



## Diseño térmico-hidráulico de un intercambiador de calor de doble tubo aleteado para el enfriamiento de acetona.

*Thermo-hydraulic design of a finned tube double-pipe heat exchanger for acetone cooling.*

Amaury Pérez Sánchez<sup>1 \*</sup>; Elizabeth Elianne Artigas Cañizares<sup>2</sup>; Laura Thalia Alvarez Lores<sup>3</sup>; Elizabeth Ranero González<sup>4</sup> & Eddy Javier Pérez Sánchez<sup>5</sup>

Recibido: 21/11/2024 – Aceptado: 03/02/2025 – Publicado: 01/07/2025

\* Autor para Correspondencia



Artículos de  
Investigación

Artículos de  
Revisión

Artículos de  
Ensayos

### Resumen.

Los intercambiadores de calor de flujo a de doble tubo aleteados a contracorriente son considerados muy efectivos, valiosos y ventajosos en la industria de la transferencia de calor. En el presente artículo un intercambiador de calor de doble tubo aleteado fue diseñado aplicando una metodología de diseño bien conocida, con el fin de enfriar 2 kg/s de una corriente de acetona desde 90 °C hasta 30 °C usando agua fría disponible a 5 °C. Varios parámetros de diseño importantes fueron determinados tales como el factor de limpieza y el número de horquillas, así como también la caída de presión y potencia de bombeo de ambas corrientes, entre otros. La carga de calor tuvo un valor de 276 030 W, mientras que se necesitará un caudal máscio de agua fría de 3,30 kg/s para enfriar la corriente de acetona. Ambos fluidos fluirán bajo régimen turbulento dentro del intercambiador de calor. El valor del factor de limpieza fue de 0,359, y se necesitarán alrededor de tres horquillas. La caída de presión de ambos fluidos está por debajo del valor máximo establecido por el servicio de transferencia de calor, mientras que las corrientes de agua fría y acetona necesitarán una potencia de bombeo de 3 662 W y 575 W, respectivamente.

### Palabras clave.

Intercambiador de calor de doble tubo, tubo aleteado, número de horquillas, caída de presión, potencia de bombeo.

### Abstract.

Finned tube double-pipe counter-flow heat exchangers are considered very effective, valuable and advantageous in the heat transfer industry. In the present paper a finned tube double pipe heat exchanger was designed applying a well-known design methodology, in order to cool down 2 kg/s of an acetone stream from 90 °C to 30 °C using chilled water available at 5 °C. Several important design parameters were determined like the cleanliness factor and the number of hairpins, as well as the pressure drop and pumping power of both streams, among others. The heat load had a value of 276,030 W, while a mass flowrate of chilled water of 3.30 kg/s will be needed to cool the acetone stream. Both fluids will flow under turbulent regime inside the heat exchanger. The value of the cleanliness factor was 0.359, and about three hairpins will be needed. The pressure drop of both fluids are below the maximum value established by the heat exchange service, while the chilled water and acetone streams will need a pumping power of 3,662 W and 575 W, respectively.

### Keywords.

Double pipe heat exchanger, finned tube, number of hairpins, pressure drop, pumping power.

## 1. Introducción

Con el desarrollo del conocimiento técnico, la importancia de la ingeniería de transferencia de calor ha aumentado y existe una necesidad constante de enfrentar nuevos desafíos de diseño para mejorar el rendimiento y la eficacia en el campo de la transferencia de calor, especialmente debido al interés en el ahorro energético. Generalmente, los intercambiadores de calor se utilizan ampliamente para este propósito [1].

Los intercambiadores de calor son dispositivos utilizados en numerosas industrias para la transferencia de calor entre fluidos. De los varios tipos de intercambiadores de calor que se emplean a escala industrial, posiblemente los dos más importantes son el intercambiador de doble tubo y el de carcasa y tubo. A pesar de que los intercambiadores de calor de carcasa y tubo generalmente ofrecen una mayor superficie de transferencia de calor, un diseño más compacto, mayor facilidad de limpieza y menor probabilidad de fugas, el intercambiador de calor de doble

<sup>1</sup> University of Camagüey; Faculty of Applied Sciences; [amaury.perez84@gmail.com](mailto:amaury.perez84@gmail.com); <https://orcid.org/0000-0002-0819-6760>, Camagüey; Cuba.

<sup>2</sup> University of Camagüey; Faculty of Applied Sciences; [elizabeth.artigas@reduc.edu.cu](mailto:elizabeth.artigas@reduc.edu.cu); <https://orcid.org/0009-0003-3416-1355>, Camagüey; Cuba.

<sup>3</sup> University of Camagüey; Faculty of Applied Sciences; [laura.alvarez@reduc.edu.cu](mailto:laura.alvarez@reduc.edu.cu); <https://orcid.org/0009-0007-2643-018X>, Camagüey; Cuba.

<sup>4</sup> University of Camagüey; Faculty of Applied Sciences; [eliza.eddy2202@gmail.com](mailto:eliza.eddy2202@gmail.com); <https://orcid.org/0000-0001-9755-0276>, Camagüey, Cuba.

<sup>5</sup> Company of Automotive Services S.A.; Commercial Department; [eddyjavierpsanchez@gmail.com](mailto:eddyjavierpsanchez@gmail.com); <https://orcid.org/0000-0003-4481-1262>, Ciego de Ávila, Cuba.

tubo (DPHE, por sus siglas en inglés) aún se utiliza en la práctica hoy en día [2].

Uno de los intercambiadores de calor que ha atraído la atención de investigadores e ingenieros es el DPHE, debido a su simplicidad, eficacia y amplio rango de aplicaciones [3].

Un DPHE (intercambiador de calor de doble tubo) es un tipo distintivo de intercambiador de calor con dos tubos concéntricos, uno dentro del otro. En un DPHE existen dos flujos de fluidos diferentes, de modo que un fluido circula por el interior del tubo interno y el otro fluido lo hace por la región anular situada entre el exterior del tubo interno y el interior del tubo externo [4].

Este sistema consta de dos tubos concéntricos, dos conexiones en T, una cabeza de retorno, una alimentación de retorno y empaques de sellado que sostienen el tubo interior dentro del tubo exterior (Figura 1). Cada uno de los dos fluidos —caliente y frío— fluye ya sea por el interior del tubo interno o por el anillo anular formado entre el exterior del tubo interno y el interior del tubo externo [2].

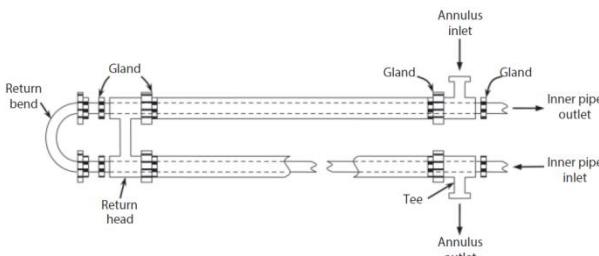


Fig. 1. Intercambiador de calor de doble tubo.

Fuente: [2].

Los DPHE se han utilizado en la industria de procesamiento químico durante más de 100 años. La primera patente de esta unidad apareció en 1923 [2]. Se aplican en varios procesos industriales y áreas de investigación; por ejemplo, en la recuperación de calor residual, para calefacción/enfriamiento en procesos químicos, así como en la industria alimentaria para pasteurizar o precalentar productos líquidos (jugos, purés, jaleas, etc.).

El DPHE es particularmente conveniente porque puede ensamblarse en cualquier taller de tuberías utilizando partes estándar y ofrece una superficie de transferencia de calor económica. La disposición del flujo en este intercambiador de calor puede ser a contracorriente o en paralelo (co-corriente). En la disposición a contracorriente, el fluido en el tubo fluye en dirección opuesta al fluido en el anillo anular. En la disposición en paralelo, ambos fluidos fluyen en la misma dirección. Las variaciones de temperatura del fluido dentro del intercambiador de calor dependen de si el flujo es paralelo o a contracorriente [2].

