

ESTUDIO NUMÉRICO DEL DESEMPEÑO TERMO-HIDRÁULICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS CON CORRUGADO CON GEOMETRÍA FRACTAL EN RÉGIMEN TURBULENTO

Yadira Montes Olivas
yadiramontes0101@gmail.com

Oscar Chávez
oscar.cl@chihuahua.tecnm.mx

Israel Rosas
israel.ry@chihuahua.tecnm.mx

Víctor Ambríz
victor.ad@chihuahua.tecnm.mx

Tecnológico Nacional de México/ Instituto Tecnológico de Chihuahua
División de Estudios de Posgrado e Investigación

Av. Tecnológico #2909
614-201-2000

RESUMEN.

En este documento se presenta una comparación del desempeño térmico entre intercambiadores de calor de placas tipo chevrón. Una de ellas tiene un corrugado definido por una geometría sinusoidal y la segunda placa tiene un corrugado que basado en una geometría fractal de Koch. La investigación fue realizada con el software Ansys, donde se simuló los intercambiadores en una configuración de contraflujo, se realizó un estudio paramétrico para analizar su desempeño al variar el número de Reynolds en régimen turbulento. Los resultados arrojaron una mejora en el desempeño térmico integral por parte de la configuración fractal, principalmente al exhibir una mayor ganancia térmica que supera las caídas de presión. Palabras clave: intercambiador de calor, fractal de Koch, desempeño térmico.

ABSTRACT.

This document presents a comparison of thermal performance between chevron-type plate heat exchangers. One of them features corrugation defined by a sinusoidal configuration, while the second plate uses a corrugation based on the Koch fractal configuration. The research was conducted using Ansys software, where counterflow operation was simulated, along with a parametric study to analyze performance variation with different Reynolds numbers for turbulent regime. The results showed a predominance in overall thermal performance by the fractal configuration, mainly due to its higher thermal gain, which outweighs the pressure drop penalty.

Keywords: heat exchanger, fractal geometry, thermal performance.

1. INTRODUCCIÓN.

Un intercambiador de calor es un dispositivo capaz de transferir calor desde un fluido a alta temperatura hacia otro de menor temperatura, ambos comunicados térmicamente a través de una pared con alta conductividad térmica. Estos son utilizados en una gran variedad de industrias debido a su alta eficiencia de difusión térmica y en algunos casos, su capacidad de soportar la diferencia de presión que pueda existir entre ambos fluidos [1]. Los intercambiadores de calor pueden verse diseñados según su requerimiento para ser de tipo tubos y coraza, tubular concéntrico, de placas, entre otros [2]. Es en este último caso donde puede variar el tipo de corrugado con el que se lamina la placa. Existen estudios previos donde se investiga el desempeño del

intercambiador en función de los tipos de placa, específicamente tipo chevrón, washboard y cupcake [3]. Además, se tienen comparaciones dentro del mismo tipo chevrón donde se examina el comportamiento entre corrugados tipo trapezoidal, sinusoidal y oval [4]. Demostrando así que cualquier diferencia en la forma del patrón de corrugado modifica el comportamiento de parámetros importantes como lo son el caudal o el área de superficie en contacto con los fluidos.

A partir de los fundamentos teóricos de los intercambiadores se puede decir que, al incrementar el área de la superficie de contacto, también se eleva la transferencia de calor. Investigando maneras de aumentar el área de contacto entre estas, resulta viable la posibilidad de plantear un corrugado con alguna relación fractal, que se amolde a las necesidades de relación térmica y siga contemplando mantenimiento y posible fabricación.

Los fractales son figuras geométricas con patrones formados a partir de la autosimilitud a diferentes escalas de tamaño [5]. La curva de Koch, Figura 1, aparece en 1904 como una construcción geométrica de tipo fractal [6], la cual se caracteriza por segmentar una línea en 3 partes de igual proporción y posteriormente reemplazar el segmento central por un par que asemeja un triángulo equilátero [7]. A este proceso de segmentación se le llama iteración, n . Para cada iteración subsecuente se reproduce el proceso en cada una de las líneas rectas de los lados resultantes. Es así como la geometría fractal permite incrementar el perímetro de una figura, pero manteniendo acotada un área determinada.

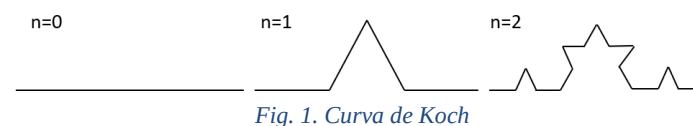


Fig. 1. Curva de Koch

El objetivo de este trabajo es utilizar Dinámica de Fluidos Computacional para realizar un estudio entre intercambiadores de calor tipo chevrón, uno con corrugado de tipo sinusoidal y otro con geometría fractal basada en la curva de Koch y comparar su desempeño térmico.

