



Estudio numérico de intercambiadores de calor compactos empleando generadores de vórtices con forma de paralelogramo

Numerical study of compact heat exchangers using parallelogram-shaped vortex generators

Alberto Menéndez-Pérez^{1,*}, Erick Lázaro García-Moya¹, Daniel Sacasas-Suárez¹, Rubén Borrajo-Pérez¹

I. Universidad Tecnológica de la Habana José Antonio Echeverría. Centro de Estudio de Tecnologías Energéticas Renovables, CETER. La Habana, Cuba

II. Universidad de Concepción, Facultad de Ingeniería. Ciudad de Concepción. Chile

* Autor de correspondencia: amenendez@mecanica.cujae.edu.cu

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento-No Comercial 4.0 internacional](#)



Recibido: 5 de diciembre de 2019

Aceptado: 15 de enero de 2020

Resumen

En la industria de la climatización es muy común el uso de intercambiadores de calor compactos. El objetivo principal de estos equipos es transferir energía desde un fluido hacia otro con diferente temperatura. Para lograrlo se pretende utilizar la menor área de transferencia de calor posible que garantice un eficiente funcionamiento del equipo. Se realizó el estudio numérico en intercambiadores de calor compactos de tubos circulares y aletas planas, que emplean generadores de vórtices con forma de paralelogramo. Se aplicaron técnicas de metaheurística, para obtener la geometría de un modelo, que transfiriera la máxima cantidad de calor posible y

generando las menores pérdidas de energía por fricción. El modelo numérico fue validado contra resultados experimentales publicados anteriormente. El estudio numérico fue realizado luego de desarrollar un análisis de independencia de la malla. Como resultado principal se encontró una geometría capaz de intensificar la transferencia de calor en más del 6 %.

Palabras claves: aletas planas; optimización; intensificación de la transferencia de calor; simulación numérica; CFD.

Abstract

In the air conditioning industry, the use of compact heat exchangers is very common. The main objective of this equipment is to transfer energy from one fluid to another with a different temperature. To achieve this, it is intended to use the smallest possible heat transfer area that guarantees efficient operation of the equipment. The numerical study was carried out in compact heat exchangers with circular tubes and flat fins, using parallelogram-shaped vortex generators. Metaheuristic techniques were applied to obtain the geometry of a model, which transferred the maximum amount

of heat possible and generated the least energy losses due to friction. The numerical model was validated against previously published experimental results. The numerical study was performed after developing an analysis of mesh independence. The main result was a geometry capable of intensifying heat transfer by more than 6 %.

Key words: plate fins, optimizations; enhancement of heat transfer; numerical simulation; CFD.

Cómo citar este artículo:

Menéndez Pérez, A, García Moya EL, Sacasas Suárez D, Borrajo Pérez R. Estudio numérico de intercambiadores de calor compactos empleando generadores de vórtices con forma de paralelogramo. Ingeniería Mecánica. 2020;23(2):e599. ISSN 1815-5944.

Introducción

La sociedad actual, guiada por el creciente consumo de energía de las grandes ciudades, insta al estudio de tecnologías cada vez más eficientes. Los intercambiadores de calor compactos (ICC) son de uso frecuente en la industria, en especial la industria de la climatización, la refrigeración y la industria automotriz. La función de estos equipos es el intercambio de energía en forma de calor entre dos o más fluidos. Los intercambiadores están formados por un haz de tubos con su área de transferencia de calor extendida en forma de aletas. Son disímiles las posibles configuraciones que pueden tener las aletas. Entre los modelos que actualmente son más reproducidos en la industria, están los de tubos de sección circular y aletas planas, ya que, al tener poca área enfrentada al flujo, tienen las menores pérdidas de presión, además de la facilidad que presentan para su manufactura y posterior limpieza. Muchos son los estudios que se han realizado con el objetivo de intensificar la

transferencia de calor en este tipo de aletas. Una de las técnicas pasivas de intensificación de la transferencia de calor más utilizada es el empleo de los llamados generadores de vórtices (GV). La técnica consiste en doblar una porción de la aleta, previamente troquelada, para generar flujos secundarios alternativos al principal que circula a través del canal formado entre las aletas. De esa forma se consigue aumentar la vorticidad del flujo y se incrementa la cantidad de calor transferido.

Salviano *et al.* [1] realiza una investigación numérica en aletas planas con tubos circulares combinándolas con GV. Utilizando algoritmos genéticos y redes neuronales, obtiene los valores óptimos de la posición, el ángulo de ataque y el de giro de dos GV en forma de medias alas delta (*delta-winglets*). Realizó las simulaciones dentro del régimen turbulento de flujo con número de Reynolds igual a 1400, basado en la altura del canal. Utilizando el factor de Colburn (j) y el factor de Fricción (f), fueron obtenidas dos funciones objetivo para posteriormente ser empleadas en la optimización. Entre los principales resultados de esta investigación se puede citar el hecho de quedar demostrado que las variables de entrada seleccionadas, ejercen notable influencia sobre j y f . Además, se evidencia que los mejores resultados son obtenidos cuando las variables de entrada para ambos GV no son simétricas.