La aplicación principal del DPHE es para el calentamiento o enfriamiento sensible de fluidos de proceso donde se

requieren áreas pequeñas de transferencia de calor (hasta 50 m<sup>2</sup>). Este intercambiador de calor también es muy adecuado para manejar fluidos a alta presión, ya que debido al menor diámetro de los tubos. La principal desventaja es que son voluminosos y costosos por unidad de superficie de transferencia de calor [5].

Aunque esta unidad no se emplea extensamente en la industria (la superficie de transferencia de calor es pequeña en comparación con otros intercambiadores), representa un excelente punto de partida desde una perspectiva académica y/o de formación [2].

Según [6], si la corriente contiene sólidos en suspensión, los DPHE también pueden ser una mejor alternativa, ya que pueden construirse con un tubo interior de mayor diámetro para evitar obstrucciones. Los diámetros más pequeños del tubo exterior en los DPHE son eficaces para aplicaciones a alta presión, debido a que requieren un menor espesor de pared. Además, los DPHE se pueden limpiar fácilmente y el flujo longitudinal evita la existencia de regiones de estancamiento, que en los intercambiadores de carcasa y tubo pueden provocar incrustaciones y corrosión. Los DPHE también tienen la ventaja de su robustez gracias a su estructura modular, lo que permite una adaptación más sencilla a ajustes en el proceso.

La creciente necesidad de desarrollar y mejorar la eficacia de los intercambiadores de calor ha dado lugar a una amplia gama de investigaciones para aumentar la tasa de transferencia de calor y, al mismo tiempo, reducir el tamaño y el costo del equipo industrial [3]. La mejora de la transferencia de calor se ha convertido en un factor importante para alcanzar estos objetivos y ha captado el interés de muchos investigadores [7].

La mejora de la transferencia de calor en intercambiadores puede lograrse mediante dos técnicas [7]:

#### Incremento del coeficiente de convección.

El coeficiente de convección puede mejorarse aumentando la turbulencia, creando flujo secundario e induciendo flujo giratorio. Uno o más de estos mecanismos pueden lograrse mediante el uso de alambre en espiral, aletas, indentaciones, estrías en espiral, tubos con nervaduras transversales, tubos con estrías helicoidales, inserciones de alambre en espiral, cintas retorcidas, paredes acanaladas o con ranuras. También se puede mejorar el coeficiente de convección utilizando fluidos que experimentan una transición de fase o mediante herramientas de mejora electrohidrodinámica y el uso de flujo en forma de neblina.

Expansión del área de transferencia de calor mediante el uso de aletas longitudinales, intercambiadores de calor con alambre sobre tubo.



Otras técnicas aplican ambos efectos. Ejemplos de estas técnicas son las aletas o nervaduras en espiral y las aletas de tira desplazadas (offset strip fins).

Según [4], el rendimiento de los intercambiadores de calor puede mejorarse adoptando procedimientos adecuados. Estos procedimientos incluyen la implementación de superficies extendidas, vibración de la superficie, superficies rugosas y tubos en espiral. Otros autores [7] investigaron numéricamente el efecto de insertar sustratos porosos a ambos lados de la pared que separa los fluidos de trabajo caliente y frío sobre el .el rendimiento de un intercambiador de calor convencional de tubos concéntricos.

Actualmente, los sistemas térmicos se encuentran entre los sistemas técnicos más dinámicos. Se han explorado y probado numerosos métodos con el fin de aumentar la transferencia de calor en estos sistemas y lograr un alto nivel de rendimiento térmico. Al aprovechar diversos enfoques basados en la mejora de superficies, se puede mejorar la tasa de transferencia de calor de los intercambiadores de calor convencionales. Esta mejora en la tasa de transferencia de calor se debe a las condiciones generadas por el uso de superficies mejoradas. Estas condiciones evitan la formación de la capa límite, incrementan el nivel de turbulencia, aumentan el área de transferencia de calor y generan flujos giratorios y/o flujos secundarios.

Las superficies de transferencia de calor mejoradas tienen varios objetivos, siendo el más importante reducir el tamaño de los intercambiadores de calor, lo que podría traducirse en una disminución de sus costos. Además, reducen la potencia de bombeo necesaria para determinados procesos de intercambio térmico y mejoran el coeficiente de transferencia de calor. A su vez, esto incrementa la eficacia y eficiencia de los procesos térmicos y se traduce en ahorros en los costos operativos [8].

Recientemente, varios investigadores han estudiado formas de mejorar la transferencia de calor por medios pasivos en los intercambiadores de calor de doble tubo (DPHE), como el uso de cintas retorcidas, superficies extendidas o aletas, espirales de alambre y otras herramientas generadoras de turbulencia [9].

El uso de aletas sólidas para aumentar la tasa de transferencia de calor entre dos fluidos diferentes en intercambiadores de calor tubulares es uno de los enfoques más exitosos y ampliamente aplicados. Los tubos aletados son uno de los métodos más comúnmente utilizados para mejorar de forma pasiva la transferencia de calor en tubos circulares. Se aplican para reducir el tamaño del intercambiador necesario para una determinada carga térmica, o para aumentar la tasa de transferencia de calor en un diseño de intercambiador existente. Un tubo con aletas internas puede aumentar sustancialmente el área superficial

y, con ello, mejorar significativamente la tasa de transferencia de calor.

Los tubos aletados se comportan de forma diferente dependiendo de si el flujo es laminar o turbulento. Para ambos regímenes de flujo, laminar y turbulento, los tubos aletados presentan coeficientes de transferencia de calor significativamente mayores en comparación con los tubos lisos correspondientes. El rendimiento de un tubo aletado depende principalmente del tipo de flujo, de la eficiencia de las aletas (que determina el coeficiente de transferencia de calor promedio) y el factor de fricción, que es responsable de la pérdida de presión o de bombeo [10].

El uso de tubos aletados para aumentar la transferencia de calor está cobrando cada vez más importancia en un número creciente de aplicaciones industriales; por ello, el tubo aletado ha sido objeto de varios estudios [8]. En este contexto, [9] investigó la transferencia de calor por convección en un intercambiador de calor de doble tubo a contracorriente con una aleta rectangular curvada y una aleta rectangular en un flujo turbulento, utilizando nanofluidos de agua-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> y agua-TiO<sub>2</sub>.

Además, en [11] se estudió la mejora del rendimiento térmico del material de cambio de fase en un intercambiador de calor de doble tubo mediante el uso de nuevas aletas anulares tipo rejilla. En ese estudio, las aletas anulares tipo rejilla, que consistían en componentes rectos y en tiras circulares, se colocaron sobre el tubo interior.

En otro estudio, [8] realizó una investigación numérica de la mejora de la transferencia de calor en un intercambiador de calor de doble tubo con una superficie extendida en la superficie exterior del tubo interior, añadiendo nanofluidos de alúmina y utilizando simulación por dinámica de fluidos computacional (CFD). Esta investigación se llevó a cabo en números de Reynolds que iban de 250 a 2,500, con un diámetro interior de 20.4 mm. También se analizó el efecto de la geometría de las aletas en forma de U del tubo interior sobre la caída de presión, la distribución de temperatura y el rendimiento térmico.

Asimismo, [12] realizó un análisis numérico de la mejora de la transferencia de calor en un intercambiador de calor de doble tubo con aletas anulares dentadas individuales, concluyendo que el máximo número de Nusselt y el coeficiente de fricción máxima en la pared se obtuvo con 14 aletas dentadas.

Por otro lado, [4] estudió las características de la transferencia de calor por convección en la región anular de un DPHE con aletas innovadoras en forma de diamante. Las aletas con forma de diamante se incrementan longitudinalmente sobre la superficie exterior del tubo interior del DPHE. La disposición del anillo con aletas en forma de diamante fue evaluada considerando diversos



valores de los parámetros geométricos, como la razón de radios, el número de aletas, la altura y el grosor de las aletas. Se calcularon los efectos de estas variables sobre distintos parámetros de rendimiento, tales como el producto del número de Reynolds y el factor de fricción, el número de Nusselt y el factor  $j$ . El tipo de aleta evaluado en este estudio se consideró por primera vez en el diseño de DPHE.