2. MARCO TEÓRICO.

Considerando la relación de transferencia de calor para los intercambiadores como:

$$Q = UA_T \Delta T_{ln}, \quad (1)$$

donde Q se refiere al calor, U es el coeficiente global de transferencia de calor, A_T representa el área total y ΔT_{ln} presenta la media logarítmica a partir de:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}, \quad (2)$$

siendo las diferencias de temperaturas

$$\Delta T_1 = T_{c2} - T_{f1} \quad (3)$$

y,

$$\Delta T_2 = T_{c1} - T_{f2}. \quad (4)$$

Donde T_{c2} es la temperatura de salida del fluido caliente y T_{f1} la temperatura de entrada del fluido frío; asimismo, T_{c1} representa la temperatura de entrada del fluido caliente y T_{f2} la temperatura de salida del fluido frío.

Además, la transferencia de calor para cada fluido dependerá de sus propias condiciones, por lo tanto, para el fluido caliente se tiene

$$Q = \dot{m}_c c_p (T_{c2} - T_{c1}), \quad (5)$$

y para el fluido frío se tiene que

$$Q = \dot{m}_f c_p (T_{f2} - T_{f1}), \quad (6)$$

donde $\dot{m}_c$ y $\dot{m}_f$ hacen referencia al fluido másico y c_p a la capacidad calorífica específica.

Una manera práctica de obtener la tasa de transferencia de calor en intercambiadores de calor es aplicar el método $\varepsilon - NTU$, en el cual se busca un estimado a partir de una geometría conocida. La efectividad térmica está dada por la relación

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}}, \quad (7)$$

teniendo $\dot{Q}$ como el flujo de calor real del intercambiador y $\dot{Q}_{max}$ como el valor teórico más alto posible, fundamentado en

$$Q_{max} = C_{min} (T_{c1} - T_{f1}). \quad (8)$$

Por otro lado, el número de unidades de transferencia térmica (NTU por sus siglas en inglés) está dado por la ecuación:

$$NTU = \frac{UA_T}{C_{min}}, \quad (9)$$

donde C_{min} hace referencia a la menor tasa de capacidad calorífica entre los fluidos participantes, estos se obtienen a partir de

$$C_c = \dot{m}_c c_p \quad (10)$$

para el fluido caliente y

$$C_f = \dot{m}_f c_p \quad (11)$$

para el fluido frío.

Para mantener el flujo en el intercambiador se requiere proporcionar una potencia de bombeo. La potencia total de bombeo requerida se obtiene al sumar la potencia de flujo en el lado frío más la potencia requerida en el lado caliente de la forma:

$$P = \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \Delta p \right)_f + \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \Delta p \right)_c, \quad (12)$$

donde Δp es la caída de presión experimentada en el flujo.

En la selección de intercambiadores de calor es importante considerar tanto el desempeño térmico como la potencia de bombeo requerida por el equipo. Esto último se hace mediante el llamado criterio de evaluación del desempeño o PEC por sus siglas en inglés (Performance Evaluation Criterion) [8], que relaciona la transferencia de calor con la potencia de bombeo tomando en cuenta un equipo de referencia. Este parámetro asegura que las ganancias térmicas no se vean superadas por un alto costo en el consumo de energía. Tomando la geometría fractal como referencia se tiene entonces que el PEC está dado por:

$$PEC = \frac{(Q/Q_s)}{(P/P_s)}. \quad (13)$$

3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

La Figura 2, muestra el corrugado sinusoidal utilizado en el intercambiador. El perfil del corrugado se obtiene a partir de la función

$$y(t) = f - \sin \left(\left(2 \frac{1}{9.6} \pi t \right) + \frac{1}{0.5} \right) dt. \quad (14)$$

La placa fractal adaptada a la geometría sinusoidal analizada se muestra en la figura 3. El perfil corrugado se construye a partir de una geometría fractal tipo curva de Koch para $n=1$.



Fig. 2. Parámetros del corrugado tipo sinusoidal.



Fig. 3. Perfil del corrugado tipo fractal.

Para ambas placas, se tomó una longitud y forma homóloga de placa, así como un grosor de la placa de 0.3mm, con el fin de que las características ajenas a su corrugado fueran lo más parecidas posibles. Además, se mantuvo un ángulo de 30° característico de las placas tipo chevrón, a cada uno de los modelos, mismos que se presentan en la figura 4.