Oneissi *et al.* [2] desarrolla una investigación teórica sobre ICC con aletas planas y generadores de vórtices en forma de triángulo escaleno. Los autores no aclaran el tipo de tubo utilizado. Es una de las pocas investigaciones que optan por un tipo de GV con geometría diferente al clásico triángulo recto. Utiliza correlaciones empíricas para contrastar sus resultados numéricos. Según los autores, el principal aporte de la investigación es el uso de un GV con un perfil más aerodinámico lo que se tradujo en menores pérdidas de presión.

Esmailzadeh *et al.* [3], abordan también GV de forma poco convencional. El trabajo de carácter numérico se desarrolló sobre una aleta plana con un GV de forma semicilíndrica. Desarrollan la simulación dentro del régimen turbulento de flujo y en un rango de Reynolds, basado en el diámetro hidráulico, que osciló entre 7000 y 35000. El trabajo combina algoritmos genéticos con el empleo de redes neuronales y dinámica de fluidos computacional. El trabajo evidencia que la nueva geometría del GV presenta mayores vórtices de herradura que los observados en un GV con forma de ala delta, lo que favorece la transferencia de calor entre la aleta y el aire. En opinión del autor, la utilización en los ICC, de generadores de vórtices como los que se describen en Esmailzadeh *et al.* [3], es poco factible, pues complejiza el proceso de manufactura de este tipo de equipos y las ventajas de su uso, no parecen ser tan prometedoras.

Este trabajo está dirigido al estudio de un ICC con aletas planas y tubos circulares, que emplea generadores de vórtices con forma de paralelogramo. Serán variados indistintamente el ángulo de ataque y uno de los vértices que conforman la geometría del GV. El modelo de ICC en estudio posee dos filas de tubos, luego fueron insertados generadores de vórtices en la región trasera de cada tubo, como la literatura especializada recomienda [4-6]. De esta manera, en el estudio se presentarían 4 variables independientes, asociadas a los parámetros del GV y dos dependientes (j y f). Las simulaciones numéricas se realizaron en un programa para el empleo de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).

Métodos y Materiales

El modelo de intercambiador de calor compacto que se estudia, así como los generadores de vórtices en él dispuestos, quedan caracterizados por sus dimensiones o parámetros. En la tabla 1, se reflejan estos parámetros que se identifican en la figura 1.

Tabla 1. Dimensiones básicas del modelo estudiado

Descripción	Nomenclatura	Valor
Espaciamento longitudinal de la aleta (mm)	S_L	26,00
Espesor de la aleta (mm)	t	0,10
Diámetro del tubo (mm)	D	6,75
Ancho del canal (mm)	S_t	9,00
Longitud del canal de salida (mm)	L_{CS}	296,00
Longitud del canal de entrada (mm)	L_{CE}	10,00
Altura del canal (mm)	F_p	1,50
Ángulo de ataque del GV ($^\circ$)	α_1 y α_2	50-130
Altura del cateto menor del GV (mm)	h_1 y h_2	0,10-1,26
Largo de la base del GV (mm)	b	2,70
Distancia del vórtice al centro del tubo (mm)	x	2,80
Distancia del vórtice al centro del tubo (mm)	y	2,80

La figura 1 muestra las principales características que definen la geometría y la posición de los GV. En la tabla 1 y la figura 1 solo se representan las variables a y h , sin embargo, cuando en el trabajo se haga referencia a h_1 o h_2 , se estará haciendo alusión a la altura del cateto menor del GV. EL subíndice numérico identifica si se habla del GV correspondiente a la primera fila de tubos o a la segunda. De igual manera se utilizarán α_1 y α_2 para hacer referencia al ángulo de ataque de cada uno de los GV perteneciente a cada fila de tubos.

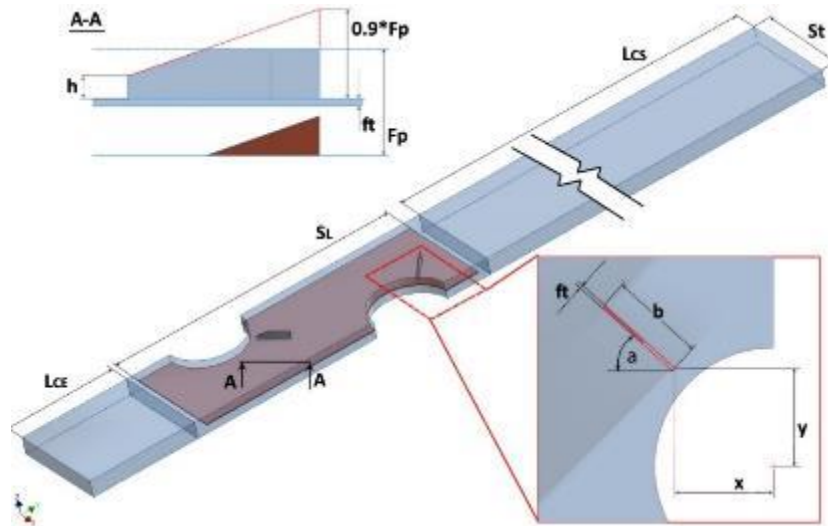


Fig. 1. Representación geométrica de la aleta con GV e identificación de sus parámetros.
Fuente: autores