En [10], se describió una metodología sencilla semi-empírica y numérica para evaluar las características de transferencia de calor y caída de presión en un intercambiador de calor de tubos aletados con aletas internas y/o externas, la cual puede aplicarse en una amplia gama de condiciones operativas de importancia práctica. En [3], se estudió numéricamente el rendimiento termohidráulico de un diseño propuesto de un intercambiador de calor de doble tubo aire-agua con aletas helicoidales en el lado del gas del anillo. Se realizaron simulaciones CFD tridimensionales utilizando el software FLUENT con el objetivo de examinar el flujo de fluido en el lado del gas, la turbulencia, la transferencia de calor y el consumo de energía para diferentes configuraciones del intercambiador de calor.

Además, [13] llevó a cabo diversos experimentos para investigar y comparar la transferencia de calor en un DPHE con flujo a contracorriente, con y sin el uso de aletas triangulares longitudinales. En este estudio se utilizaron aletas triangulares con dimensiones de 9 mm de base, 8 mm de altura y 2 mm de grosor.

Otros autores [6] investigaron la optimización del diseño de un DPHE utilizando programación matemática. Se redujo el área del intercambiador de calor y se consideraron los ajustes termo-fluidodinámicos para aplicar correctamente las ecuaciones de transporte, junto con condiciones de diseño como las caídas de presión máximas permitidas y el área excedente mínima. También se consideraron la estructura modular de este tipo de intercambiador y la distribución de las corrientes (dentro del tubo interior o en el anillo). Asimismo, se propusieron dos enfoques de programación no lineal entera mixta (MINLP, por sus siglas en inglés).

De igual forma, [14] tuvo como objetivo desarrollar nuevos diseños de DPHE para mejorar los procesos de calefacción/enfriamiento con la menor potencia de bombeo posible. En consecuencia, se llevó a cabo un análisis del rendimiento térmico de tres configuraciones de DPHE. Las disposiciones estudiadas fueron: DPHE circular ondulado, DPHE ovalado liso y DPHE ovalado ondulado. Además, se utilizó el DPHE convencional como intercambiador de referencia, y se ejecutó un enfoque CFD validado para llevar a cabo este estudio.

En [15], se examinó experimentalmente el efecto de las aletas helicoidales en el rendimiento de un DPHE agua-aire.

Se evaluó y comparó el rendimiento en términos de tasa media de transferencia de calor, coeficiente de transferencia de calor y eficacia del intercambiador de calor en un tubo interior liso (sin aleta helicoidal) frente a un intercambiador con aletas helicoidales instaladas sobre el tubo interior.

En [1], se investigó el análisis de la transferencia de calor por convección laminar totalmente desarrollada en un diseño innovador de un DPHE aletado con aletas longitudinales de espesor variable en la punta, sometido a condiciones de frontera de tasa constante de transferencia de calor. En este estudio, el rendimiento global del DPHE propuesto fue evaluado teniendo en cuenta el factor de fricción, el número de Nusselt y el factor  $j$ . Finalmente, [16] tuvo como objetivo comparar las características de transferencia de calor utilizando diferentes perfiles de aletas para un DPHE bajo diversas condiciones operativas, con el fin de identificar la mejor configuración posible. Las configuraciones seleccionadas en este estudio fueron: rectangular, triangular y parabólica cóncava. El ancho de base, la altura y el número de aletas se mantuvieron idénticos para permitir una comparación específica. La simulación numérica se realizó utilizando un software comercial de CFD. Se compararon y presentaron varios parámetros específicos de transferencia de calor como la desviación de temperatura, la tasa de transferencia de calor, el coeficiente de transferencia de calor y la efectividad de las aletas para los modelos mencionados.

La adición de material poroso como método alternativo para mejorar el intercambio de calor en estos equipos térmicos parece ser una opción prometedora. En este sentido, [17] investigó la mejora de la transferencia de calor cuando se colocan aletas porosas en el cilindro interior de un DPHE. Esta disposición fue seleccionada con el objetivo de aumentar el área de superficie de transferencia de calor entre las aletas y el fluido frío que debe calentarse. También se estudió la influencia de varios parámetros, como el número de Darcy, la altura y el espaciado de las aletas, y la relación de conductividad térmica, sobre los campos hidrodinámico y térmico.

En una planta de procesamiento químico se produce acetona líquida, y se desea enfriar esta corriente de acetona de 90 °C a 30 °C utilizando agua refrigerada disponible a 5 °C. Para llevar a cabo esta operación de intercambio térmico, se ha propuesto un intercambiador de calor de doble tubo con aletas, debido a la disponibilidad de espacio y al presupuesto limitado. Por lo tanto, el presente trabajo tuvo como objetivo diseñar un DPHE con tubos aletados, tanto desde el punto de vista térmico como hidráulico, utilizando la metodología y las correlaciones reportadas en [5] y [18], donde se determinaron varios parámetros de diseño importantes, como el factor de limpieza, el número total de horquillas (hairpins), así como la caída de presión y la potencia de bombeo de ambas corrientes.

### • 2. Materiales y métodos

#### • 2.1. Definición del problema

Se requiere enfriar una corriente de acetona de 2 kg/s desde 90 °C hasta 30 °C, utilizando agua refrigerada a 5 °C. La temperatura de salida del agua refrigerada no debe ser superior a 25 °C. Se cuenta con los siguientes parámetros iniciales (Figura 2):

- Longitud de la horquilla ( $L_t$ ): 4.2 m
- Diámetro nominal del anillo: 2 pulgadas
- Diámetro nominal del tubo interior:  $\frac{3}{4}$  pulgada
- Altura de la aleta ( $H_f$ ): 0.0125 m
- Espesor de la aleta ( $\delta$ ): 0.9 mm
- Número de aletas por tubo ( $N_f$ ): 28
- Material: Acero al carbono
- Conductividad térmica del acero al carbono ( $k_m$ ): 52 W/m·K [5]
- Número de tubos dentro del anillo ( $N_t$ ): 1

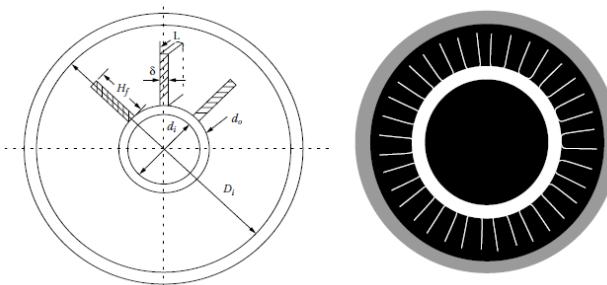


Fig. 2. Sección transversal de un intercambiador de calor con tubo interior aletado longitudinalmente y nomenclatura de los parámetros iniciales.

Fuente: [5].

Según [5], los factores de incrustación para la acetona y el agua son 0.000352 y 0.000176 m<sup>2</sup>·K/W, respectivamente. Se prefiere que ambas corrientes fluyan en arreglo a contracorriente en el intercambiador de calor diseñado, mientras que la caída de presión de la acetona y del agua refrigerada no debe exceder los 200,000 Pa y 900,000 Pa, respectivamente. Se debe calcular el área de superficie y el número de horquillas (hairpins) del intercambiador de calor, así como las caídas de presión y la potencia de bombeo para ambas corrientes.

- 2.2. Número de horquillas
- Paso 1. Definición de los parámetros iniciales.
- Paso 2. Diámetros del tubo interior y del anillo.
- Paso 3. Temperatura promedio de ambos fluidos:
- Fluido caliente:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (1)$$

- Fluido frío:

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (2)$$

Paso 4. Propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura promedio del paso anterior.

La Tabla 1 muestra las propiedades físicas que deben definirse para ambos fluidos a la temperatura promedio calculada en el paso anterior.

Tabla 1. Propiedades físicas de ambos fluidos

Propiedad física	Acetona	Agua refrigerada	Unidades
Density	$\rho_h$	$\rho_c$	kg/m <sup>3</sup>
Viscosity	$\mu_h$	$\mu_c$	Pa.s
Thermal conductivity	$k_h$	$k_c$	W/m.K
Heat capacity	$Cp_h$	$Cp_c$	J/kg.K

Fuente: Elaboración propia.