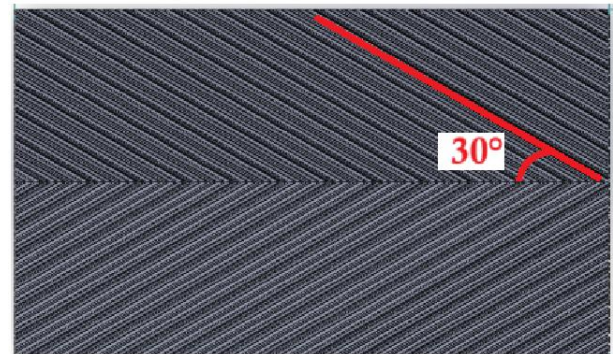


Fig. 4. Parámetros de placas

4. MODELADO DEL PROBLEMA.

Las simulaciones numéricas de flujo turbulento hacen uso de la descomposición de Reynolds. Esta se enfoca en la separación tanto de la velocidad instantánea u_i como de la presión p , en dos componentes. El primer componente es la fluctuación que presenta el flujo u'_i and p' , y la segunda su promedio respecto al tiempo, $\overline{u_i}$ y $\overline{p}$. El resultado de reemplazar estas variantes en las ecuaciones de continuidad y momento, son las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo o RANS. Para flujos en estado estacionario y fluidos incompresibles se tiene la ecuación de continuidad

$$\frac{\partial(\rho \underline{u}_j)}{\partial x_j} = 0, \quad (15)$$

y la correspondiente a la ecuación de momento de conservación queda como

$$\frac{\partial(\rho \underline{u}_i \underline{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial(p \delta_{ij})}{\partial x_j} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial \tau_{ij}^R}{\partial x_i}, \quad (16)$$

En la actualidad se tiene conocimiento un gran número de modelos de turbulencia y variantes de los mismos para calcular la viscosidad turbulenta. Entre los modelos con mayor aplicación se encuentran el k - ϵ ($k - \epsilon$) y el k - ω ($k - \omega$). En este trabajo se hace uso del software Fluent para resolver las ecuaciones y se implementa el modelo de turbulencia k - ω SST. Investigaciones previas donde se compara el desempeño entre ambos modelos en intercambiadores de calor [9][10] muestran que el modelo k - ω ($k - \omega$) presenta un mejor desempeño.

4.1. Parámetros geométricos.

Partiendo de un modelado 3D con dimensiones de 7cm de ancho por 12cm de largo para ambos tipos de intercambiador de calor, estos se muestran la tabla 1.

Tabla 1.

Geometría	Perímetro mojado [m]	Diámetro hidráulico $\times 10^{-3}$ [m]	Área de sección transversal $\times 10^{-4}$ [m ²]
Sinusoidal	0.1445	3.825	1.38
Fractal	0.2038	2.720	1.38

4.2. Propiedades del fluido.

Se utilizó agua como fluido, tanto para la zona de temperatura caliente como para la de temperatura fría. Se tomo un calor específico constante de $4182 \frac{J}{kgK}$. La conductividad térmica, densidad y viscosidad se tomaron variables con la temperatura modelada mediante un polinomio de segundo orden. Los coeficientes del polinomio se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2. Coeficientes del polinomio de 2° orden para las propiedades dependientes de la temperatura.

Propiedad	1° coeficiente	2° coeficiente	3° coeficiente
-----------	----------------	----------------	----------------

Conductividad térmica $[\frac{W}{mK}]$	-0.73541	0.00735	-9.5289x10 ⁻⁶
Viscosidad $[\frac{kg}{ms}]$	0.02578	-1.439 x10 ⁻⁴	2.0348 x10 ⁻⁷
Densidad $[\frac{kg}{m^3}]$	744.123	1.9439	-0.00368

4.3. Condiciones de frontera.

Las condiciones establecidas en todos los estudios realizados para el fluido frío fueron $T_{f1} = 20^\circ C$, $V_f = 2.62 \frac{m}{s}$, esta velocidad corresponde a un $Re = 1 \times 10^4$. Se fijó una condición de presión cero a la salida de ambos fluidos

$$p_{c2} = p_{f2} = 0. \quad (17)$$

Todas las caras externas se tomaron como adiabáticas.

4.4. Validación del mallado.

El tipo de mallado utilizado para las simulaciones fue el Poly-Hexcore, el cual se destaca por la generación de elementos hexaedros para las partes centrales del modelo, que se entrelazan con elementos de tipo poli-prismáticos a las orillas. Esta adherencia resulta en un menor número de elementos generados y así maximiza los recursos computacionales disponibles [11]. Para el mallado correspondiente a la pieza sinusoidal se tomaron un total de 20 capas límite, con una relación de transición de 0.2 y un índice de crecimiento de 1.15 entre ellas. Los valores residuales fueron establecidos al menos en 1×10^{-6} .

Para el estudio de independencia y validación del mallado, se tomó $T_{c1} = 90^\circ C$ y $V_c = 2.69 \frac{m}{s}$, correspondiente a un $Re = 1 \times 10^4$. Luego de fijar las condiciones de frontera, cada simulación arroja como resultado los valores de T_{c2} , $\dot{m}_c$ y p_{c1} para el fluido caliente, así como T_{f2} , $\dot{m}_f$ y p_{f1} para el fluido frío.

