

## DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO Y EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE FLUJO CRUZADO CON ALETAS EXTERNAS

Nilo Espinoza<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup> *Departamento de Térmica y Energética - Escuela Ing. Mecánica - Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo, Valencia Edo. Carabobo - Venezuela.*

[\\*nilodejes@gmail.com](mailto:*nilodejes@gmail.com)

### RESUMEN

En el presente trabajo desarrolla una metodología de cálculo para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas. Para alcanzar los objetivos planteados se realizó una investigación profunda y extensa en bibliografías especializadas en transferencia de calor, las cuales hacen referencia a metodologías en las que se considera que los tubos no poseen aletas y que cualquier adición de superficies aletadas contribuye a mejorar la eficiencia del intercambiador [1]. Otras metodologías en cambio ofrecen gráficos basados en datos experimentales lo cual mejora los resultados del diseño, sin embargo están limitadas a las condiciones mediante las cuales se obtienen dichos datos experimentales [2]. Partiendo de toda la información extraída de las bibliografías citadas se elaboró una metodología de cálculo para el diseño y la evaluación de intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas, combinando las ecuaciones que describen la metodología desarrollada para dichos intercambiadores de calor en los métodos analíticos de transferencia de calor con las ecuaciones teóricas de superficies extendidas en la que se considera las distintas geometrías y eficiencia de las aletas bajo el concepto de área efectiva. Dando respuestas a las demandas de diseño y evaluación de recuperadores de calor y equipos enfriados por aire que requiere la industria. Luego se procedió a comparar y validar dicha metodología realizada con las metodologías de las bibliografías especializadas.

### PALABRAS CLAVES

*Intercambiador de calor, Aletas Externas, Compactos*

### ABSTRACT

In the present work he develops a calculation methodology for the design and evaluation of cross flow heat exchangers with external fins. To achieve the objectives set, a deep and extensive research was carried out in specialized bibliographies on heat transfer, which refer to methodologies in which it is considered that the tubes do not have fins and that any addition of finned surfaces contributes to improve the efficiency of the exchanger [1]. Other methodologies, on the other hand, offer graphs based on experimental data, which improves the design results,

however they are limited to the conditions by which these experimental data are obtained [2]. Based on all the information extracted from the aforementioned bibliographies, a calculation methodology was developed for the design and evaluation of cross-flow heat exchangers with external fins, combining the equations that describe the methodology developed for these heat exchangers in analytical methods. of heat transfer with the theoretical equations of extended surfaces in which the different geometries and efficiency of the fins are considered under the concept of effective area. Responding to the demands of design and evaluation of heat recovery and air-cooled equipment required by the industry. Then we proceeded to compare and validate this methodology carried out with the methodologies of specialized bibliographies.

### KEYWORDS

*Heat Exchanger, External Fins, Compact*

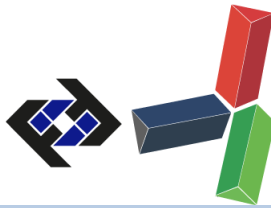
## INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes.

Los intercambiadores de calor se fabrican en diversos tipos uno de ellos son los intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas, este tipo de intercambiador es utilizado cuando se requiere aumentar la superficie de transferencia y permitir una mayor eficiencia en los procesos ya que cuando una superficie de transferencia de calor se le agregan aletas, estas aumentan la superficie para la transmisión de calor y por consiguiente aumento del intercambio de térmico.

El diseño de intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas, requiere de una serie de cálculos matemáticos, determinación de propiedades termo-físicas, y reiteradas iteraciones para poder conseguir un diseño que se ajuste a los requerimientos solicitados por el diseñador. Sumado a esto, la obtención de información técnica referente a este campo, la cual es escasa, y permanece mayoritariamente reservada por los fabricantes de éstos equipos, hacen que el proceso de diseño se vuelva bastante laborioso y por ende demande una gran cantidad de tiempo y esfuerzo por parte del diseñador.

Dada la situación expuesta anteriormente, resulta conveniente desarrollar una metodología para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas; la cual, será la base para el desarrollar una herramienta computacional, que permita agilizar de una manera considerable todo el proceso de diseño y evaluación de éstos equipos, ofreciendo resultados precisos y confiables en periodos de tiempo mucho más cortos que si se llevara a cabo el diseño de manera manual.