Cuando se pretende estudiar el movimiento de un fluido y el intercambio de calor de este con las superficies que contacta, es necesario emplear un conjunto de expresiones capaces de modelar este proceso. Se utilizan la ecuación de continuidad (ecuación 1), las ecuaciones de cantidad de movimiento en cada uno de los ejes cartesianos (ecuación 2) y la ecuación de la energía (ecuación 3). Estas ecuaciones aplicadas al caso de un flujo incompresible, con propiedades constantes, en estado estacionario sin disipación viscosa y para régimen laminar de flujo, son expresadas a continuación, en el mismo orden en que se mencionan:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left[\frac{\partial u_j}{\partial t} + \frac{\partial u_j u_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$c_p \rho \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial u_j T}{\partial x_j} \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

La solución de las ecuaciones anteriores de forma simultánea se logra para un dominio computacional como el mostrado en la figura 2.

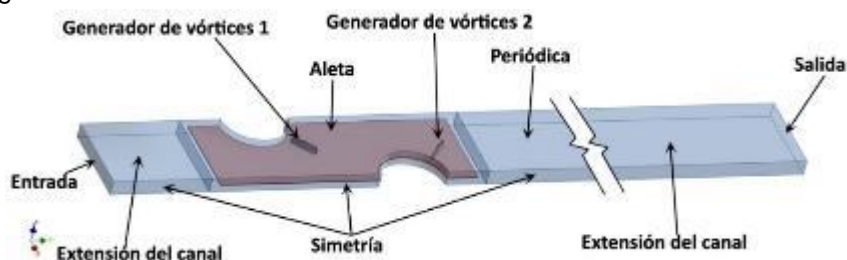


Fig. 2. Condiciones de contorno. Fuente: autores

El dominio, como se observa, ha sido extendido en la región de entrada y también en la de salida del modelo. La necesidad de la existencia de un perfil de velocidad uniforme y unidimensional en la entrada del modelo, así como evitar la existencia de flujos reversos en la sección de salida, constituyen el motivo de estas extensiones [7]. Adicionalmente permiten la inclusión de la expansión y la compresión brusca que experimenta el flujo al entrar o salir del canal de la aleta respectivamente. La aleta en la región central del dominio se toma como un sólido, mientras que los canales sobre y bajo la misma son considerados como regiones fluidas. Dos condiciones de contorno necesarias son, la temperatura de la superficie del tubo y los parámetros de entrada del fluido al canal. La velocidad de entrada se fija como 1 m/s, equivalente a un número de Reynolds de 220 basado en el diámetro hidráulico. Las condiciones de contorno por regiones se resumen a continuación:

A la entrada del modelo, ecuación 4:

$$u = w = 0 \quad v = \text{const.} \quad T = \text{const.} \quad (4)$$

En la parte superior e inferior del dominio, se consideraron condiciones de periodicidad. En la superficie de la aleta, además de existir transferencia de calor conjugada se aplica la condición de no deslizamiento.

En la superficie del tubo tendremos, ecuación 5:

$$u = v = w = 0 \quad T = \text{const.} \quad (5)$$

En las regiones laterales del dominio, consideradas como simétricas, se cumple que (ecuación 6):

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial y} = v = 0 \quad (6)$$

Mientras que a la salida del modelo, ecuación 7:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (7)$$

El cálculo se realiza dentro del régimen laminar de flujo por ser muy bajas las velocidades del aire a la entrada del canal. Es común que en equipos empleados en acondicionamiento de aire y en previsión de la existencia de ruidos cinéticos se adopten bajas velocidades del aire. Se modela además en estado estacionario pues ha sido demostrado antes [5] que para estas velocidades la solución de estado estacionario no difiere de la obtenida cuando se considera la oscilación temporal del flujo. El flujo a analizar posee carácter tridimensional, con los campos de velocidad y de temperatura desacoplados, lo que garantiza la independencia entre ambas variables. El flujo se calcula con valores de las propiedades físicas y condiciones de operación que a continuación se listan:

1. Presión manométrica de operación: 0 kPa.
2. Densidad del aire: 1,225 kg/m³.
3. Viscosidad absoluta: 1,789 x 10⁻⁵ kg/m·s.
4. Temperatura del aire a la entrada del modelo: 300 K.
5. Temperatura de la pared exterior del tubo: 330 K.
6. Conductividad térmica: 0,024 W/m·K
7. Constante específica a presión constante: 1006,430 J/kg·K

Las regiones de la aleta y el canal fueron malladas con elementos de tipo Tetraedros híbridos (TGrid) y las extensiones del canal con elementos hexagonales. Las mallas empleadas poseen una densidad de elementos tal que garantiza una solución independiente de la malla. El estudio de independencia de la malla se realizó siguiendo una metodología muy común en la literatura [4, 7]. Esta metodología consiste en obtener resultados para un mismo modelo geométrico, pero con diferentes densidades de malla. Luego de realizado el estudio de independencia de la malla se decide utilizar mallas con aproximadamente 2,1 millones de elementos, ya que la diferencia entre los resultados de caída de presión y coeficiente de transferencia de calor no excede el 0,6 %. Esta no posee ningún elemento con volúmenes de acrecentada esbeltez (*skewness*), ni ningún elemento con volumen negativo o invertido, pues ambos conspirarían contra la convergencia de la solución.

