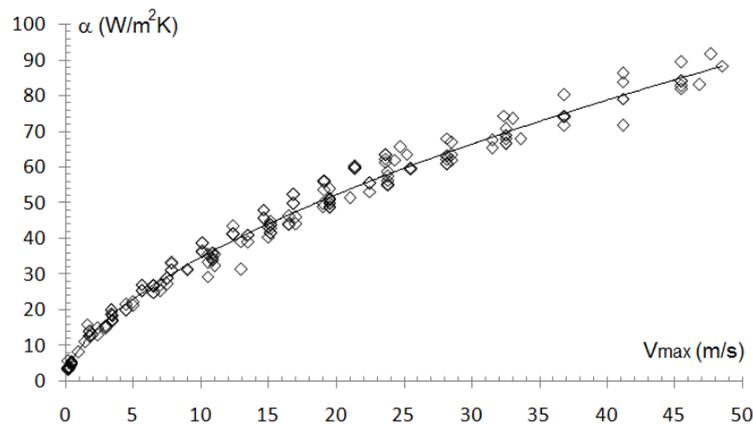


Fig. 8- Correlación de muestras experimentales disponibles con la ecuación (2).

La expresión (2) es válida para $15 \leq T_{TBS} \leq 43 \text{ }^{\circ}\text{C}$, para una velocidad del agente refrigerante comprendida entre los 0,1 a los 100 m/s, así como relaciones $0,4 < S_T/S_L < 2$, diámetros externos de los tubos lisos $0,019 < d < 0,05 \text{ m}$, una velocidad del viento incidente sobre la instalación entre 0 y 45 km/h, una altura de las aletas entre 2,7 y 7,9 mm, espesores de las aletas que oscilan entre 2,3 y 3 mm y un número de aletas por unidad de longitud del tubo entre 315 y 354.

En un total de 789 juegos de datos experimentales disponibles se encontró un error medio del orden $\pm 6,9\%$ para el 84,8 % de las muestras experimentales correlacionadas. En la tabla 1 se proporciona un resumen de los principales parámetros de las cantidades experimentales disponibles y los valores de desviaciones medias encontradas en cada caso. En la figura 8 se proporciona la correlación de las muestras experimentales disponibles con la ecuación (2).

Conclusiones

En el estudio presentado fue desarrollado un modelo para la determinación del coeficiente medio de transferencia de calor en el bañado por un flujo de aire a un paquete de tubos aletados empleados en un sistema ACC. En el mismo fue obtenida una expresión , la cual es válida para $15 \leq T_{TBS} \leq 43$ °C, una velocidad del agente refrigerante comprendida entre los 0,1 a los 100 m/s, así como relaciones $0,4 < S_T/S_L < 2$, diámetros externos de los tubos lisos $0,019 < d < 0,05$ m, una velocidad del viento incidente en la instalación entre 0 y 45 km/h, una altura de las aletas entre 2,7 y 7,9 mm, espesores de las aletas que oscilan entre 1,3 y 3,5 mm y un número de aletas por unidad de longitud del tubo entre 115 y 394.

Tabla 1
Comparación entre la ecuación (2) y valores experimentales disponibles para arreglos escalonados en sistemas ACC