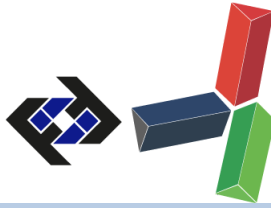
## METODOLOGÍA

### Metodología para el diseño y evaluación de los intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas.

- \* La presente investigación se inicia recopilando toda la información publicada en la bibliografía y en las revistas especializadas que estudian el diseño y evaluación de intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas.
- \* Selección de las metodologías más utilizadas en las bibliografías especializadas en el diseño e evaluación de intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas, que aporten la mayor comprensión y facilidad de cálculo. Además que cumpla con los requerimientos del presente trabajo.
- \* Estudio de las teorías de superficies aleteadas y el desarrollo de la metodología más adecuada para implementarla en el diseño y evaluación del intercambiador de calor de flujos cruzados.
- \* Elaboración de la metodología de cálculo para el diseño y evaluación de los intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas, combinando las ecuaciones que describen la metodología desarrollada para dichos intercambiadores de calor en los métodos analíticos de transferencia de calor con las ecuaciones teóricas de superficies extendidas en la que se considera las distintas geometrías y eficiencia de las aletas bajo el concepto de área efectiva.
- \* Realización de los cálculos necesarios para el diseño y la evaluación de intercambiador de calor de flujos cruzados, introduciendo datos de ejercicios teóricos tomados de las bibliografías especializadas siguiendo la metodología de éstos, y compararlos con los resultados que se obtienen con la metodología desarrollada, con el fin de validar y determinar el porcentaje de desviación entre los resultados obtenidos.
- \* Por último, luego del análisis comparativo de los resultados obtenidos se llegó a las conclusiones y recomendaciones que se presentan al final de la presente investigación. En la tabla 1, se presenta los nombres de las variables que se utilizan en el modelo matemático que se evalúa en este trabajo.

**Tabla 1. Nomenclatura**

Variable	Designación	Unidad	Variable	Designación	Unidad
$A_f$	Área de flujo entre las aletas	$m^2$	$N$	Número de filas transv.	<i>filas</i>
$A_t$	Área transversal del flujo dentro de los tubos	$m^2$	$N_L$	Número de filas longitud	<i>filas</i>
$A_{total}$	Área total de transf. de calor	$m^2$	$\overline{Nu}$	Número de Nusselt	<i>Adim.</i>
$C_p$	Calor específico	J/kg-K	$\dot{Q}$	Rapidez de transf. calor	$W$
$D_{ext}$	Diámetro externo de tubería	$m$	$Re$	Número de Reynolds	<i>Adim.</i>
$D_{int}$	Diámetro interno de tubería	$m$	$S_L$	Separación longitudinal	$m$
$d$	Separación entre las aletas	$m$	$S_T$	Separación transversal	$m$
$F$	Factor de corrección de la temperatura media logarítm.	<i>Adim.</i>	$T$	Temperatura	K
$\bar{h}$	Coefficiente convección	$W/m^2-K$	$\bar{T}_b$	Temperatura de bulto promedio local del fluido	K
$k$	Conductividad térmica	$W/m-K$	$\Delta T_{mt}$	Diferencia media logarítm. de temperatura	K
$\dot{m}$	Flujo másico del fluido	kg/s	$U$	Coefficiente global de intercambio térmico	$W/m^2.^\circ C$



## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 1.- Cálculo de la separación entre las aletas ( $d$ ).

De acuerdo a las investigaciones experimentales de A. Alebrahim y A. Bejan [3], se considera que el espaciamiento entre aletas anulares está dado por la misma ecuación que para aletas longitudinales, es decir el espacio óptimo para un arreglo de aletas anulares en convección forzada (laminar o no laminar) se toma como lo indica la ecuación 1. Para aletas tipo rectangular la separación entre aletas en un banco de tubos aletados, se determina mediante la ecuación 2, son el resultado de un análisis de optimización de arreglos de aletas de diversos perfiles.

Para aleta tipo anular

$$d = 2.15146 * \sqrt{\left(\frac{2 * \alpha * R_p}{V_0}\right)} \quad 1$$

Para aleta tipo rectangular:

$$d = 2.15146 * \sqrt{\left(\frac{\alpha * l_a}{V_0}\right)} \quad 2$$

La ecuación 3 se usa para el cálculo de la velocidad de flujo libre, antes de entrar a las separaciones de las aletas. [1].

$$V_0 = \frac{\dot{m}_{ext}}{\rho * H * W} \quad 3$$

### 2.- Cálculo de la separación entre las filas longitudinales ( $S_L$ ) y transversales ( $S_T$ ).

Para los bancos de tubos se tienen dos tipos de espaciamientos entre tubos, en la dirección del flujo ( $S_L$ ) y en la dirección perpendicular al flujo ( $S_T$ ). El espaciamiento óptimo en convección forzada en cualquiera de las dos direcciones será tomado como se indica en la ecuación 4, de acuerdo al análisis experimental realizado por B. A. Jubran, M. A. Hamdan y R. M. Abdualh en bancos de tubos desnudos, es decir sin aletas. [4].

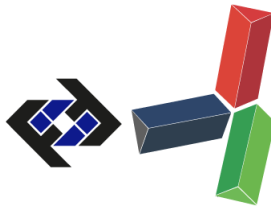
$$S_T = S_L = 2,5 * D_{ext} \quad 4$$

B. A. Jubran, M. A. Hamdan y R. M. Abdualh explicaron que para valores muy pequeños del diámetro ( $D_{ext}$ ), llega incluso a obstruirse casi por completo el flujo de fluido por lo que para diámetros demasiado pequeños es necesario proporcionar altas potencias de bombeo. Por tal razón y con el fin de evitar solapamiento entre las aletas se define como espaciamiento mínimo entre las filas de tubos transversales ( $S_T$ ), mediante la ecuación 5. Para el espaciamiento mínimo entre las filas de tubos longitudinales ( $S_L$ ), mediante la ecuación 6.

$$S_{T_{min}} = D_{ext} + (2 * l_a) \quad 5$$

$$S_{L_{min}} = S_{T_{min}} * \sqrt{3/4} \quad 6$$

Es importante resaltar que los espaciamientos antes señalados, dependen en gran medida de la longitud de las aletas ( $l_a$ ). Para determinar una longitud de las aletas optimo, se debe profundizar en el análisis de las variables que influyen en el valor de la Efectividad de una aleta. la cual se



define como la relación entre el calor disipado por la superficie aleteada, respecto al flujo de calor sin el uso de las aletas.