Validación del modelo numérico

El modelo geométrico que será utilizado como referencia o línea base a lo largo de toda la investigación tiene las mismas dimensiones que los modelos simulados ya declaradas anteriormente, pero no posee GV dispuestos sobre su superficie, o sea está en condición lisa. Adicionalmente se emplearon los resultados experimentales de Wang et al [8] y Seshimo [9] para aletas planas y tubos circulares. Los resultados para la aleta en condición lisa aquí estudiada ($j = 2,310 \times 10^{-2}$), fueron superpuestos en la figura 3, que reflejan los valores de j como función del número de Reynolds, basado en el diámetro del collar y la velocidad a la entrada. La figura 3, presenta con marcador cuadrado y de color rojo, los resultados numéricos obtenidos en este trabajo. Puede notarse que los resultados se ubican bien dentro de la nube de valores experimentales, lo cual demuestra la confiabilidad de los experimentos numéricos aquí realizados y para la velocidad ensayada. Se presenta la figura original del trabajo referenciado y solo fue agregado el resultado numérico de este trabajo.

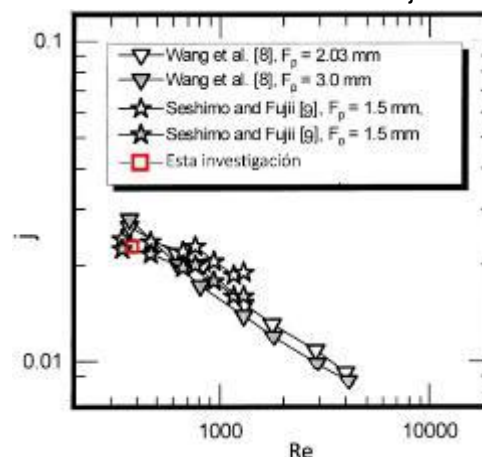


Fig. 3. Validación de los resultados numéricos contra los experimentales de Wang et al [8] y Seshimo [9].

Fuente: autores

Reducción de datos

Como método de comparación entre los comportamientos termo-hidráulicos de cada geometría se utilizará el criterio conocido como *area goodness* (ecuación 8), que no es más que determinar cuánto aumenta el factor de Colburn (j) con relación al aumento del factor de fricción (f), cuando son comparados relativamente, empleando la aleta de referencia en condición lisa, descrita anteriormente.

$$area\ goodness = \frac{j/j_0}{f/f_0} \quad (8)$$

El factor de Colburn puede obtenerse a partir del número de Prandtl y del coeficiente de transferencia de calor, ecuación 9:

$$j = \frac{\bar{h}}{\rho_m c_{pa} u_{min}} Pr^{2/3} \quad (9)$$

Y el factor de fricción según, ecuación 10:

$$f = \frac{\Delta p}{0,5 \rho_a u_{min}^2} \left(\frac{A_{min}}{A_t} \right) \quad (10)$$

Donde A_{min} es el área mínima de la sección de paso y A_t es el área de transferencia de calor.

El número de Reynolds se determinó usando la velocidad en la sección mínima del canal u_{min} mientras que la longitud característica escogida fue el diámetro hidráulico del canal D_h , ecuación 11:

$$Re = \frac{\rho u_{min} D_h}{\mu} \quad (11)$$

El calor transferido en la superficie de intercambio puede ser calculado si se conoce el cambio en temperatura del aire entre las secciones de entrada y salida del modelo ($T_{out} - T_{in}$), el flujo de masa m_a , y el calor específico del aire c_{pa} , ecuación 12:

$$Q = m_a c_{pa} (T_{out} - T_{in}) \quad (12)$$

El calor transferido puede, a su vez, ser calculado a través de la ecuación que involucra el ΔT_{log} (LMTD), conociendo el área de transferencia A_t , el coeficiente global de transferencia \bar{h} , la eficiencia de la superficie (η_0) y la mencionada diferencia de temperaturas, ecuación 13:

$$Q_h = \eta_0 \bar{h} A_f \Delta T_{log} \quad (13)$$

El coeficiente global de transferencia de calor es calculado considerando que la igualdad de los calores expresados por las ecuaciones 12 y 13 es posible solamente para valores dados de h y η . El motivo es que la eficiencia de la superficie aletada está involucrada en el cálculo y es a su vez una función del coeficiente de transferencia de calor. La eficiencia de la superficie aletada se calcula como función de la eficiencia de la aleta η y el área total de transferencia A_0 , ecuación 14:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_0} (1 - \eta) \quad (14)$$

La eficiencia de la aleta fue determinada siguiendo el método de Schmidt [10], al igual que otros autores [11, 12].