Debido a que se estableció la condición de presión cero a la salida de ambos fluidos, la diferencia de presiones está dada directamente a partir de su presión de entrada donde

$$\Delta p_c = p_{c1}, \quad (18)$$

para la presión caliente y

$$\Delta p_f = p_{f1}, \quad (19)$$

para la presión fría.

5. RESULTADOS.

Se realizaron simulaciones de flujo en un intercambiador de calor de placas con geometría fractal y uno con geometría sinusoidal. Para todas las simulaciones se tomó $T_{c1} = 90^\circ C$ y se realizó una variación en la velocidad del fluido caliente V_{c1} de manera que se cubrió un rango de Reynolds desde $Re = 1 \times 10^4$ hasta $Re = 3.8 \times 10^4$. Las condiciones del fluido frío se mantuvieron fijas en $T_{f1} = 20^\circ C$ y $Re = 1 \times 10^4$.

La Figura 5 muestra el flujo de calor para ambos intercambiadores. Se puede observar que ambas configuraciones incrementan la transferencia de calor a medida que aumenta el número de Reynolds, lo que puede deberse a una mayor turbulencia dentro del fluido. Sin embargo, es el intercambiador de tipo fractal el que demuestra un mejor desempeño térmico al mantener una mayor transferencia de calor con respecto a la sinusoidal.

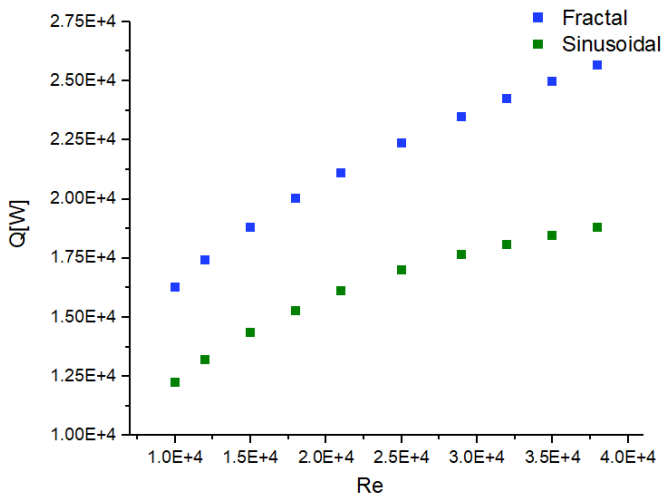


Fig. 5. Variación de la transferencia de calor respecto al número de Reynolds en ambas geometrías

A partir de la Ecuación 1, se puede calcular el coeficiente U como un valor que describe el desempeño térmico por unidad de área y diferencia de temperatura. La Figura 6 muestra el coeficiente U para cada intercambiador. Puede observarse que, al contrario del flujo de calor, el coeficiente de transferencia de la configuración fractal es menor. Esto pudiera indicar el impacto del incremento en el área de contacto de la configuración fractal.

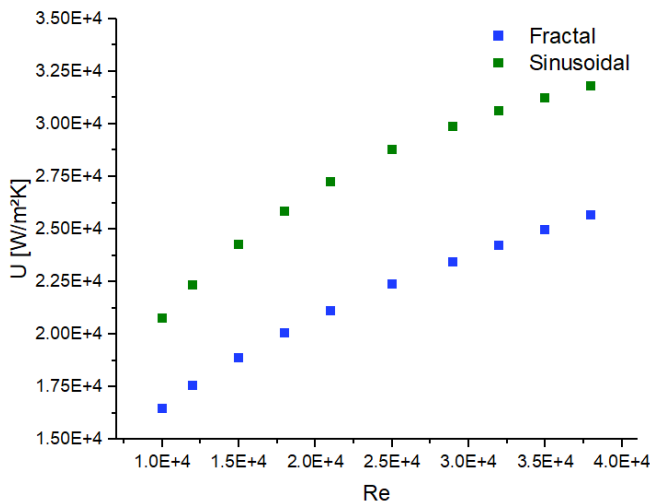


Fig. 6. Variación del coeficiente de transmisión térmica U respecto al número de Reynolds en ambas geometrías

La eficiencia térmica, Ecuación 7, puede interpretarse como la razón entre la transferencia de calor real y la ideal, esto significa que entre mayor sea su valor, habrá un mejor rendimiento en el intercambiador de calor. La Figura 7 muestra que la configuración fractal es más eficiente térmicamente en comparación con la sinusoidal, debido a que sus valores están más cercanos a una eficiencia de 1, que representaría un comportamiento ideal.