Fuente	# de datos	Fluido	$\frac{S_T}{S_L}$	V_0 (m/s)	T_{TBS}	θ	V_V (km/h)	d (m)	h (mm)	e (m)	# aletas por m de tubo	(%) error
Kumar <i>et al</i> , (2017)	36	Aire	0,4	0,1 16	18 35	45°	0 25	0,0 19	2,7	2,8	354	3,2 -0,8
	44	Aire	1	0,3 12	20 36	60°	0 42	0,0 254	2,7	2,5	354	5,1 -1,4
	38	Aire	1,5	0,9 8	20 32	60°	0 36	0,0 254	4,7	2,8	354	9,8 3,2
	21	Aire	2	0,3 18	18 30	60°	0 24	0,0 254	4,7	3,0	354	11,1 5,4
VDI (2016)	112	Aire	0,4	0,5 19	15 42	60°	2 28	0,0 254	2,7	2,8	315	5,3 -4,7
	14	Aire	1	0,1 11	15 43	45°	4 40	0,0 19	2,7	2,5	315	8,9 3,7
	78	Aire	1,5	0,9 20	18 40	60°	0 32	0,0 254	2,7	2,8	315	10,2 4,4
	44	Aire	2	0,4 13	18 32	60°	0 40	0,0 254	2,7	2,8	315	7,7 1,6
O'Donovan <i>et al</i> , (2015)	14	Aire	1	0,1 8	17 35	60°	0 35	0,0 254	2,7	2,8	354	8,3 0,7
	18	Aire	1,5	1,1 7,6	17 30	60°	0 35	0,0 254	4,7	2,3	354	-2,4 -9,2
	11	Aire	2	2 7	15 38	60°	0 35	0,0 19	4,7	2,5	354	11,3 6,1
Morthensen <i>et al</i> , (2013)	40	Aire	0,4	0,1 8	18 35	60°	0 42	0,0 254	4,7	2,8	354	7,5 4,3
	31	Aire	1	0,1 10	18 35	60°	0 42	0,0 35	5,5	2,8	354	8,2 1,9
	27	Aire	1,5	0,1 10	18 35	45°	0 42	0,0 19	5,5	2,5	354	-0,5 -4,8
	33	Aire	2	0,1 9	18 35	60°	0 42	0,0 254	4,7	2,3	354	10,8 7,2
Heyns-Kröger (2015)	7	Aire	1,5	1,1 9	26 35	60°	0 45	0,0 254	4,7	2,5	354	9,2 -5,4
	4	Aire	2	2,3 5	28 32	60°	0 40	0,0 19	2,7	2,3	354	11,8 9,1
Owen-Kröger (2013)	8	Aire	0,4	0,3 7	16 34	60°	0 28	0,0 254	2,7	2,5	354	12,3 6,1
	13	Aire	1	1,1 8	15 31	60°	0 28	0,0 254	3,8	2,8	354	11,2 7,4
	19	Aire	1,5	2,3 6	15 40	60°	0 30	0,0 254	42,7	3	354	5,1 4,4
	21	Aire	2	1,8 5	24 36	45°	0 35	0,0 35	7,5	2,8	354	4,5 -6,3
Ingadottir Bara (2015)	13	Aire	1	1,4 7	21 27	60°	6 24	0,0 254	4,7	2,3	354	6,1 -4,8
	19	Aire	1,5	1,2 9	22 29	60°	7 32	0,0 35	7,5	2,8	315	5,3 2,2
	21	Aire	2	1,8	24		4	0,0	7,5	2,5	354	5,1

				8,1	30	60 ⁰	44	35				-4,2
N, H, Khandy (2015)	18	Aire	1	1,2 6	18 30	45 ⁰	0 35	0,0 254	4,7	2,5	354	6,1 1,9
	23	Aire	1,5	1,8 5	18 30	45 ⁰	0 35	0,0 254	4,7	2,8	354	9,7 -3,2
	11	Aire	2	1,1 7,1	18 30	45 ⁰	0 35	0,0 35	7,5	3	354	-3,2 -8,1
Resumen	738		0,4 2	0,1 20	15 43	45 ⁰ 60 ⁰	0 45	0,0 19 0,0 35	2,7 7,5	2,3 3	315 354	7,3 1,1

En un total de 789 juegos de datos experimentales disponibles se encontró un error medio del orden $\pm 6,9\%$ para el 84,8 % de las muestras experimentales correlacionadas. En la tabla 1 fue mostrada la correlación de los datos experimentales disponibles con la expresión (2), pudiendo ser comprobado que el nuevo modelo propuesto arroja resultados satisfactorios en el campo de acción para el cual fue desarrollado, logrando reducir en más de la mitad las tasas de error obtenidas con el empleo de las ecuaciones de Zukauskas o de Griminson en sistemas ACC.