Resultados y Discusión

Como fue explicado anteriormente, la investigación pretende determinar la influencia que tienen las cuatro variables geométricas o variables independientes a_1 , h_1 , a_2 , h_2 , en el comportamiento termo-hidráulico del intercambiador que queda determinado por las variables dependientes j y f . Es importante mencionar que el factor de Colburn (j) no es más que la representación adimensional del coeficiente traspaso de calor por convección del aire, este relaciona al coeficiente global de traspaso de calor medio, la longitud de la placa, la conductividad del aire, el número de Prandtl y el número de Reynolds. Su homólogo para la caída de presión resulta ser el coeficiente de fricción o factor de Fanning (f). Como se tiene más de una variable dependiente, se decide utilizar un diseño de experimentos numérico basado en la conocida técnica que genera un hipercubo latino [12]. Cada variante, o geometría, propuesta por el hipercubo latino es generada y construida empleando un software CAD. Utilizando, a seguir, un programa de CFD se simulan los comportamientos termo hidráulicos de cada geometría; y finalmente, utilizando el método de reducción de los datos descrito anteriormente, se calculan los resultados de j y f para cada variante.

El procedimiento de obtención del modelo sustituto o regresión múltiple, consiste en la realización de una regresión matemática a los valores de j y f como una función de las variables dependientes. Estos modelos ajustados serán procesados empleando técnicas de metaheurística para así obtener los resultados que se pretenden en el trabajo. Se utilizó un procedimiento de ajuste basado en los mínimos cuadrados ordinarios, este procedimiento se ajusta al modelo utilizando todas las variables independientes, así como las interrelaciones de estas. Para medir la calidad de la regresión se utilizó el coeficiente de determinación R^2 , que fue considerado siempre mayor que 0,99 para certificar que el resultado de la regresión fuese satisfactorio. Este criterio refleja la

bondad del ajuste de un modelo a la variable que pretende replicar. Las ecuaciones 15 y 16 son los modelos sustitutos finalmente determinados, que corresponden a j y f respectivamente.

$$j = 0,000433903 * a_1 - 0,00335407 * h_1 - 0,00260411 * h_2 - 0,0000037415 * a_1^2 + 0,0030278 * h_1^2 - 3,89532E^{-8} * a_2^2 + 0,00375992 * h_2^2 + 1,12177E^{-8} * a_1^3 - 0,00171784 * h_1^3 - 0,00148497 * h_2^3 + \frac{0,588383}{a_1} - \frac{0,0000576907}{h_2} + 0,0000172077 * a_1 * h_1 + 1,43642E^{-7} * a_1 * a_2 + 0,00000437958 * a_1 * h_2 - 0,00000839118 * a_2 * h_2 \quad (15)$$

$$f = -0,00614281 * a_1 + 0,0136037 * h_1 + 0,00599918 * a_2 + 0,0000460947 * a_1^2 - 0,000039142 * a_2^2 - 1,22405E^{-7} * a_1^3 + 9,47134E^{-8} * a_2^3 - \frac{6,2101}{a_1} + \frac{10,0541}{a_2} - 0,000116448 * a_1 * h_1 - 0,000241497 * h_2 \quad (16)$$

La optimización es realizada empleando algoritmos genéticos y utilizando como funciones objetivo precisamente las ecuaciones 15 y 16. El procedimiento de optimización se realiza aplicando una de las herramientas incorporadas en el software MatLab. Esta herramienta devuelve como resultado un conjunto de valores óptimos de j y f representados en un gráfico conocido como frente de Pareto. Este frente o frontera de Pareto constituye el grupo de geometrías cuyos resultados de j y f pueden ser considerados como los valores óptimos encontrados por el algoritmo empleado. Debe destacarse que el algoritmo selecciona los resultados que encuentra bajo la hipótesis de obtener un elevado valor del factor de Colburn j , al mismo tiempo, un bajo valor del factor de fricción.

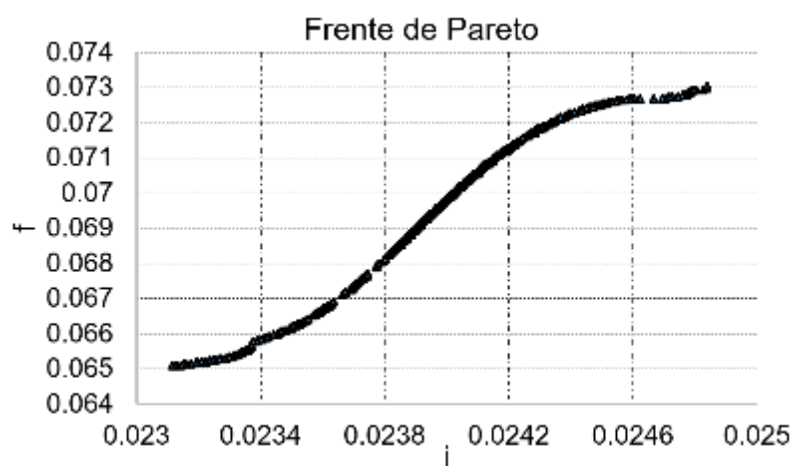


Fig. 4. Frente de Pareto luego de realizar la optimización multiobjetivo.
Fuente: autores

Para esta optimización se utilizó una población inicial igual a 200. Como función de selección se escogió la de tipo torneo. Se utilizó un régimen de mutación uniforme y cruzamiento del tipo disperso. Las iteraciones se detuvieron cuando fueron calculadas 10000 generaciones. Entre la población dominante de ese proceso de selección artificial, se escogió el modelo que más intensifica la transferencia de calor con las menores pérdidas de presión. Esta selección responde al criterio de mayor intensificación y mayor valor de la relación *area goodness* (ecuación 8). En la tabla 2 se presentan el modelo escogido y los resultados de j y f de la aleta de referencia.