Etapa 5. Carga térmica ( $Q$ ):

$$Q = m_h \cdot Cp_h \cdot (T_1 - T_2) \quad (3)$$

Etapa 6. Caudal masico de agua refrigerada ( $m_c$ ):

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (t_2 - t_1)} \quad (4)$$

Paso 7. Ubicación de los fluidos dentro del intercambiador de calor.

Etapa 8. Sección transversal neta en el espacio anular con tubos de aletas longitudinales ( $A_c$ ):

$$A_c = \frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - d_o^2 \cdot N_t) - \delta \cdot H_f \cdot N_f \cdot N_t \quad (5)$$

Etapa 9. Perímetro húmedo total del anillo con tubos interiores con aletas longitudinales ( $P_w$ ):

$$P_w = \pi \cdot (D_i + d_o \cdot N_t) + 2 \cdot H_f \cdot N_f \cdot N_t \quad (6)$$

Paso 10. Diámetro hidráulico ( $D_h$ ):

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{P_w} \quad (7)$$

Paso 11. Perímetro de transferencia de calor del anillo de transferencia de calor ( $P_h$ ):

$$P_h = (\pi \cdot d_o + 2 \cdot H_f \cdot N_f) \cdot N_t \quad (8)$$

Paso 12. Diámetro equivalente para la transferencia de calor ( $D_e$ ):

$$D_e = \frac{4 \cdot A_c}{P_h} \quad (9)$$

Paso 13. Velocidad del fluido del lado del tubo ( $u_t$ ):

$$u_t = \frac{m_t}{\rho_t \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}} \quad (10)$$



Paso 14. Número de Reynolds del fluido del lado del tubo ( $\text{Re}_t$ ):

$$\text{Re}_t = \frac{\rho_t \cdot u_t \cdot d_i}{\mu_t} \quad (11)$$

Paso 15. Número de Prandtl del fluido del lado del tubo ( $\text{Pr}_t$ ):

$$\text{Pr}_t = \frac{C_p t \cdot \mu_t}{k_t} \quad (12)$$

Etapa 16. Número Nusselt del fluido del lado del tubo ( $Nu_t$ ):

- Régimen laminar ( $\text{Re}_t < 2,300$ ):

Temperatura de la pared del tubo ( $T_w$ ):

$$T_w = 0.5 \cdot (\bar{T} - \bar{t}) \quad (13)$$

Viscosidad del fluido del lado del tubo ( $\mu_t$ ) y del agua ( $\mu_w$ ) a  $T_w$ .

Número de Nusselt del fluido del lado del tubo en flujo laminar:

$$Nu_t = 1.86 \cdot \left( \text{Re}_t \cdot \text{Pr}_t \cdot \frac{d_i}{L_t} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (14)$$

- Régimen de transición ( $2,300 \leq \text{Re}_t \leq 10,000$ ):

$$\frac{h_t}{C_p t \cdot \rho_t \cdot u_t} = 0.116 \cdot \left( \frac{\text{Re}_t^{0.66} - 125}{\text{Re}_t} \right) \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{L_t} \right)^{0.66} \right] \cdot \text{Pr}_t^{0.66} \quad (15)$$

- Régimen turbulento ( $10,000 < \text{Re}_t < 5,000,000$ ):

Factor de fricción ( $f_t$ ):

$$f_t = (1.58 \cdot \ln \text{Re}_t - 3.28)^{-2} \quad (16)$$

Número Nusselt ( $Nu_t$ ):

$$Nu_t = \frac{\left( \frac{f_t}{2} \right) \cdot \text{Re}_t \cdot \text{Pr}_t}{1.07 + 12.7 \cdot \left( \frac{f_t}{2} \right)^{1/2} \cdot \left( \text{Pr}_t^{2/3} - 1 \right)} \quad (17)$$

Paso 17. Coeficiente de transferencia de calor convectivo del fluido del lado del tubo ():

$$h_t = \frac{Nu_t \cdot k_t}{d_i} \quad (18)$$

Paso 18. Velocidad del fluido anular ( $u_a$ ):

$$u_a = \frac{m_a}{\rho_a \cdot A_c} \quad (19)$$

Paso 19. Número de Reynolds del fluido anular ( $\text{Re}_a$ ):

$$\text{Re}_a = \frac{\rho_a \cdot \mu_a \cdot D_h}{\mu_a} \quad (20)$$

Paso 20. Número de Prandtl del fluido anular ( $\text{Pr}_a$ ):

$$\text{Pr}_a = \frac{C_p a \cdot \mu_a}{k_a} \quad (21)$$

Paso 21. Número Nusselt del fluido anular ( $Nu_a$ ):

- Régimen laminar ( $\text{Re}_a < 2,300$ ):

Viscosidad del fluido anular ( $\mu_a$ ) at  $T_w$ :

Número Nusselt del fluido anular:

$$Nu_a = 1.86 \cdot \left( \text{Re}_a \cdot \text{Pr}_a \cdot \frac{D_h}{L_t} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_a}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (22)$$

- Régimen de transición ( $2,300 \leq \text{Re}_a \leq 10,000$ ):

$$\frac{h_t}{C_p a \cdot \rho_a \cdot u_a} = 0.116 \cdot \left( \frac{\text{Re}_a^{0.66} - 125}{\text{Re}_a} \right) \cdot \left[ 1 + \left( \frac{D_h}{L_t} \right)^{0.66} \right] \cdot \text{Pr}_a^{0.6} \quad (23)$$

- Régimen turbulento ( $10,000 < \text{Re}_a < 5,000,000$ ):

Factor de fricción ( $f_a$ ):

$$f_a = (1.58 \cdot \ln \text{Re}_a - 3.28)^{-2} \quad (24)$$

Número Nusselt ( $Nu_a$ ):

$$Nu_a = \frac{\left( \frac{f_a}{2} \right) \cdot \text{Re}_a \cdot \text{Pr}_a}{1.07 + 12.7 \cdot \left( \frac{f_a}{2} \right)^{1/2} \cdot \left( \text{Pr}_a^{2/3} - 1 \right)} \quad (25)$$

Paso 22. Coeficiente de transferencia de calor convectivo del fluido anular ( $h_a$ ):

$$h_a = \frac{Nu_a \cdot k_a}{D_e} \quad (26)$$

Paso 23. Área de transferencia de calor con aletas ( $A_f$ ):

$$A_f = 2 \cdot N_t \cdot N_f \cdot L_t \cdot (2 \cdot H_f + \delta) \quad (27)$$

Paso 24. Área de transferencia de calor sin aletas ( $A_u$ ):

$$A_u = 2 \cdot N_t \cdot (\pi \cdot d_o \cdot L_t - N_f \cdot L_t \cdot \delta) \quad (28)$$

Paso 25. Área total de la horquilla ( $A_t$ ):

$$A_t = A_f + A_u \quad (29)$$

Step 26. Factor m:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_a}{\delta \cdot k_m}} \quad (30)$$

Paso 27. Eficacia de las aletas ( $\eta_f$ ):

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot H_f)}{m \cdot H_f} \quad (31)$$

Paso 28. Eficacia global de la superficie ( $\eta_o$ ):

$$\eta_o = \left[ 1 - (1 - \eta_f) \cdot \frac{A_f}{A_t} \right] \quad (32)$$

Paso 29. Zona de la cámara de aire ( $A_i$ ):

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot d_i \cdot L_t \quad (33)$$

Paso 30. Coeficiente global de transferencia de calor en condiciones de suciedad ( $U_f$ ):



$$U_f = \frac{1}{\frac{A_t}{A_i} \cdot \frac{1}{h_t} + \frac{A_t}{A_i} \cdot R_t + \frac{A_t \cdot \ln(\frac{d_o}{d_i})}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot 2 \cdot L_t} + \frac{R_a}{\eta_o} + \frac{1}{\eta_o \cdot h}} \quad (34)$$

Paso 31. Coeficiente global de transferencia de calor en condiciones limpias ( $U_c$ ):

$$U_c = \frac{1}{\frac{A_t}{A_i} \cdot \frac{1}{h_t} + \frac{A_t \cdot \ln(\frac{d_o}{d_i})}{2 \cdot \pi \cdot k_m \cdot 2 \cdot L_t} + \frac{1}{\eta_o \cdot h_a}} \quad (35)$$