La propia definición de la efectividad podría conducir a pensar que ésta aumenta con la longitud de la aleta, ya que el área de transferencia de calor se hace más grande a medida que ( $l_a$ ), aumenta, pero si consideramos que sin llegar a una longitud infinita, sólo alcanzando un valor para el argumento ( $ml_a$ ) de 2.3, para el caso de una aleta finita con extremo adiabático, su efectividad es el 98 % de aquella que correspondería a una infinita, ya que  $\text{Tanh}(2.3) = 0.98$ . Esto significa que no tiene mayor relevancia práctica construir y usar aletas con una longitud que supere el valor de ( $ml_a$ ) = 2.3. En otras palabras, también significa que una aleta recta con un valor de ( $ml_a$ )  $\geq 2.3$ , se puede tratar como infinita. Por tal razón la longitud de las aletas debe ser ( $l_a \leq 2.3/m$ ), el término ( $m$ ) es un parámetro que depende de la geometría, la conductividad térmica de las aletas y del coeficiente de convección [2].

### 3.- Cálculo del Área de flujo del banco de tubos aletados ( $A_f$ ).

La ecuación 8 determina el área de flujo del banco de tubos aletados, considerando que la longitud de los tubos es igual al ancho del intercambiador ( $W$ ).

$$A_f = d * H \quad 8$$

### 4.- Cálculo del número de canales de flujo ( $N_{A_f}$ ).

La ecuación 9 se utiliza para el cálculo de la cantidad de canales por los cuales va a dividirse el flujo total de fluido que pasa por fuera de los tubos.

$$N_{A_f} = \frac{W}{d+t} \quad 9$$

### 5.- Cálculo del flujo másico por cada canal de flujo ( $\dot{m}_{A_f}$ ).

La ecuación 10, permite determinar el flujo másico que pasa por cada uno de los canales que exista.

$$\dot{m}_{A_f} = \dot{m}_{ext}/N_{af} \quad 10$$

### 6.- Cálculo de la velocidad en área de flujo ( $V_{A_f}$ ).

Una vez calculado el flujo másico que pasa por cada uno de los canales y el área de flujo, se procede al cálculo de la velocidad con la que el fluido entra al banco de tubos mediante la ecuación 11.

$$V_{A_f} = \frac{\dot{m}_{af}}{\rho * A_f} \quad 11$$

### 7.- Cálculo del diámetro base de las aletas ( $D_{base\ aleta}$ ).

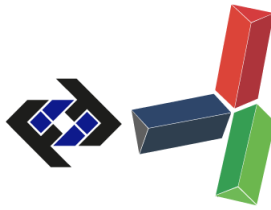
Este parámetro depende del tipo de tubo aletado que se utilice, según sea el caso la definición del diámetro base de la aleta se muestra a continuación [5].

Para tubo aletado tipo "G":

$$D_{base\ aleta} = D_{ext}$$

Para tubo aletado tipo "L" y "KL":

$$D_{base\ aleta} = D_{ext} + (2 * t)$$



Para tubo aletado tipo “G”:

$$D_{base\ aleta} = D_{ext} + (4 * t)$$

### 8.- Cálculo de la velocidad promedio dentro del banco de tubos aletados ( $\bar{V}$ ).

Esta es la velocidad con la que el fluido que esta por fuera de los tubos atraviesa el banco de tubos aletados y se define mediante la ecuación 12. [6].

$$\bar{V} = \frac{S_T * V_{af}}{S_T - \frac{\pi}{4} * D_{base\ aleta}} \quad 12$$

### 9.- Cálculo del número de Reynolds fuera de los tubos ( $Re_D$ ). [1].

Luego de haber definido la velocidad promedio dentro del banco de tubos y el diámetro de base de las aletas, con las propiedades promedio del fluido se determina el número de Reynolds fuera de los tubos mediante la ecuación 13. [1].

$$Re_D = \frac{\bar{V} * D_{base\ aleta}}{\nu} \quad 13$$

### 10.- Cálculo del número de Nusselt para la primera fila de tubos ( $\bar{Nu}^1$ ).

Para este cálculo se utilizan las ecuaciones 14, 15 y 16 las cuales representan correlaciones que permiten determinar el número de Nusselt para la primera fila transversal del banco de tubos. [7].