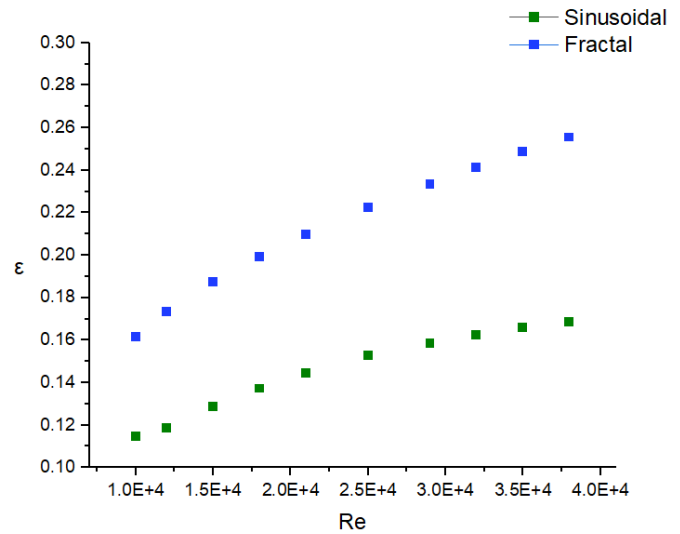


Fig. 7. Eficiencia térmica respecto al número de Reynolds en ambas geometrías

La Figura 8 representa el comportamiento de NTU en ambas configuraciones para diferentes números de Reynolds. La gráfica exhibe que es la configuración fractal la que cumple con un mayor NTU, contra la placa sinusoidal, lo que también implica que la primera tiene una mayor capacidad para transferir calor, independiente de la diferencia de temperaturas que exista entre los fluidos que participan en el intercambio térmico.

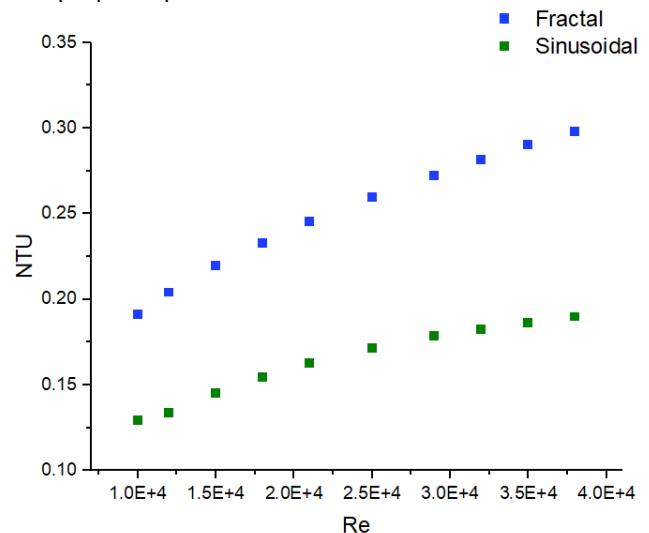


Fig. 8. Variación del coeficiente global de transferencia de calor respecto al número de Reynolds en ambas geometrías

Con el fin de evaluar la mejora en el desempeño del intercambiador se calculan la relación entre el calor transferido por la geometría fractal respecto de la sinusoidal. La Figura 9 muestra que esta relación oscila entre 1.3 y 1.36, esto representa que hay un aumento de calor transferido por parte de la configuración fractal, que va desde un 30 a un 36% en el estudio realizado.

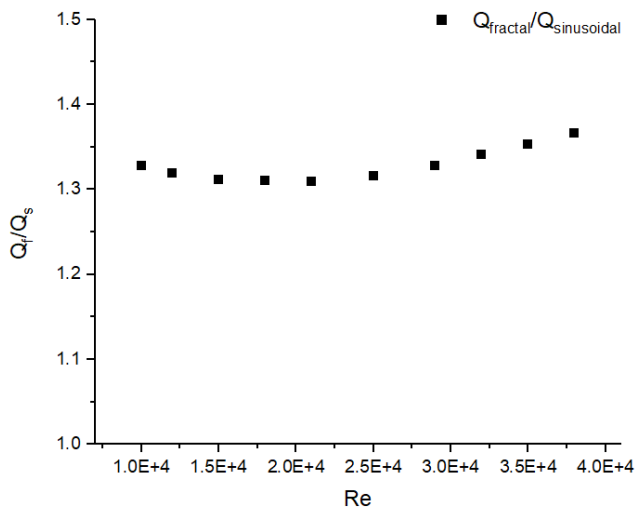


Fig. 9. Relación entre calores transferidos entre placas fractal y sinusoidal con respecto al número de Reynolds.