Paso 32. Factor de limpieza ( $CF$ ):

$$CF = \frac{U_f}{U_c} \quad (36)$$

Paso 33. Diferencia logarítmica media de temperatura (LMTD) (para flujo en contracorriente):

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1})} \quad (37)$$

Paso 34. Superficie total de transferencia de calor sin incrustaciones ( $A_{oc}$ ):

$$A_{oc} = \frac{Q}{U_c \cdot LMTD} \quad (38)$$

Paso 35. Superficie total de transferencia de calor con incrustaciones ( $A_{of}$ ):

$$A_{of} = \frac{Q}{U_f \cdot LMTD} \quad (39)$$

Paso 36. Número de horquillas ( $N_h$ ):

$$N_h = \frac{A_{of}}{A_t} \quad (40)$$

### 2.3. Pérdida de carga

Paso 37. Factor de fricción del fluido del lado del tubo ( $f_{t'}$ ):

Región ( $Re_t < 2,300$ ):

$$f_t = \frac{16}{Re_t} \quad (41)$$

Factor de fricción del fluido del lado del tubo en flujo laminar:

$$f'_t = f_t \cdot \left( \frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{-0.58} \quad (42)$$

- Régimen turbulento ( $4,000 < Re_t < 5,000,000$ ):

$$f'_t = 0.00140 + 0.125 \cdot Re_t^{-0.32} \quad (43)$$

Paso 38. Pérdida de carga del fluido del lado del tubo ( $\Delta p_t$ ):

$$\Delta p_t = 4 \cdot f'_t \cdot \frac{2 \cdot L_t}{d_i} \cdot \rho_t \cdot \frac{u_t^2}{2} \cdot N_h \quad (44)$$

Paso 39. Factor de fricción del fluido anular ( $f'_a$ ):

- Región laminar ( $Re_a < 2,300$ ):

$$f_a = \frac{16}{Re_a} \quad (45)$$

Factor de fricción del fluido anular en flujo laminar:

$$f'_a = f_a \cdot \left( \frac{\mu_a}{\mu_w} \right)^{-0.58} \quad (46)$$

- Régimen turbulento ( $4,000 < Re_a < 5,000,000$ ):

$$f'_a = 0.00140 + 0.125 \cdot Re_a^{-0.32} \quad (47)$$

Paso 40. Pérdida de carga del fluido anular ( $\Delta p_a$ ):

$$\Delta p_a = 4 \cdot f'_a \cdot \frac{2 \cdot L_t}{D_h} \cdot \rho_a \cdot \frac{u_a^2}{2} \cdot N_h \quad (48)$$

### 2.4. Potencia de bombeo.

Paso 41. Potencia de bombeo necesaria para el fluido del lado del tubo ( $P_t$ ):

$$P_t = \frac{m_t \cdot \Delta p_t}{\rho_t \cdot \eta_p} \quad (49)$$

Donde  $\eta_p$  es el rendimiento de la bomba = 0.80 - 0.85 [5].

Paso 42. Potencia de bombeo necesaria para el fluido anular ( $P_a$ ):

$$P_a = \frac{m_a \cdot \Delta p_a}{\rho_a \cdot \eta_p} \quad (50)$$

### 3. Resultados.

A continuación se muestran los valores de los principales parámetros de diseño calculados para el intercambiador de calor de doble tubo con aletas propuesto, que incluyen el número calculado de horquillas, así como la caída de presión y la potencia de bombeo para ambas corrientes.

#### 3.1. Número de horquillas.

Paso 1. Definición de los parámetros iniciales:

La tabla 2 muestra los parámetros iniciales necesarios para diseñar el intercambiador de calor de doble tubo.

Tabla 2. Parámetros iniciales disponibles.

Parámetros	Símbolo	Valor	Unidades
Caudal mísico de la acetona	$m_h$	2.00	kg/s
Temperatura de entrada de la acetona	$T_1$	90	°C
Temperatura de salida de la acetona	$T_2$	30	°C
Temperatura de entrada del agua	$t_1$	5	°C
Temperatura de salida del agua	$t_2$	25	°C
Factor de incrustación de la acetona	$R_h$	0.000352	$m^2 \cdot K/W$
Factor de incrustación del agua	$R_c$	0.000176	$m^2 \cdot K/W$



Caída de presión máxima para la acetona	$\Delta p_{hm}$	200,000	Pa
Caída de presión máxima para el agua	$\Delta p_{cm}$	900,000	Pa

Fuente: Elaboración propia

#### Paso 2. Diámetros del tubo interior y del anillo

A continuación se presentan los valores de los diámetros interior y exterior para un tubo interior con un diámetro nominal de  $\frac{3}{4}$  pulgada, Schedule 40, así como el diámetro interior del anillo con un diámetro nominal de 2 pulgadas, Schedule 40, según lo reportado por [19]:

$$\text{Diámetro interior del tubo (d_i)} = 0.02093 \text{ m}$$

$$\text{Diámetro exterior del tubo (d_o)} = 0.02667 \text{ m}$$

$$\text{Diámetro interior del anillo (D_i)} = 0.0525 \text{ m}$$

#### Paso 3. Temperatura promedio de ambos fluidos:

- Acetona:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1)$$

- Aqua:

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{5 + 25}{2} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2)$$

#### Paso 4. Propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura promedio del paso anterior

La Tabla 3 muestra los valores de las propiedades físicas de ambos fluidos, los cuales fueron determinados según los datos reportados en [19].

Tabla 3. Propiedades físicas de ambos fluidos.

Propiedad física	Acetona	Agua refrigerada	Unidades
Densidad	745.20	999.10	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad	0.000229	0.00114	Pa.s
Conductividad térmica	0.146	0.589	W/m.K
Capacidad calorífica	2,300.25	4,188.47	J/kg.K

Fuente: Elaboración propia

#### Paso 5. Carga térmica ( $Q$ ):

$$Q = m_h \cdot Cp_h \cdot (T_1 - T_2) \quad (3)$$

$$Q = 2.00 \cdot 2,300 \cdot (90 - 30) = 276,030 \text{ W}$$

#### Paso 6. Caudal másico de agua refrigerada ( $m_c$ ):

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (t_2 - t_1)} \quad (4)$$

$$m_c = \frac{276,030}{4,188.47 \cdot (25 - 5)} = 3.30 \text{ kg/s}$$

Paso 7. Ubicación de los fluidos en el interior del intercambiador de calor:

De acuerdo con las sugerencias de [2] y [20], el fluido frío (agua) se situará en el interior del tubo interior, mientras que el fluido caliente (acetona) fluirá por el anillo. Así, la Tabla 4 presenta los antiguos y nuevos símbolos que presentarán los parámetros iniciales para ambos fluidos, teniendo en cuenta la ubicación seleccionada de los fluidos. Es decir, los subíndices y serán sustituidos por  $y$ , respectivamente, para todos los parámetros iniciales y propiedades físicas de ambos fluidos.

Tabla 4. Símbolos anteriores y nuevos de los parámetros iniciales para ambos fluidos.

Parámetro	Antiguo símbolo	Nuevo símbolo	Unidades
Caudal másico de la acetona	$m_h$	$m_a$	kg/s
Caudal másico del agua	$m_c$	$m_t$	kg/s
Densidad de la acetona	$\rho_h$	$\rho_a$	kg/m <sup>3</sup>
Densidad del agua	$\rho_c$	$\rho_t$	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidad de la acetona	$\mu_h$	$\mu_a$	Pa.s
Viscosidad del agua	$\mu_c$	$\mu_t$	Pa.s
Conductividad térmica de la acetona	$k_h$	$k_a$	W/m.K
Conductividad térmica del agua	$k_c$	$k_t$	W/m.K
Capacidad calorífica de la acetona	$Cp_h$	$Cp_a$	J/kg.K
Capacidad calorífica del agua	$Cp_c$	$Cp_t$	J/kg.K
Factores de incrustación de la acetona	$R_h$	$R_a$	m <sup>2</sup> .K/W
Factores de incrustación del agua	$R_c$	$R_t$	m <sup>2</sup> .K/W

Fuente: Elaboración propia

La Tabla 5 muestra los resultados de los parámetros determinados en los pasos 8 a 17.