Si  $Re_D < 10000$

$$\bar{Nu}^1 = 0.3 + \frac{0.62 * Re_D^{1/2} * Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \quad 14$$

Si  $20000 < Re_D < 400000$

$$\bar{Nu}^1 = 0.3 + \frac{0.62 * Re_D^{1/2} * Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} * \left[ 1 + \left( \frac{Re_D}{282000} \right)^{1/2} \right] \quad 15$$

Si  $400000 < Re_D < 5000000$

$$\bar{Nu}^1 = 0.3 + \frac{0.62 * Re_D^{1/2} * Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} * \left[ 1 + \left( \frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad 16$$

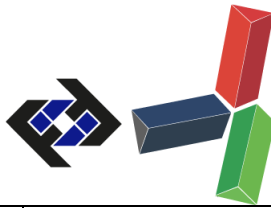
### 11.- Corrección del Nusselt para la primera fila ( $\bar{Nu}^1$ )<sub>corr</sub>.

La corrección del  $\bar{Nu}^1$  se realiza mediante las ecuaciones 17 y 18, con el exponente x, según sea el caso. Ver tabla 2. [1].

$$(\bar{Nu}^1)_{corr} = \bar{Nu}^1 * \left( \frac{\mu_{sup}}{\mu_b} \right)^x \quad \text{Para Líquidos} \quad 17$$

$$(\bar{Nu}^1)_{corr} = \bar{Nu}^1 * \left( \frac{T_{sup}}{T_b} \right)^x \quad \text{Para Gases} \quad 18$$

**Tabla 2. Exponentes del factor de corrección para el Nusselt para la primera fila ( $\bar{Nu}^1$ )<sub>corr</sub>**



Tipo de flujo	Fluido	Condiciones del fluido	$x$ para $\overline{Nu}$	$x$ para $f$
Laminar	Líquidos	Calentado	-0.11	0.58
		Enfriado	-0.11	0.50
	Gases	Calentado y enfriado	0	1
Turbulento	Líquidos	Calentado	-0.25	0.25
		Enfriado	-0.11	0.25
	Gases	Calentado	-0.55	-0.2
		Enfriado	0	-0.1

### 12.- Cálculo del factor de arreglo de un banco de tubos ( $\Phi$ ).

En un banco de tubos el coeficiente de transferencia de calor va en aumento desde la primera fila transversal hasta aproximadamente la quinta fila. El factor que determina este aumento es denominado como factor de arreglo definido por las ecuaciones 19 a la 24 y depende del arreglo de tubos con el que se esté trabajando. [6].

Para arreglo escalonado (alternado).

$$\Phi = 1 + \frac{2}{3 \cdot P_T} \quad 19$$

Donde:

$$P_T = \frac{S_T}{D_{base\ aleta}} \quad 20$$

Para arreglo alineado.

$$\Phi = 1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} * \frac{S_L/S_T^{-0,3}}{(S_L/S_T + 0,7)^2} \quad 21$$

Donde:

$$P_L = \frac{S_L}{D_{base\ aleta}} \quad 22$$

$$\text{Si } P_L \geq 1 \quad \psi = 1 + \frac{\pi}{4 \cdot P_T} \quad 23$$

$$\text{Si } P_L < 1 \quad \psi = 1 + \frac{\pi}{4 \cdot P_T \cdot P_L} \quad 24$$

### 13.- Cálculo del número de Nusselt para las filas transversales de tubos que existan. [6].

Luego del cálculo del factor de arreglo se procede a corregir el número de Nusselt de acuerdo a la cantidad de filas transversales que tenga el banco de tubos. Para un número de filas transversales de tubos mayores o iguales a 10 filas. La ecuación 25, determina el número de Nusselt corregido. ( $\overline{Nu}^{10+}$ ).

$$\overline{Nu}^{10+} = \Phi * (\overline{Nu}^1)_{corr} \quad 25$$



Para número de filas transversales de tubos menores a 10 filas. La ecuación 26, determina el número de Nusselt corregido para una cantidad de filas transversales menores a 10 filas. ( $\overline{Nu}$ ).

$$\overline{Nu} = \frac{1+(N-1)*\Phi}{N} * (\overline{Nu}^1)_{corr} \quad 26$$

#### 14.- Cálculo del coeficiente convectivo en el banco de tubos aletados ( $\overline{h_e}$ ) [6].

Para un número de filas transversales de tubos mayores o iguales a 10 filas, se utiliza la ecuación 27 y para un número de filas transversales de tubos menores a 10 filas, se utiliza la ecuación 28.

$$\overline{h_e} = \frac{k*\overline{Nu}^{10+}}{D_{base\ aleta}} \quad 27$$

$$\overline{h_e} = \frac{k*\overline{Nu}}{D_{base\ aleta}} \quad 28$$

#### 15.- Metodología para implementar el concepto de área efectiva al intercambiador de calor de flujo cruzado con aletas externas.

Para determinar el coeficiente global de intercambio térmico del intercambiador de calor de flujo cruzado con aletas externas, se introduce el concepto de área efectiva de la superficie de un tubo aletado, el cual engloba el área externa de intercambio térmico del banco de tubos y el área de intercambio térmico de las aletas. En este sentido se puede verificar que en este procedimiento de cálculo se puede incluir aletas tanto anulares como rectangulares.