La Figura 10 muestra la razón de los coeficientes globales de transferencia de calor U entre ambas configuraciones. Puede notarse que esta relación es menor a uno y es prácticamente independiente del número de Reynolds. Su valor se mantiene entre 0.77 y 0.81. Lo anterior demuestra que la geometría fractal está alrededor de un 23% por debajo de la sinusoidal.

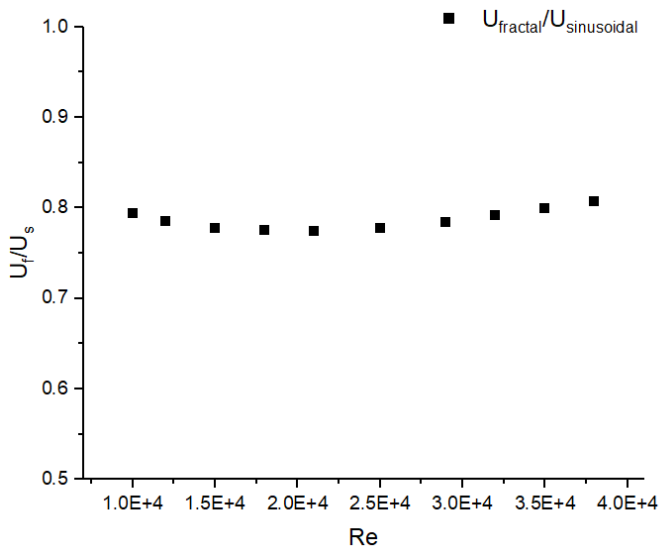


Fig. 10. Relación entre coeficientes globales de transferencia de calor entre placas fractal y sinusoidal con respecto al número de Reynolds.

La Figura 11 muestra la relación de eficiencias de ambos intercambiadores. Puede observarse que la placa fractal es superior a la eficiencia de la placa sinusoidal y que la mejora se incrementa ligeramente a medida que aumenta el número de Reynolds desde 1.39 para el Reynolds más bajo hasta 1.52 para el Reynolds máximo.

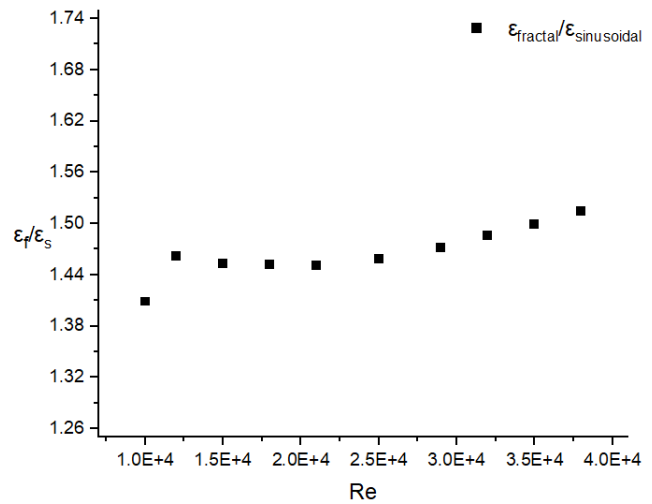


Fig. 11. Relación entre eficiencias entre placas fractal y sinusoidal con respecto al número de Reynolds.

La Figura 12 muestra la razón entre los NTU de ambas configuraciones, también puede observarse que es mayor a 1 en todo el rango de Reynolds. Esta relación toma valores entre 1.47 y 1.58. Lo anterior indica una mayor capacidad de transferencia térmica por parte de la configuración fractal, de entre 47 y 58% respecto a la sinusoidal.

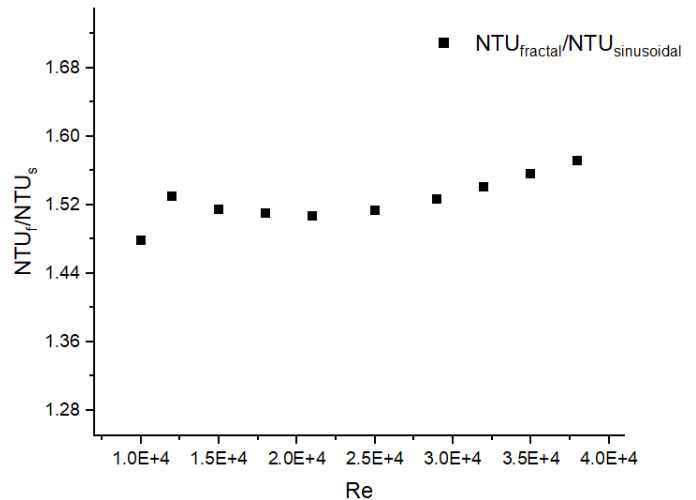


Fig. 12. Relación entre capacidades de transferencia térmica entre placas fractal y sinusoidal con respecto al número de Reynolds.