Tabla 5. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 8 a 17.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades	Ecuación
8	Área neta de la sección transversal en el anillo con tubos interiores aletados longitudinalmente	$A_c$	0.00129	m <sup>2</sup>	(5)
9	Perímetro total mojado del anillo con tubos interiores aletados longitudinalmente	$P_w$	0.949	m	(6)
10	Diámetro hidráulico	$D_h$	0.0054	m	(7)



							Pas o	Parámetro	Símbolo	Valor	Unida des	Equa t.
11	Perímetro de transferencia de calor del anillo para la transferencia de calor	$P_h$	0.784	m	(8)		23	Área de transferencia de calor aletada	$A_f$	6.092	$\text{m}^2$	(27)
12	Diámetro equivalente para la transferencia de calor	$D_e$	0.0066	m	(9)		24	Área de transferencia de calor sin aletas	$A_u$	0.492	$\text{m}^2$	(28)
13	Velocidad del agua	$u_t$	9.60	m/s	(10)		25	Área total del serpentín	$A_t$	6.584	$\text{m}^2$	(29)
14	Número de Reynolds del agua	$Re_t$	176,094	-	(11)		26	Factor	$m$	420	-	(30)
15	Número de Prandtl del agua	$Pr_t$	8.10	-	(12)		27	Eficiencia de la aleta	$\eta_f$	0.190	-	(31)
16	Factor de fricción	$f_t$	0.0040	-	(16)		28	Eficiencia superficial total	$\eta_o$	0.250	-	(32)
17	Número de Nusselt del agua	$Nu_t$	1,017.6	-	(17)		29	Área del tubo interior	$A_i$	0.552	$\text{m}^2$	(33)
	Coeficiente de transferencia de calor por convección del agua	$h_t$	28,637	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	(18)		30	Coeficiente global de transferencia de calor (con incrustaciones)	$U_f$	182.65	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	(34)
							31	Coeficiente global de transferencia de calor (limpio)	$U_c$	508.39	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	(35)
							32	Factor de limpieza	$CF$	0.359	-	(36)
							33	Diferencia de temperatura media logarítmica	$LMTD$	41.86	$^{\circ}\text{C}$	(37)
							34	Área total de superficie de transferencia de calor sin incrustaciones	$A_{oc}$	12.97	$\text{m}^2$	(38)
							35	Área total de superficie de transferencia de calor con incrustaciones	$A_{of}$	36.10	$\text{m}^2$	(39)
							36	Número de horquillas	$N_h$	2.78 ≈ 3	-	(40)

Fuente: Elaboración propia

La Tabla 6 muestra los resultados de los parámetros calculados en los pasos 18 a 22.

Tabla 6. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 18 a 22.

Pas o	Parámetro	Símbolo	Valor	Unida des	Equ at.
18	Velocidad de la acetona	$u_a$	2.08	m/s	(19)
19	Número de Reynolds de la acetona <sup>1</sup>	$Re_a$	36,550.6	-	(20)
20	Número de Prandtl de la acetona	$Pr_a$	3.61	-	(21)
21	Factor de fricción	$f_a$	0.0056	-	(24)
22	Número de Nusselt de la acetona	$Nu_a$	186.69	-	(25)
	Coeficiente de transferencia de calor por convección de la acetona	$h_a$	4,127.6	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	(26)

Dado que  $[\text{Re}]_a > 10,000$ , el fluido del anillo fluye bajo régimen turbulento; por lo tanto, se utilizarán las ecuaciones (24) y (25) para determinar el número de Nusselt.

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 7 muestra los resultados de los parámetros calculados en los pasos 23 a 36.

Tabla 7. Resultados de los parámetros determinados en los pasos 23 a 36.

### 3.2. Caída de presión.

Dado que el fluido del lado del tubo (agua) fluye bajo régimen turbulento ( $[\text{Re}]_t = 176,094 > 10,000$ ), se utilizaron las ecuaciones (43) y (44) para determinar la caída de presión de este fluido. Por lo tanto:

Paso 37. Factor de fricción del agua ( $f_t^{(t)}$ ) para régimen turbulento:

$$f_t^{(t)} = 0.00140 + 0.125 \cdot [\text{Re}]_t^{-0.32} = 0.0040 \quad (43)$$

Paso 38. Caída de presión del agua ( $\Delta p_t$ ):

$$\Delta p_t = 4 \cdot f_t^{(t)} \cdot (2 \cdot L_t) / d_i \cdot \rho_t \cdot (u_t^2) / 2 \cdot N_h = 886,903 \text{ Pa} \quad (44)$$

Como el fluido del anillo (acetona) fluye bajo régimen turbulento ( $[\text{Re}]_a = 36,550.6 > 10,000$ ), se utilizaron las ecuaciones (47) y (48) para determinar la caída de presión de este fluido. Por lo tanto:

Paso 39. Factor de fricción de la acetona ( $f_a^{(a)}$ ) para régimen turbulento:

$$f_a^{(a)} = 0.00140 + 0.125 \cdot [\text{Re}]_a^{-0.32} = 0.0057 \quad (47)$$

Paso 40. Caída de presión de la acetona ( $\Delta p_a$ ):



$$\Delta p_a = 4 \cdot f_a \cdot (2 \cdot L_t) / D_h \cdot \rho_a \cdot (u_a^2) / 2 \cdot N_h = 171,518 \text{ Pa} \quad (48)$$

### 3.3. Potencia de bombeo.

Paso 41. Potencia de bombeo requerida para el agua ( $P_t$ ):  
 $P_t = (m_t \cdot [\Delta p]_t) / (\rho_t \cdot \eta_p) = 3,662 \text{ W}$  (49)

Paso 42. Potencia de bombeo requerida para la acetona ( $P_a$ ):  
 $P_a = (m_a \cdot [\Delta p]_a) / (\rho_a \cdot \eta_p) = 575 \text{ W}$  (50)

### 4. Discusión.

La carga térmica necesaria para enfriar el flujo de acetona fue de 276,030 W, mientras que el caudal mísico de agua fría requerido para el proceso de intercambio térmico es de 3.30 kg/s. La velocidad del agua fría (9.60 m/s) es 4.61 veces mayor que la velocidad de la acetona (2.08 m/s). Esto se debe al mayor valor del caudal mísico de agua fría (3.30 kg/s) en comparación con el caudal mísico de acetona (2.0 kg/s), así como al mayor valor del parámetro área neta de la sección transversal en el anillo con tubos aletas longitudinales ( $0.00129 \text{ m}^2$ ) usado en la ecuación (19), en comparación con el valor del término  $(\pi \cdot d_i) / 4$  ( $0.00034 \text{ m}^2$ ) usado en la ecuación (10).

El número de Reynolds del agua fría (176,094) es aproximadamente 4.82 veces mayor que el número de Reynolds de la acetona (36,550.6), lo cual se debe al mayor valor de la velocidad (9.60 m/s) y la densidad (999.10 kg/m<sup>3</sup>) del agua fría en comparación con los valores de estos parámetros para la acetona (velocidad de 2.08 m/s y densidad de 745.20 kg/m<sup>3</sup>). Además, el mayor valor obtenido para el diámetro interno del tubo (0.02093 m), en comparación con el valor del diámetro hidráulico (0.0054 m), influyó en este resultado. Como se mencionó anteriormente, los fluidos fluirán en régimen turbulento dentro del DPHE diseñado, dado que los valores calculados del número de Reynolds para ambos fluidos son mayores a 10,000.

En cuanto al número de Nusselt, el valor de este parámetro para el agua fría (1,017.61) es 5.45 veces mayor que el número de Nusselt de la acetona (186.69), debido a los mayores valores obtenidos del número de Reynolds (176,094) y número de Prandtl (8.10) para el agua fría en comparación con los valores de estos parámetros para la acetona (número de Reynolds de 36,550.6 y número de Prandtl de 3.61).