A continuación se presenta la metodología de cálculo para determinar el área efectiva de una superficie aletada. A tal fin es necesario definir el circuito térmico por el cual circula el calor que intercambian los fluidos involucrados, dicho circuito se muestra en la figura 1.

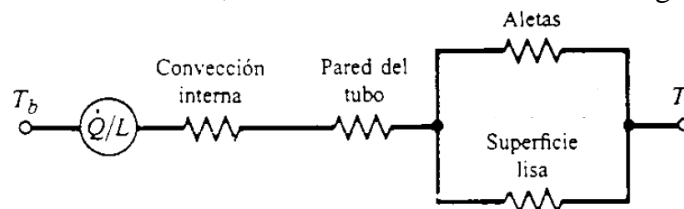


Figura 1. Circuito térmico de la superficie de un tubo aletado [2].

#### 16.- Cálculo del área efectiva por unidad de longitud de la superficie de un tubo aletado ( $A_{ef.sup\ aletada}/l$ ).

Para el cálculo del área efectiva, se debe definir primero el área expuesta de las aletas, el área ocupado por las aletas y el área sin aletas por unidad de longitud del tubo.

##### 16.1.- Cálculo del área expuesta de la aleta ( $A_{expuesta,aleta}$ ).

El área expuesta de una aleta se define mediante las ecuaciones 29 y 30, las cuales dependen del tipo de aleta con la que se esté trabajando.

Para aleta de tipo anular:



$$A_{expuesta,aleta} = 2\pi * \left[ \left( \frac{D_{ext aleta}}{2} \right)^2 - \left( \frac{D_{base aleta}}{2} \right)^2 \right] \quad 29$$

Para aleta de tipo rectangular:

$$A_{expuesta,aleta} = 2 * \left\{ (S_L * S_T) - \left[ \pi * \left( \frac{D_{base aleta}}{2} \right)^2 \right] \right\} \quad 30$$

### 16.2.- Cálculo del área ocupada por la aleta ( $A_{ocupada,aleta}$ ).

El área ocupada de una aleta sobre la superficie del tubo se define mediante las ecuaciones 31.

$$A_{ocupada,aleta} = \pi * D_{base aleta} * t \quad 31$$

### 16.3.- Cálculo del área sin aletas por unidad de longitud del tubo ( $A_{sin aleta}/l$ ).

El área sin aletas de un tubo aletado se define mediante la ecuación 32.

$$A_{sin aleta}/l = \pi * D_{ext} - (A_{ocupada,aleta} * N^{\circ} aletas/l) \quad 32$$

Donde el número de aletas por unidad de longitud ( $N^{\circ} aletas/l$ ), se define mediante la ecuación 33.

$$N^{\circ} aletas/l = \frac{1}{t+d} \quad 33$$

Luego de calcular las áreas antes definidas, se procede a definir el área efectiva de la superficie de un tubo aletado por unidad de longitud. Del circuito térmico mostrado en la figura 1, se deduce que el calor por unidad de longitud, luego de atravesar la pared del tubo se divide en dos flujos; uno que sale a través de las aletas ( $\dot{Q}_{Aletas}/l$ ) y el otro sale por convección directamente por la superficie sin aletas ( $\dot{Q}_{ASA}/l$ ), de lo dicho anteriormente se derivan las ecuaciones 34 a la 36.

$$\dot{Q}/l = \dot{Q}_{ASA}/l + \dot{Q}_{Aletas}/l \quad 34$$

Donde:

$$\dot{Q}_{ASA}/l = A_{sin aleta}/l * \bar{h}_e * (T_{sup} - T_b) \quad 35$$

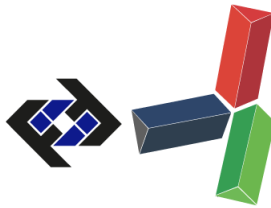
$$\dot{Q}_{Aletas}/l = \eta_{aleta} * A_{expuesta,aleta} * N^{\circ} aletas/l * \bar{h}_e * (T_{sup} - T_b) \quad 36$$

Sumando las ecuaciones 34 y la 36 y/o sustituyendo en la ecuación 36, se obtiene la ecuación 37.

$$\dot{Q}/l = A_{ef.sup aletada}/l * \bar{h}_e * (T_{sup} - T_b) \quad 37$$

De donde se deduce que el área efectiva de la superficie aletada de un tubo con aletas se puede determinar mediante la ecuación 38.

$$A_{ef.sup aletada}/l = A_{sin,aleta}/l + (A_{expuesta,aleta} * \eta_{aleta} * N^{\circ} aletas/l) \quad 38$$



## 17.- Elaboración de la metodología para el diseño termohidráulico de los intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas.

Antes de iniciar el cálculo para el diseño termohidráulico de los intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas, se debe realizar las siguientes actividades.