Tabla 2. Geometrías seleccionadas como dominantes en el proceso de optimización

Geometría	$a_1(^{\circ})$	$h_1(\text{mm})$	$a_2(^{\circ})$	$h_2(\text{mm})$	j	f	<i>Area goodness</i>
Referencia	Sin generadores de vórtices				$2,310 \times 10^{-2}$	$6,656 \times 10^{-2}$	-
Óptimo	50,540	0,323	62,473	0,875	$2,450 \times 10^{-2}$	$7,676 \times 10^{-2}$	0,919

En la figura 5 se muestran los contornos de flujo de calor sobre la cara superior de la aleta de referencia y la seleccionada como óptima. El flujo de aire circula en la dirección positiva de la coordenada y (es decir de derecha a izquierda). En el modelo de referencia o en condición lisa, se puede observar fácilmente la zona de bajos coeficientes de transferencia de calor asociados a la zona de recirculación o zona muerta tras los tubos.

En la región adyacente a los tubos existe una aceleración del flujo debido a la reducción del área de paso (área mínima de circulación). Se aprecia cómo el efecto túnel (producto de la aceleración del flujo debido a la reducción del área de paso) disminuye el área muerta de los tubos correspondientes a la primera fila. En el tubo de la segunda fila, los vórtices tienden a contornear menos el tubo, provocando una región de recirculación mayor que la que se observa tras los tubos de la primera fila. La falta de una tercera fila impide el efecto de aceleración o de túnel antes mencionado.

En el modelo seleccionado como óptimo es apreciable como la presencia del generador de vórtices ubicado tras la primera fila de tubos ejerce una influencia significativa sobre la zona de recirculación. Es evidente como al generar vórtices y desviar parte del flujo que circula por el canal, aumenta la capacidad para transferir calor en la parte posterior del tubo de la primera fila. Este incremento, complementado al leve incremento que produce el GV de la segunda fila puede intensificar la transferencia de calor hasta en un 6,04 % para la velocidad de entrada del aire de 1 m/s.

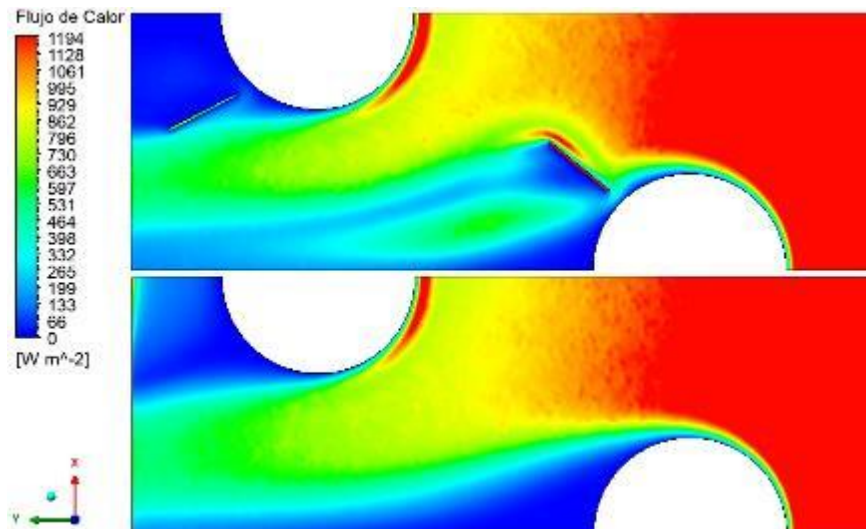


Fig. 5. Flujo de calor en (W/m^2) sobre la cara superior de la superficie de la aleta (modelo óptimo arriba y referencia abajo). Fuente: autores

La caída de presión también aumenta tras la inserción de los GV hasta un 15,3 %; ya que, al tener dos superficies nuevas enfrentadas al flujo, aumenta el arrastre de forma, y por ende las pérdidas por presión. Esta penalidad en caída de presión siempre viene asociada a las técnicas de intensificación, de ahí la necesidad de realizar estudios de optimización para lograr el mejor aprovechamiento de estas técnicas.

Analizar las variables por separado es una tarea compleja, pues la influencia de cada una de estas variables geométricas sobre j y f varía al modificar el valor del resto de los parámetros. Para lograr este objetivo se decide fijar en los valores óptimos y variar solamente uno, para comprender el impacto sobre el valor de los factores de Colburn y de fricción. Por cuestiones de espacio no serán mostradas todas las curvas, solo las que sean necesarias para explicar su comportamiento.