En la Figura 13 se presenta una comparación de la potencia de bombeo requerido por cada configuración en el estudio realizado. Se puede ver que la potencia requerida por la configuración sinusoidal es casi tres veces la que requeriría el fractal. Esta diferencia puede ser provocada por un aumento acelerado de pérdidas por fricción.

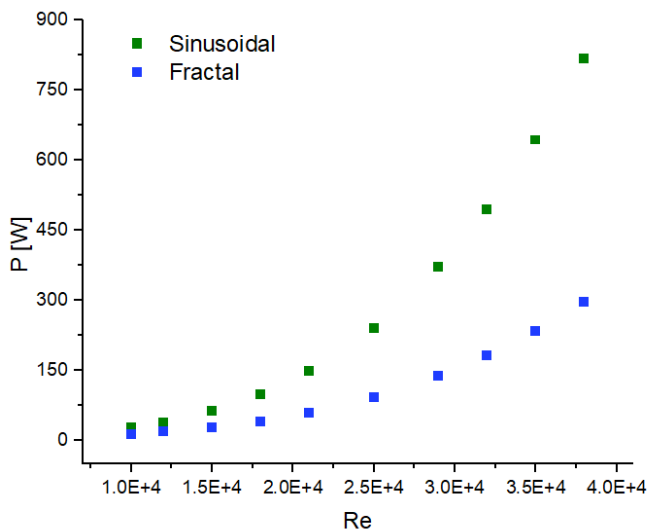


Fig. 13. Variación de potencias entre placas fractal y sinusoidal con respecto al número de Reynolds.

El criterio de evaluación de desempeño PEC es un medio que evalúa si la mejora térmica compensa la penalización hidráulica dentro de un proceso térmico, sugiriendo una relación entre rendimiento y coste de equipos necesarios. La Figura 14 muestra el PEC para las configuraciones del estudio. La gráfica muestra que este parámetro se mantiene mayor a 2.5 para todos Reynolds, lo que implica que la ganancia térmica supera la caída de presión.

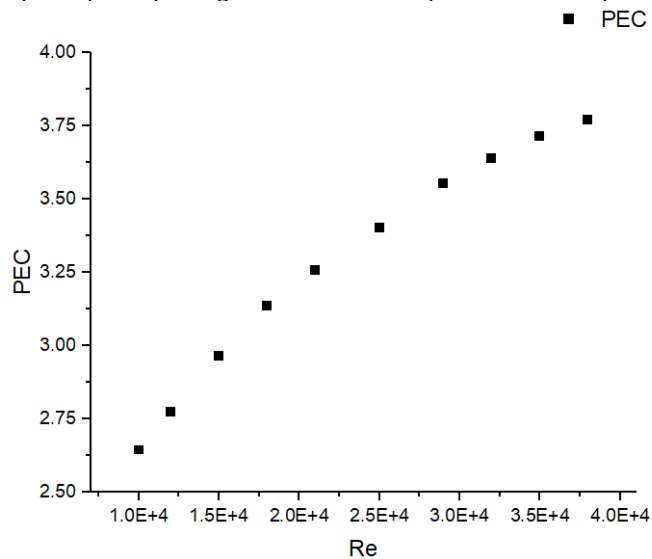


Fig. 14. PEC con respecto al número de Reynolds.

La Figura 15 presenta la gráfica $\varepsilon - NTU$, donde se observa claramente la mejora significativa de la configuración fractal sobre la sinusoidal. Puede verse que ambos intercambiadores siguen la tendencia de las curvas teóricas para diferentes C_r , correspondiente a diferentes números de Reynolds. Sin embargo, para el mismo Reynolds, o C_r , los datos correspondientes a la geometría fractal presentan valores por encima de los datos para el intercambiador sinusoidal mostrando un desempeño térmico

superior. En ambas geometrías los valores más altos de efectividad se obtienen para el número de Reynolds.

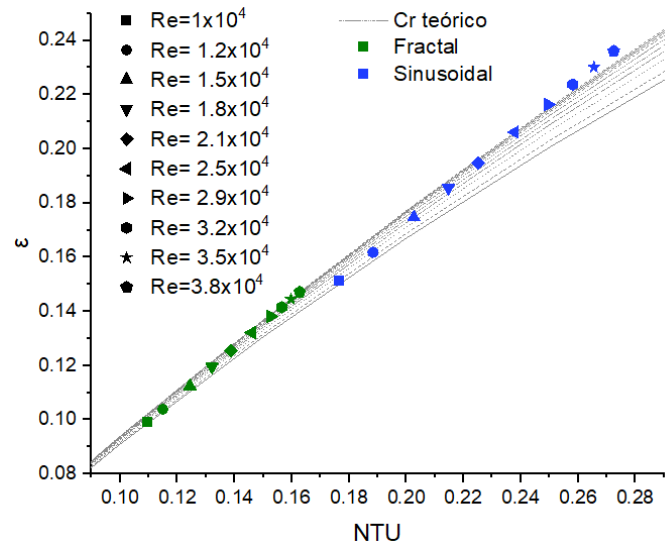


Fig. 15. Comportamiento $\varepsilon - NTU$.