### ✚ Datos de entrada:

a. Selección del fluido que se desea calentar o enfriar (producto), su ubicación, si pasa por los tubos o fuera de los tubos, su flujo másico, la temperatura de entrada y la temperatura a la que se quiere llevar dicho fluido.

b. Selección del fluido que se va a usar para calentar o enfriar (servicio), su ubicación, si pasa por los tubos o fuera de los tubos, su flujo másico, y la temperatura de entrada.

c. Selección de la configuración del intercambiador (dimensiones del conducto, dimensiones de los tubos, material de fabricación, tipo de arreglo, condición de los fluidos).

e. Selección de las características geométricas de las aletas (longitud de las aletas, espesor de las aletas y tipo de aletas).

### ✚ Procedimientos de cálculos de la metodología desarrollada:

**Paso 1.** Cálculo de la temperatura másica promedio del producto y especificación de sus propiedades ( $\rho$ ,  $C_p$ ,  $k$ ,  $\mu$ ,  $\nu$ ,  $Pr$ ,  $R_f$ ) a dicha temperatura. Este cálculo se realiza mediante la ecuación 39.

$$T_{b,prod} = \frac{T_{e,prod} + T_{s,prod}}{2} \quad 39$$

**Paso 2.** Cálculo de la rapidez de transferencia de calor mediante la ecuación 40.

$$\dot{Q} = \dot{m} * C_p * (T_{e,prod} - T_{s,prod}) \quad 40$$

**Paso 3.** Se supone una temperatura de salida del servicio igual a la ecuación 41, para comenzar un proceso de iteración.

$$T_{s,serv} = \frac{T_{e,serv} + T_{e,prod}}{2} \quad 41$$

**Paso 4.** Cálculo de la temperatura de másica promedio del servicio y especificación de sus propiedades ( $\rho$ ,  $C_p$ ,  $k$ ,  $\mu$ ,  $R_f$ ,  $Pr$ ,  $\nu$ ) a dicha temperatura mediante la ecuación 42.

$$T_{b,serv} = \frac{T_{e,serv} + T_{s,serv}}{2} \quad 42$$

**Paso 5.** Cálculo de la temperatura de salida del servicio por medio de un balance de energía como se observa en la ecuación 43, si la temperatura de salida del servicio asumida es diferente a la temperatura de servicio calculada, se repite el proceso desde el paso 3 hasta obtener la convergencia de la temperatura de salida del servicio.

$$T_{s,serv}2 = T_{e,serv} + \frac{\dot{Q}}{(C_p * \dot{m})_{serv}} \quad 43$$

**Paso 6.** Se identifica el fluido frío y el fluido caliente, comparando las temperaturas de entrada de los fluidos. Además se identifica también cual circula por el interior de los tubos y cual circula por fuera. Para el fluido que circula por dentro de los tubos se le asignará las variables  $t_1$  para la

entrada  $t_2$  para la salida. Para el fluido que circula por fuera de los tubos se le asignará las variables  $T_1$  para la entrada  $T_2$  para la salida.

**Paso 7.** Se determina los parámetros  $P$  y  $R$  mediante las ecuaciones 44 y 45. Además del factor de corrección  $F$  haciendo uso de las gráficas o tablas.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad 44$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad 45$$

**Paso 8.** Se determina la diferencia de temperatura media logarítmica corregida  $(\Delta T_{ml})_{corr}$  para el caso de flujos cruzados mediante la ecuación 46.

$$(\Delta T_{ml})_{corr} = \left[ \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln \left( \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} \right)} \right] * F \quad 46$$

**Paso 9.** Cálculo del número de Reynolds ( $Re$ ) dentro de los tubos y especificación del régimen de flujo del fluido que va por dentro de los tubos, haciendo uso de la ecuación 47, para el número de Reynolds y para el número Nusselt dependiendo del régimen de flujo (Laminar o Turbulento) en el que encuentre el fluido por dentro de los tubos [8].

$$Re = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D_{int} * \mu} \quad 47$$

**Paso 10.** Se determina la temperatura superficial de los tubos y la viscosidad a dicha temperatura ( $\mu_{sup}$ ), mediante la ecuación 48, si ninguno de los fluidos cambia de fase. Si llega a ocurrir que existe cambio de fase en uno de los fluidos entonces la temperatura de la superficie de los tubos sería la temperatura de saturación del fluido que cambia de fase ( $T_{sup} = T_{sat}$ ). Cabe destacar que este trabajo está basado en el estudio del diseño y evaluación de intercambiadores de calor de flujo cruzado con aleta externa pero considerando fluidos monofásicos en el cual no ocurre cambio de fase.

$$T_{sup} = \frac{T_{b, serv} + T_{b, prod}}{2} \quad 48$$

**Paso 11.** Se determina el número de Nusselt ( $\overline{Nu}$ ), en convección forzada dentro de un conducto de acuerdo al régimen de flujo (laminar o turbulento) [1].

Para flujo laminar completamente desarrollado en tubos lisos con flujo de calor uniforme, el número de Nusselt es una constante indicada en la ecuación 49.