Al estudiar el comportamiento de j en función de a_1 , este describe un comportamiento parabólico cóncavo hacia arriba, tal como se puede observar en la figura 6. Presenta un máximo cuando $a_1 = 50^\circ$ y un mínimo cuando a_1 ronda los 110° . Este comportamiento puede deberse al hecho de que al aumentar el ángulo de ataque los vórtices generados cada vez son menores, pues al llegar a los 90° , el GV se encontrará paralelo al flujo de aire y la capacidad del GV para transferir *momentum* quedaría limitada. Luego GV de la primera fila, más enfrentados al flujo presentan los mejores comportamientos de j . Este resultado indica la posibilidad de que el máximo de j , se encuentre fuera del rango de valores estudiados de a_1 . Es una recomendación de los autores ampliar el rango de estudio para futuras investigaciones.

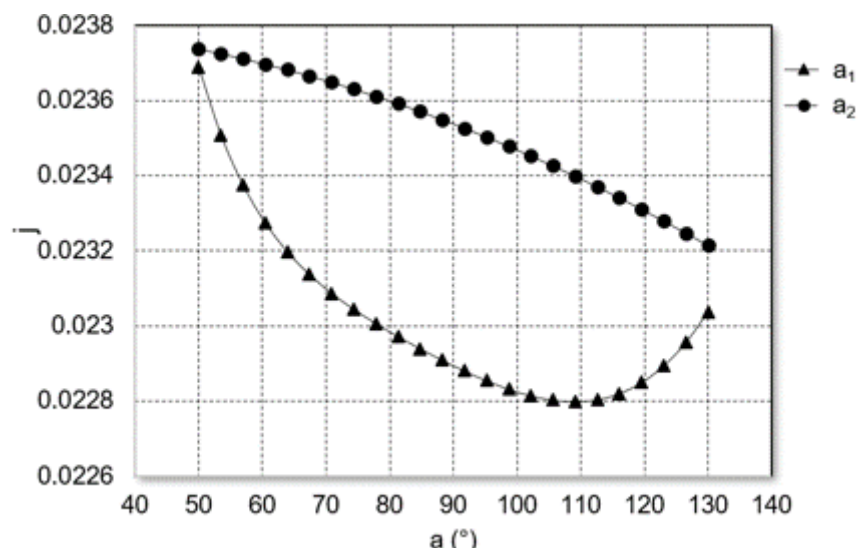


Fig. 6. Comportamiento de j en función de a_1 y a_2 . Fuente: autores

Al analizar el factor de fricción contra a_1 , puede notarse una disminución de f a medida que aumenta el ángulo de ataque. Este comportamiento se debe a que al aumentar a_1 el área frontal de GV disminuye, y en consecuencia el arrastre de forma disminuye, pues es proporcional al área frontal proyectada y a la diferencia de presiones entre la parte frontal y la posterior del cuerpo sumergido.

La altura del cateto más pequeño del paralelogramo que describe la geometría de los GV tiene influencias diferentes sobre j en ambos generadores de vórtices. Como se aprecia en la figura 7, j tiene un comportamiento decreciente mientras aumenta h_1 . Esta conducta se debe a que mientras mayor es h_1 , el GV pasa de tener como función principal la generación de vórtices a redireccionar el flujo hacia la pared del tubo de la segunda fila. Puede notarse que a partir de $h_1 > 0,8$, la razón de decrecimiento es mayor, pues a partir de ese valor de h_1 , el GV de la primera fila pierde la capacidad de generar vórtices y solo genera desviación del flujo. Si estudiamos la influencia de h_2 sobre el comportamiento de j se puede apreciar que el máximo cambio posible de j no supera el valor de 2×10^{-4} , sin embargo, se pueden apreciar dos picos en su comportamiento, uno cuando h_2 presenta sus valores más bajos y otro cuando ronda el valor de 1 mm.

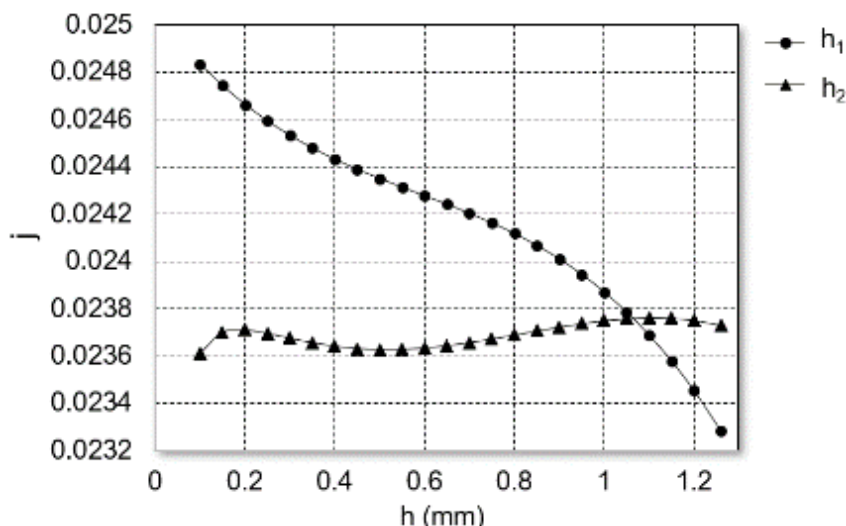


Fig. 7. Comportamiento de j en función de h_1 y h_2 . Fuente: autores

Del análisis del comportamiento de f se puede suponer que para todo el rango de estudio se aprecia un comportamiento creciente, pues a medida que h_1 aumenta, también lo hace el área frontal de GV y por ende el arrastre de presión. Sin embargo, f parece decrecer (aunque en menor medida) cuando aumenta h_2 . Este comportamiento se debe a que, en la segunda fila de tubos, la redirección del flujo parece tener mayor importancia en la reducción de arrastre sobre los tubos.