6. CONCLUSIONES.

Una vez analizados los resultados obtenidos acerca de las comparaciones para ambas configuraciones de intercambiadores de calor de placas tipo chevrón, se relevó un comportamiento superior en cuanto a desempeño térmico por parte de la configuración de tipo fractal. La mejora se da especialmente en aplicaciones donde la reducción del consumo energético del bombeo es crítica. Esta conclusión está respaldada principalmente por los datos arrojados por la métrica de rendimiento global PEC, donde al presentarse un comportamiento superior a 1, se entiende que existe un excelente equilibrio entre transferencia de calor y pérdida de presión, hasta 3.5 veces mejor que en la configuración sinusoidal. Estos resultados muestran que incrementar el área de contacto mediante el uso de geometrías fractales, incrementa también la transferencia de calor de manera eficiente.

Los datos de las gráficas muestran consistentemente una mejora en cuanto al desempeño térmico en la configuración fractal de la curva de Koch, y con ello una optimización real en cuanto al uso de espacio en un intercambiador de calor. Lo anterior genera también incertidumbres acerca del desgaste o deterioro que puedan suceder en este tipo de placas con configuraciones fractales. Estas cuestiones surgen dado que los vértices característicos representan también lugares donde el mantenimiento y la limpieza se vuelven indispensables, sobre todo al contemplar que su aplicación puede verse en industrias como la alimentaria o la química, donde restos de componentes pueden generar desde corrosión hasta una crisis sanitaria; además del reto que representa su fabricación, donde procesos tradicionales pueden ser insuficientes y se podría llegar al caso donde la electroerosión o estampado de precisión pueden ser recursos valiosos. Estos y qué otros modelos fractales pueden ser utilizados con el mismo fin, podrían dar lugar a futuras

investigaciones que complementen la comparación entre ambas configuraciones, sinusoidal y fractal, en intercambiadores de calor.

7. REFERENCIAS.

8. [1] X. Han, L. Cui, S. Chen, G. Chen, Q. Wang, *A numerical and experimental study of chevron, corrugated-plate heat exchangers*, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37, 8, 2010, 1008-1014. DOI:10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.06.026
- [2] Zh. Zhang, *Main Equations and Thermal Characteristics of Plate Heat Exchangers*, IEFE Energy Papers, 11, 2022, Nr. 2. DOI: 10.21256/zhaw-2535
- [3] C. Morales, *Análisis numérico de tres diferentes tipos de intercambiadores de calor de placas*, Tesis, Universidad Nacional Autónoma de México, México, Ciudad Universitaria, 2013, <https://ru.dgb.unam.mx/bitstream/20.500.14330/TES01000688862/3/0688862.pdf>
- [4] G. Al-Nuwaibit, A. Al-Odwani, M. Al-Tabtabaei, A. Al-Sairafi, Y. Al-Foudari, M. Al-Rughaib, A. Al-Mesri, *The effect of plate corrugation on the wetting performance of plate heat exchanger for desalination*, Desalination and Water Treatment, Volume 286, 2023, 73-80 <https://doi.org/10.5004/dwt.2023.29331>.
- [6] L Pan, Z. Yao, W. Yao, X. Wei, *Multi-objective optimization on bionic fractal structure for heat exchanging of two fluids by genetic algorithm*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 212, 2023, 124298, ISSN 0017-9310, <https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2023.124298>.
- [7] J. Luque, *Fractales*, Revista Digital de ACTA, disponible: <https://www.acta.es/medios/articulos/matematicas/022001.pdf>, sitio visitado en marzo 20 del 2025
- [8] Webb, R.L., 1981, Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24, 4, 1981, 715-726, [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(81\)90015-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(81)90015-6).
- [9] Song, K., He, Y., Zhang, Q., Wu, X., He, A., Hou, Q., (2024) Thermal performance promotion of a novel double-tube heat exchanger by helical fin with perforations, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 150, 107189. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.107189>
- [10] Menni, Y., Ahmad, H., Ameer, H., Askar, S., Botmart, T., Bayram, M., Lorenzini, G., 2022, Effects of two-equation turbulence models on the convective instability in finned channel heat exchangers, *Case Studies in Thermal Engineering*, 31, 101824. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101824>
- [11] Zore, K., Parkhi, G., Sasanapuri, B., Varghese, A., 2019, Ansys mosaic Poly-Hexcore mesh for high-lift aircraft configuration, 21st Annual CFD Symposium. Bangalore.