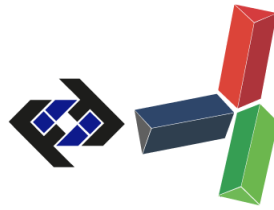
$$\overline{Nu} = 4.36 \quad 49$$

Para flujo laminar completamente desarrollado en tubos lisos con temperatura de superficie uniforme el número de Nusselt es una constante indicada en la ecuación 50.

$$\overline{Nu} = 3.66 \quad 50$$

Para flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos para cualquiera de los casos antes señalados el número de Nusselt se determina con la ecuación 51. [9].

$$0.5 \leq Pr \leq 2000$$



$$3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$$

$$\overline{Nu} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re - 1000) * Pr}{1 + 12.7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} * [(Pr^{2/3}) - 1]} \quad 51$$

**Paso 12.** Se determina factor de fricción de Darcy dentro de los tubos ( $f$ ), para el caso en que el régimen de flujo sea turbulento. Mediante la ecuación 52 [10].

$$f = [0.79 * \log(Re) - 1.64]^{-2} \quad 52$$

**Paso 13.** Cálculo del factor de fricción corregido, mediante la ecuación 53 para fluidos líquidos y 54 para fluidos gaseosos, el exponente  $x$  se obtiene según si el fluido se está enfriando o calentando de la tabla 2.

$$(f)_{corr} = f * \left(\frac{\mu_{sup}}{\mu_b}\right)^x \quad 53$$

$$(f)_{corr} = f * \left(\frac{T_{sup}}{T_b}\right)^x \quad 54$$

**Paso 14.** Se determina el número de Nusselt ( $\overline{Nu}$ ), por dentro de los tubos según lo indicado en el paso 11, luego se calcula el número de Nusselt corregido  $(\overline{Nu})_{corr}$  mediante una ecuación similar a la 17 o 18, con el exponente  $x$ , según sea el caso. Ver tabla 2. [1].

**Paso 15.** El coeficiente convectivo de transferencia de calor interno ( $\overline{h}_i$ ), se determina mediante la ecuación 55.

$$\overline{h}_i = \frac{k * (\overline{Nu})_{corr}}{D_{int}} \quad 55$$

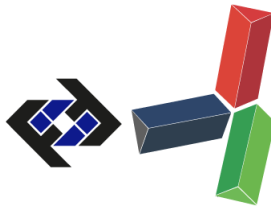
**Paso 16.** Cálculo del número de Reynolds ( $Re$ ) en el banco de tubos para especificar el régimen de flujo del fluido que va por fuera de los tubos, haciendo uso de la ecuación 13, para el número de Reynolds y las ecuaciones 14, 15 o 16, para el número Nusselt de la primera fila ( $\overline{Nu}^1$ ), dependiendo del régimen de flujo (Laminar, Transición o Turbulento), Según lo indicado en la metodología del coeficiente convectivo en un banco de tubos aletados descrita anteriormente.

**Paso 17.** Se calcula el número de Nusselt para la primera fila  $(\overline{Nu}^1)_{corr}$ , mediante la ecuación 17 o 18, según lo indicado si es un líquido o un gas.

**Paso 18.** Cálculo del factor de arreglo ( $\Phi$ ), del banco de tubos definido por las ecuaciones 19 a la 24. Luego se calcula el número de Nusselt para un número de filas transversales de tubos mayores o iguales a 10 filas ( $\overline{Nu}^{10+}$ ), mediante la ecuación 25, para determinar el coeficiente convectivo externo de los tubos ( $\overline{h}_e$ ), mediante la ecuación 27.

**Paso 19.** Se determina el área efectiva de la superficie aletada por unidad de longitud de tubo mediante la ecuación 38, para luego determinar el coeficiente global de intercambio térmico basado al área interna ( $U_i$ ), mediante la ecuación 56.

$$U_i = \frac{1}{A_{int} * R_{Total}} \quad 56$$



Donde el término ( $A_{int} * R_{Total}$ ), se determina mediante la ecuación 57.

$$A_{int} * R_{Total} = \left[ \frac{1}{\bar{h}_i} + Rf_i + \frac{D_{int} * \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 * k_{tubo}} + \frac{D_{int} * R_c}{(D_{ext})} + \frac{D_{int} * \ln\left(\frac{D_{base\ aleta}}{D_{ext}}\right)}{2 * k_{aleta}} + \frac{D_{int} * R_{fe}}{D_{base\ aleta}} + \frac{A_i/l}{A_{ef.sup\ aletada}/l * \bar{h}_e} \right] \quad 57$$

**Paso 20.** Cálculo del área total de intercambio térmico ( $A_{total}$ ), haciendo uso de la ecuación 58.

$$A_{total} = \frac{\dot{Q}}{U_i * ((\Delta T_{ml})_{corr})} \quad 58$$

**Paso 21.** Se calcula el área de uno de los tubos haciendo uso de la ecuación 59, para determinar el número total de tubos del intercambiador de calor mediante la ecuación 60.

$$A_{tubo} = \pi * D_{int} * W \quad 59$$

$$N_{tubos/total} = \frac{A_{total}}{A_{tubo}} \quad 60$$

**Paso 22.** Se determina el número de filas longitudinales mediante la ecuación 61, y el número de filas transversales del intercambiador mediante la ecuación 62.

$$N_L = \frac{H - D_{ext\ aleta}}{S_T} \quad 61$$

$$N = N_{tubos/total} / N_L \quad 62$$

**Nota:** Si el resultado es menor a 10 filas ( $N < 10$ ), con el número de filas obtenido, se recalcula el número de Nusselt corregido. ( $\overline{Nu}^{10+}$ ) desde el paso 18, pero con la ecuación 26, luego se recalcula el coeficiente convectivo externo ( $\bar{h}_e$ ), con la ecuación 27. Con este resultado se continua con los pasos siguiente hasta el paso 22, cuando el número de filas obtenido ( $N$ ), sea igual al anterior, significa que la iteración ha convergido y éste será el número de filas transversales del banco de tubos.