Por último, la influencia de a_2 en j parece ser siempre decreciente dentro del rango de estudio, como se observó en la figura 6. La razón es exactamente la misma que se explicó para a_1 . Sin embargo, en el análisis de la influencia de a_2 en f , se obtiene una razón decreciente hasta $a_2 = 80^\circ$, y para valores mayores parece comportarse de manera lineal.

El estudio demuestra que utilizar generadores de vórtices como técnica de intensificación es una solución viable y de fácil implementación. Emplear técnicas de optimización tales como los algoritmos genéticos, en combinación con diseños de experimentos numéricos arroja resultados prometedores.

Conclusiones

El método de simulación aquí empleado, así como la metodología de cálculo utilizada es bastante fiable, pues es capaz de reproducir con elevada fidelidad el comportamiento determinado de forma experimental presente en la literatura. Aunque el empleo de GV trae aparejada la generación de mayores pérdidas de presión, su utilización puede lograr incrementos en la transferencia de calor superiores al 6,04 %. Se puede concluir que el GV de la primera fila de tubos ejerce una influencia marcadamente mayor que el de la segunda fila. Las variables asociadas al GV de la primera fila (a_1 , h_1) son determinantes y ejercen la mayor influencia tanto sobre el factor de Colburn como sobre el factor de Fricción.

Referencias

1. Salviano LO. Optimization of winglet-type vortex generator positions and angles in plate-fin compact heat exchanger: response surface methodology and direct optimization. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2015;82:373-387. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.10.072>
2. Oneissi M. Novel design of delta winglet pair vortex generator for heat transfer enhancement. *International Journal of Thermal Sciences*. 2016;109:1-9. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.05.025>

3. Esmaeilzadeh A. Comparison of simple and curved trapezoidal longitudinal vortex generators for optimum flow characteristics and heat transfer augmentation in a heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2017;125:1414-1425. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.115>
4. Borrajo Pérez R. Heat Transfer Enhancement in a Heat Exchanger Having Two Rows of Round Tubes and Slit Fins Using Vortex Generators. *American Society of Thermal and Fluids Engineering*. 2018;1:429-441. DOI: 10.1615/TFEC2018.cmd.020940.
5. Han H. Numerical study of thermal and flow characteristics for a fin-and-tube heat exchanger with arc winglet type vortex generators. *International Journal of Refrigeration*; 2018;48:25-35. <https://doi.org/10.1016/j.iirefrig.2018.10.021>
6. Välikangas T. Fin-and-tube heat exchanger enhancement with a combined herringbone and vortex generator design. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018;118:602-616. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.006>
7. Menéndez Pérez A. Determination of the optimum louver angle of a louvered fin with elliptical tubes. *Ingeniería Mecánica*. 2019;22:07-13.
8. Wang C. Heat transfer and friction characteristics of plain fin - and - tube heat exchangers, part II: Correlation.. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2000;43:2693-2700. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00333-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00333-6)
9. Seshimo Y, Fujii M. An experimental study on the performance of plate fin and tube heat exchangers at low Reynolds numbers. in *Proceedings of the 1991 ASME JSME thermal engineering joint conference*. EEUU, 1991. [Consultado: 2 de mayo de 2020] Disponible en: https://inis.iaea.org/aspix?orig_q=RN:23054035
10. Schmidt TE Heat transfer calculations for extended surfaces. *Refrigeration Engineering*. 1949;57:351-357.
11. Perez RB, Gonzalez JJ. Heat Transfer and Pressure Drop Mechanisms in Wavy Fins Having One, Two, Three, and Four Rows of Tubes. *International Journal of Energy for a Clean Environment*. 2018;19:2150-3621.
12. Evangelaras H, Koutras MV. On second order orthogonal Latin hypercube designs. *Journal of Complexity*. 2017;39:111-121. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jco.2016.10.007>

Conflicto de intereses

Los autores declaran que no existen conflictos de intereses

Alberto Menéndez Pérez. <https://0000-0002-2110-6491>

Realizó contribuciones en el análisis e interpretación de los datos. Participó en la búsqueda de información, en el diseño de la investigación, en la recolección de los datos, análisis de los resultados y en la revisión crítica de su contenido, así como en la redacción y aprobación del informe final.

Erick Lázaro García Moya. <https://0000-0002-3847-1380>

Participó en la obtención de datos y en la revisión crítica del trabajo, así como en la redacción y aprobación del informe final.

Daniel Sacasas Suárez. <https://0000-0002-6140-3693>

Realizó contribuciones en el análisis e interpretación de los datos y en la revisión crítica de su contenido, así como en la redacción y aprobación del informe final.

Rubén Borrajo Pérez. <https://0000-0002-8236-0581>

Trabajó en la búsqueda de información, y en la revisión crítica del trabajo, así como en la redacción y aprobación del informe final.