Fue obtenida una expresión dimensionalmente no homogénea que responde a la siguiente ecuación:

$$\alpha_L = \frac{(1 + \text{Log}(T_{TBS}/V_V)^{0,015}) \cdot (V_m)^{0,06} (e_a \cdot h_a)^{0,01}}{(0,15(S_T - d)^{0,4}) \cdot \text{Ln}(F)^{0,28}}$$

Referencias bibliográficas

1. BOHDAL, T., *et al.* "Dominant dimensionless groups controlling heat transfer coefficient during flow condensation inside tubes". *International Journal of heat and mass transfer*. 2017, 112, 465-479, ISSN 1301-9724
2. CAMARAZA, Y., *Introducción a la termo transferencia*, La Habana: Editorial Universitaria. 2017, 1341, ISBN 978-959-16-3286-9.
3. CAMARAZA MEDINA, Y., *et al.* "New model for heat transfer calculation during film condensation inside pipes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019, 128(1), 344-353, ISSN 0017-9310.
4. CAMARAZA MEDINA, Y., *et al.* "Simplified analysis of heat transfer through a finned tube bundle in air cooled condenser", *Mathematical*

- Modelling of Engineering Problems*, 2018, 5(3), 237-242, ISSN 2369-0747
5. MEDINA, YC. *et al.* "Abstract of heat transfer coefficient modelation in single-phase systems inside pipes", *Mathematical Modelling of Engineering Problems*. 2018, 4(3), 126-131, ISSN 2369-0747
 6. MEDINA, Y. C., *et al.* "Mathematical modelling of two-phase media heat transfer coefficient in air cooled condenser", *International Journal of Heat and Technology*. 2018, 36(1), 319-324, ISSN 2369-0747
 7. CHEN, Ling, *et al.* "A novel layout of air-cooled condensers to improve thermo-flow performances", *Applied Energy*. 2016,165, 246-251, ISSN: 0306-2619.
 8. DORAO, C. *et al.* "Dominant dimensionless groups controlling heat transfer coefficient during flow condensation inside pipes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017,112, 465-479, ISSN: 0017-9310
 9. FEDOROV, V., *et al.* "Results from experimental investigations of the performance of air cooled condensers for steam turbine units", *Thermal Engineering*. 2013, vol.60, 111-117, ISSN 0040-6015.
 - 10.FENG, H. *et al.* "Influence mechanism on flow and heat transfer characteristics for air-cooled steam condenser cells", *Heat and Mass Transfer*. 2012, 48, 1663-1674, ISSN 0947-7411.
 - 11.GUANG, X, *et al.* "Thermo-economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage", *Energy Conversion and Management*. 2017,118, 377-386. ISSN 0196-8904.
 - 12.HEYNS, A. "Performance Characteristics of an Air-Cooled Steam Condenser with a Hybrid Dephlegmator", *Journal of the South African Institution of Mechanical Engineering*. 2012, 28, 31-36. ISSN 0257-9669

13. KEKUALA, K., *et. al.* "Numerical investigation of condensation in inclined tube air cooled condensers", *Applied Thermal Engineering* 2017, 107, 1-16, ISSN 1359-4311.
14. KRÖGER, D., *Air-cooled heat exchanger and cooling tower*, Oklahoma: PennWell Corporation 2012, 502 , ISBN 978-0878148967
15. KUMAR, A., *et. al.* "A complete review on the thermal hydraulic characteristics of the air-cooled condenser in forced convection", *Sadhana (transaction of Indian Academy of Sciences)*. 2015, 40 (3), 513-755.
16. RAHMANI, K., *et. al.* "Feasibility study for reduce water evaporative loss in power plant cooling tower by using air heat exchanger with auxiliary fan", *Desalination*. 2015, 17(1), 19-23. ISSN 0011-9164
17. RAJA, B., *et. al.* "Thermal-Fluid Modelling of an Air-Cooled Condenser", *Journal of Engineering Thermophysics*. 2010, 19(1), 39-51, ISSN 1810-2328.
18. SALIMPOUR, M. *et. al.* "Thermodynamic, heat transfer analysis and optimization of air-cooled heat exchangers". *Heat and Mass Transfer*. 2017, 63, 47-49. ISSN 0947-7411.
19. WATSON, R. *Radiant heating and cooling handbook*, Chapman, Kirby (ed. Lit.). New York: McGraw-Hill. 2014. 657 ISBN: 978-0071485562
20. XIAO, L., *et. al.* "Operation of air-cooling CHP generating unit under the effect of natural wind", *Applied Thermal Engineering*. 2017, 107, 827-836. ISSN 1359-4311.