## CONCLUSIONES

Una vez terminada la fase de investigación y desarrollo del presente trabajo de ascenso se puede concluir lo siguiente basado en los resultados obtenidos:

Se realizó la investigación y análisis de las metodologías existentes para el cálculo de intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas, y algunas de las que muestran información de interés acerca del diseño de este tipo de intercambiadores son, A. F. Mills, D. Kern e Incropera.

Debido a la extensa investigación bibliográfica se logró determinar una metodología de cálculo que cubre la mayoría de los parámetros termohidráulicos y geométricos de los intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externa, a pesar de que el estudio y la información que se puede obtener acerca de este tipo de intercambiadores es muy limitado, se logró una metodología totalmente nueva, la cual incluye algunos aportes de especialistas en el estudio de este tipo de intercambiadores de calor, los cuales son “*Manual para el cálculo de intercambiadores de calor aletados*” [6], y correlaciones de libro “*Transferencia de Calor*” de Anthony F. Mills [1].

El procedimiento de cálculo se realizó mediante módulos, lo cual permitió desarrollar una metodología en pasos secuenciales que conllevan a los resultados requeridos por los objetivos planteados.

El coeficiente de convección externo del banco de tubos calculado con la metodología desarrollada es 13,68 % menor que la calculada con la metodología de F. Incropera. Esta disminución influye directamente en un incremento del área de intercambio térmico, la cual se ve reflejada en el número total de tubos los cuales muestran un incremento del 27,23 %, lo cual hace que el diseño con la metodología desarrollada sea más conservadora y por ende más confiable que el otro diseño.

Los errores porcentuales obtenidos en la comparación con la metodología de A. F. Mills, representan en la mayoría de los casos una disminución a excepción del coeficiente de convección externo del banco de tubos calculado con la metodología desarrollada que resulto ser un 10,49 % mayor que la calculada con la metodología descrita por A. F. Mills (Sin Aletas). Este incremento influye directamente en la reducción del área de intercambio térmico, la cual se ve reflejada en el número total de tubos los cuales muestran una disminución del 88,32 %, lo cual se debe al hecho de que al usar tubos aletados un lugar de tubos sin aletas se reduce el número de tubos totales significativamente, logrando un diseño más compacto, ocupando menos espacio con la misma capacidad de transferencia de calor.

Con los resultados obtenidos se puede decir que el uso de intercambiadores de calor de flujo cruzado con aletas externas, reduce los costos de fabricación, ya que la cantidad de tubos y materiales utilizados en otros tipos de intercambiadores serían mayores que los requeridos con el uso de intercambiadores con tubos aletados, además que este tipo de intercambiadores se adaptan a diversidades de aplicaciones.

## REFERENCIAS

- [1] Mills. A. F., (1997). Transferencia de calor, (Primera edición). Chapter 4: México: Editorial Mc. Graw Hill, 1997.
- [2] Incropera, F., y De Will, D. Fundamentos de transferencia de calor, Cuarta edición, Pearson (Prentice Hall). 1999.
- [3] Alebrahim, A., y Bejan, A., “Constructal Trees of Circular Fins for Conductive and Convective Heat Transfer”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 3585-3597 (1999)
- [4] Jubran, B. A., Hamdan, M. A., y Abdualh, R. M., “Enhanced Heat Transfer, Missing Pin, and Optimization for Cylindrical Pin Fin Arrays”, *ASME Journal of Heat Transfer*, 115, 576-583 (1993).
- [5] Moncada, L. Intercambiador de calor. Trujillo, Republica de Perú, 2005.
- [6] Gnielinski, V., Zukuaskas, A. y Skrinska, A., “Banks of plain and finned tubes”, *Hemisphere Heat Exchanger Design Handbook*, ed. G. F. Hewitt, 2.5.3 Hemisphere, Washington, D. C., 1990.
- [7] Churchill, S. W., y Bernstein, M., “A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow”, *J. Heat Exchanger*. 99. 300-306, 1977.
- [8] Cengel, Y., y Cimbala, J. Mecánica de fluidos, Primera edición, México D.C, México, Mc. Graw Hill, 2006.
- [9] Gnielinski, V., “New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe flow and channel flow”, *Int. Chemical Engineering*, 16, 359-368, 1976.
- [10] Petukhov, B. S., “Heat Transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties”, en *Advances in Heat Transfer*, vol. 6., eds. J. P. Hartnett y T. F. Irvine, Academic Press, Nueva York. 1970.