Respecto al coeficiente convectivo de transferencia de calor, el valor de este parámetro para el agua fría (28,637 W/m<sup>2</sup>·K) es 6.94 veces mayor que el valor obtenido para la acetona. Esto se debe principalmente al mayor valor del número de Nusselt (1,017.61) y la conductividad térmica (0.589 W/m·K) obtenidos para el agua fría en comparación con los valores de estos parámetros para la acetona (número

de Nusselt de 186.69 y conductividad térmica de 0.146 W/m·K).

El valor calculado de la eficiencia de la aleta fue 0.190, lo cual puede considerarse bajo. Esto se debe principalmente al alto valor obtenido para el coeficiente convectivo de transferencia de calor de la acetona (4,127.6 W/m<sup>2</sup>·K), que a su vez incrementa el valor del factor (ecuación 30), disminuyendo así la eficiencia de la aleta (ecuación 31). La eficiencia global de la superficie tuvo un valor de 0.250, lo cual también puede considerarse bajo. El bajo valor obtenido para la eficiencia de la aleta influyó en el bajo valor de la eficiencia global de la superficie.

El coeficiente global de transferencia de calor en condiciones limpias ( $U_c$ ) tuvo un valor de 508.39 W/m<sup>2</sup>·K, que es 2.78 veces mayor que el coeficiente global de transferencia de calor en condiciones con ensuciamiento (182.65 W/m<sup>2</sup>·K). El valor calculado de  $U_c$  concuerda con los rangos reportados por [5] y [18] para este tipo de servicio de transferencia de calor.

El factor de limpieza tuvo un valor de 0.359, lo cual puede considerarse bajo. Esto se debe al pequeño valor obtenido para el coeficiente global de transferencia de calor en condiciones con ensuciamiento (182.65 W/m<sup>2</sup>·K) y el alto valor del coeficiente global de transferencia de calor en superficie limpia (508.39 W/m<sup>2</sup>·K). El valor del factor de limpieza calculado en este estudio es menor que el valor sugerido por [5] para diseños típicos (0.85). Según [5], el factor de limpieza es un término desarrollado para la industria de generación de vapor que proporciona una tolerancia para el ensuciamiento y que relaciona el coeficiente global de transferencia de calor cuando el intercambiador está sucio con cuando está limpio. Este enfoque ofrece una tolerancia al ensuciamiento que varía directamente con el coeficiente global de transferencia de calor en superficie limpia ( $U_c$ ), y aunque el factor de limpieza resulta en tendencias favorables, el diseñador aún debe seleccionar el factor CF adecuado para su aplicación [5].

El área total de superficie de transferencia de calor con y sin ensuciamiento fue de 36.10 m<sup>2</sup> y 12.97 m<sup>2</sup>, respectivamente; por lo tanto, se necesitarán alrededor de 3 serpentines para el intercambiador de tubo aletas diseñado (Figura 3). Los valores calculados de la caída de presión para el agua fría y la acetona fueron de 886,903 Pa y 171,518 Pa, respectivamente, que están por debajo de los valores máximos permitidos establecidos por el proceso para ambos fluidos (900,000 Pa y 200,000 Pa para agua fría y acetona, respectivamente). Cabe mencionar que la caída de presión del agua fría es 5.17 veces mayor que la caída de presión de la acetona, lo cual se debe esencialmente al mayor valor obtenido para la velocidad (9.60 m/s) y la densidad (999.10 kg/m<sup>3</sup>) del agua fría en comparación con los valores



obtenidos para la acetona (velocidad y densidad de 2.08 m/s y 745.20 kg/m<sup>3</sup>, respectivamente).

Finalmente, la potencia de bombeo requerida para el agua fría (3,662 W) es 6.37 veces mayor que la potencia requerida para la acetona (575 W), lo que se debe en gran medida al mayor valor de caída de presión obtenido para el flujo de agua fría en comparación con el valor de caída de presión para la acetona.

Fig. 3. Esquema del intercambiador de calor de tubo aletas diseñado con los tres serpentines y fluidos fluyendo en arreglo contracorriente.

Fuente: Elaboración propia.

En [5], se diseñó un intercambiador de calor de tubo aletas para enfriar 3 kg/s de un flujo de aceite de motor de 65 °C a 55 °C usando agua de mar disponible a 20 °C, donde el agua de mar (fluído frío) estaba ubicada en el tubo interior y el aceite de motor en el anillo. Entre los resultados obtenidos, el régimen de flujo en el tubo interior es turbulento y en el anillo es laminar; la eficiencia de las aletas y la eficiencia global de la superficie tienen valores de 0.682 y 0.703, respectivamente; los coeficientes globales de transferencia de calor en condiciones con y sin ensuciamiento son 108.6 W/m<sup>2</sup>·K y 127.6 W/m<sup>2</sup>·K, respectivamente; el factor de limpieza es 0.85 y serán necesarios dos serpentines para este servicio de transferencia de calor. Finalmente, la caída de presión y la potencia de bombeo para el agua de mar son 135 kPa y 237.3 W, respectivamente, mientras que la caída de presión y la potencia para el aceite de motor (en régimen laminar) son 7.5 MPa y 31.8 kW, respectivamente.

En [2] se diseñó otro intercambiador de tubo aletas utilizando la metodología de diseño de Kern, donde se desea enfriar 8,165 kg/h de gasoil 28 °API de 121 °C a 93 °C usando agua a 27 °C como medio de enfriamiento. En este proyecto de diseño, el fluido caliente (gasoil) se ubicó en el anillo, mientras que el fluido frío (agua) estuvo en el tubo interior. Los valores para la eficiencia de la aleta y la eficiencia global de la superficie son 0.307 y 1.54, respectivamente; mientras que los coeficientes globales de transferencia en condiciones limpias y con ensuciamiento (de diseño) tienen valores de 1,618.3 W/m<sup>2</sup>·K y 670 W/m<sup>2</sup>·K, respectivamente. Es necesario usar cuatro serpentines y las caídas de presión calculadas en el anillo y tubo interior son 62,604.39 Pa y 10,824.77 Pa, respectivamente.

## 5. Conclusiones.

Se diseñó un intercambiador de calor de tubo doble con aletas desde los puntos de vista térmico e hidráulico, utilizando la metodología y correlaciones reportadas en [5] y [18], donde se determinaron varios parámetros de diseño, como el factor de limpieza y el número de serpentines, así como la caída de presión y la potencia de bombeo de ambas corrientes, entre otros. La carga térmica tuvo un valor de

276,030 W, mientras que se necesitará un caudal másico de agua fría de 3.30 kg/s para enfriar el flujo de acetona. Considerando los valores calculados del número de Reynolds para el agua fría (176,094) y la acetona (36,550.6), ambas corrientes fluirán en régimen turbulento dentro del intercambiador de tubo doble con aletas diseñado, mientras que los coeficientes convectivos de transferencia de calor para el agua fría y la acetona fueron de 28,637 y 4,127.6 W/m<sup>2</sup>·K, respectivamente. El coeficiente global de transferencia de calor en condiciones con y sin ensuciamiento tuvo valores de 182.65 y 508.39 W/m<sup>2</sup>·K, respectivamente, mientras que el factor de limpieza fue de 0.359. El área total de superficie de transferencia de calor sin y con ensuciamiento tuvo valores de 12.97 y 36.10 m<sup>2</sup>, respectivamente. El intercambiador de tubo aletas diseñado necesitará tres serpentines, y la caída de presión tanto del agua fría (886,903 Pa) como de la acetona (171,518 Pa) están por debajo de los valores máximos establecidos por el proceso de intercambio térmico. La corriente de agua fría requerirá una potencia de bombeo de 3,662 W, mientras que la potencia de bombeo requerida por el flujo de acetona será de 575 W.

## 6.- Author Contributions.

1. Conceptualization: Amaury Pérez Sánchez.
2. Data curation: Laura Thalía Alvarez Lores.
3. Formal Analysis: Amaury Pérez Sánchez, Elizabeth Elianne Artigas Cañizares.
4. Acquisition of funds: Not applicable.
5. Research: Amaury Pérez Sánchez, Elizabeth Elianne Artigas Cañizares, Laura Thalía Alvarez Lores.
6. Methodology: Amaury Pérez Sánchez.
7. Project management: Not applicable.
8. Resources: Not applicable.
9. Software: Not applicable.
10. Supervision: Amaury Pérez Sánchez.
11. Validation: Amaury Pérez Sánchez.
12. Visualization: Not applicable.
13. Writing – original draft: Elizabeth Elianne Artigas Cañizares, Laura Thalía Alvarez Lores
14. Writing - revision y editing: Amaury Pérez Sánchez.

## 7.- Referencias.

- [1] K. S. Syed, M. Ishaq, Z. Iqbal, and A. Hassan, "Numerical study of an innovative design of a finned double-pipe heat exchanger with variable fin-tip thickness," *Energy Conversion and Management*, vol. 98, pp. 69-80, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.03.038>
- [2] M. Flynn, T. Akashige, and L. Theodore, *Kern's Process Heat Transfer*, 2nd ed. Beverly, USA: Scrivener Publishing, 2019.
- [3] A. Faisal and S. Jain, "Analysis of a Double Pipe Heat Exchanger with Straight and Helical Fins," *International Journal of Science, Engineering and Technology*, vol. 9, no. 4, pp. 1-6, 2021.
- [4] M. Ishaq, A. Ali, M. Amjad, K. S. Syed, and Z. Iqbal, "Diamond-Shaped Extended Fins for Heat Transfer Enhancement in a Double-Pipe Heat Exchanger: An Innovative Design," *Applied Sciences*, vol. 11, p. 5954, 2021. <https://doi.org/10.3390/app11135954>
- [5] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers - Selection, Rating and Thermal Design*, 3rd ed. Boca Raton, USA: Taylor & Francis Group, 2012.



- [6] Peccini, J. C. Lemos, A. L. H. Costa, and M. J. Bagajewicz, "Optimal Design of Double Pipe Heat Exchanger Structures," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 58, p. 12080–12096, 2019. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.9b01536>
- [7] M. K. Alkam and M. A. Al-Nimr, "Improving the performance of double-pipe heat exchangers by using porous substrates," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp. 3609–3618, 1999.
- [8] M. F. Hasan, M. Danismaz, and B. M. Majel, "Thermal performance investigation of double pipe heat exchanger embedded with extended surfaces using nanofluid technique as enhancement," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 43, p. 102774, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.102774>
- [9] Jalili, N. Aghaei, P. Jalili, and D. D. Ganji, "Novel usage of the curved rectangular fin on the heat transfer of a double-pipe heat exchanger with a nanofluid," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 35, p. 102086, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102086>
- [10] G. A. Rao and Y. Levy, "A semi empirical methodology for performance estimation of a double pipe finned heat exchanger," presented at the 9th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA08), Haifa, Israel, 2008.
- [11] M. Sanchouli, S. Payan, A. Payan, and S. A. Nada, "Investigation of the enhancing thermal performance of phase change material in a double-tube heat exchanger using grid annular fins," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 34, p. 101986, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101986>
- [12] J. Mansour, Z. K. Kadhim, and K. A. Hussein, "CFD study of Heat Transfer Characteristics for Annular Serrated Finned-Tube Heat Exchanger," *Journal of Computer and Engineering Technology*, vol. 5, no. 1, pp. 77-87, 2018.
- [13] V. Mathanraj, V. L. Krishna, J. L. V. Babu, and S. A. Kumar, "Experimental investigation on heat transfer in double pipe heat exchanger employing triangular fins," *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, vol. 402, p. 012137, 2018. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/402/1/012137>
- [14] S. Al-Zahrani, "Heat transfer characteristics of innovative configurations of double pipe heat exchanger," *Heat and Mass Transfer*, pp. 1-15, 2023. <https://doi.org/10.1007/s00231-023-03360-0>
- [15] S. Sivalakshmi, M. Raja, and G. Gowtham, "Effect of helical fins on the performance of a double pipe heat exchanger," *Materials Today: Proceedings*, vol. 43, pp. 1128-1131, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.08.563>
- [16] S. Kumar, K. V. Karanth, and K. Murthy, "Numerical study of heat transfer in a finned double pipe heat exchanger," *World Journal of Modelling and Simulation*, vol. 11, no. 1, pp. 43-54, 2015.
- [17] H. Kahalerras and N. Targui, "Numerical analysis of heat transfer enhancement in a double pipe heat exchanger with porous fins," *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, vol. 18, no. 5, pp. 593-617, 2008. <http://dx.doi.org/10.1108/09615530810879738>
- [18] E. Cao, "Heat transfer in process engineering," New York, USA: McGraw-Hill, 2010.
- [19] W. Green and M. Z. Southard, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 9th ed. New York, USA: McGraw-Hill Education, 2019.
- [20] R. Simott and G. Towler, *Chemical Engineering Design*, 6th ed. Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann, 2020.

## Nomenclature

$A_c$	Net cross-sectional area in the annulus with longitudinal finned tubes	$\text{m}^2$
$A_f$	Finned heat transfer area	$\text{m}^2$
$A_i$	Area of the inner tube	$\text{m}^2$
$A_{oc}$	Total heat transfer surface area without fouling	$\text{m}^2$
$A_{of}$	Total heat transfer surface area with fouling	$\text{m}^2$
$A_t$	Total area of hairpin	$\text{m}^2$
$A_u$	Unfinned heat transfer area	$\text{m}^2$
$C_p$	Heat capacity	$\text{J/kg.K}$
CF	Cleanliness factor	-
$d_i$	Inner diameter of tube	$\text{m}$

$d_o$	Outer diameter of tube	$\text{m}$
$D_e$	Equivalent diameter for heat transfer	$\text{m}$
$D_h$	Hydraulic diameter	$\text{m}$
$D_i$	Inner diameter of annulus	$\text{m}$
$f$	Friction factor for heat transfer	-
$f'$	Friction factor for pressure drop	-
$h$	Convective heat transfer coefficient	$\text{W/m}^2.\text{K}$
$H_f$	Fin height	$\text{m}$
$k$	Thermal conductivity	$\text{W/m.K}$
$k_m$	Thermal conductivity of the inner tube material	$\text{W/m.K}$
$L_t$	Length of hairpin	$\text{m}$
LMTD	Log-mean temperature difference	$^\circ\text{C}$
$m$	Mas flowrate	$\text{kg/s}$
$m$	Factor	-
$N_f$	Number of fins per tube	-
$N_h$	Number of hairpins	-
$N_t$	Number of tubes inside the annulus	-
$Nu$	Nusselt number	-
$\Delta p$	Pressure drop	$\text{Pa}$
$\Delta p_m$	Maximum allowable pressure drop	$\text{Pa}$
$P$	Pumping power	$\text{W}$
$P_h$	Heat transfer perimeter of the annulus for heat transfer	$\text{m}$
$Pr$	Prandtl number	-
$P_w$	Total wetted perimeter of the annulus with longitudinally finned inner tubes	$\text{m}$
$Q$	Heat load	$\text{W}$
$R$	Fouling factor	$\text{m}^2.\text{K/W}$
$Re$	Reynolds number	-
$t$	Temperature of the cold fluid	$^\circ\text{C}$
$T$	Temperature of the hot fluid	$^\circ\text{C}$
$T_w$	Tube wall temperature	$^\circ\text{C}$
$\bar{t}$	Average temperature of the cold fluid	$^\circ\text{C}$
$\bar{T}$	Average temperature of the hot fluid	$^\circ\text{C}$
$u$	Velocity	$\text{m/s}$
$U_c$	Overall heat transfer coefficient under clean conditions	$\text{W/m}^2.\text{K}$
$U_f$	Overall heat transfer coefficient under fouling conditions	$\text{W/m}^2.\text{K}$

## Greek symbols

$\rho$	Density	$\text{kg/m}^3$
$\mu$	Viscosity	$\text{Pa.s}$
$\delta$	Fin thickness	$\text{m}$
$\eta_f$	Fin efficiency	-
$\eta_o$	Overall surface efficiency	-

## Subscripts

1	Inlet
2	Outlet
c	Cold fluid
h	Hot fluid
a	Annulus fluid
t	Tube side fluid