

Diseño térmico-hidráulico de un intercambiador de calor de doble tubo sin y con aletas para el enfriamiento de leche. Parte 1 – Intercambiador de calor sin aletas.

Thermo-hydraulic design of an unfinned and finned double pipe heat exchanger for milk cooling. Part 1 - Unfinned heat exchanger.

Amaury Pérez Sánchez ¹ *; Laura de la Caridad Arias Águila ²; Heily Victoria González ³; María Isabel La Rosa Veliz ⁴; Zamira María Sarduy Rodríguez ⁵ & Lizthalia Jiménez Guerra ⁶

Recibido: 06/06/2025 – Aceptado: 29/10/2025 – Publicado: 01/01/2026

Artículos de
investigación

Artículos de
revisión

Ensayos

* Autor
correspondiente.



Esta obra está licenciada bajo una licencia internacional Creative Commons Atribución-No Comercial-Compartir Igual 4.0 (CC BY-NC-SA 4.0). Los autores conservan los derechos sobre sus artículos y pueden compartir, copiar, distribuir, interpretar y comunicar públicamente la obra, siempre que se reconozca la autoría, no se utilice con fines comerciales y se mantenga la misma licencia en obras derivadas.

Resumen.

Los intercambiadores de calor de doble tubo (IDCT) han adquirido importancia en años recientes como resultado de su construcción simple, compactación, facilidad de mantenimiento y limpieza, y costos capitales/operación relativamente bajos, con uso extendido en servicios de transferencia de calor que involucren calentamiento y enfriamiento sensible de fluido de proceso. Este artículo tiene como objetivo diseñar un IDCT desde el punto de vista térmico-hidráulico, para determinar su idoneidad y aplicabilidad para enfriar una corriente de leche de vaca líquida usando agua fría como agente de enfriamiento. Varios parámetros de diseño fueron calculados tales como el número total de horquillas (21), área superficial de transferencia de calor (12,92 m²), factor de limpieza (0,752) y porcentaje de sobre superficie (32,96%), los cuales pueden considerarse satisfactorios. También, se requiere un caudal másico de agua fría de 9,32 kg/s, clasificado como elevado. El IDCT diseñado no puede aplicarse satisfactoriamente en el servicio de transferencia de calor demandado debido a que la caída de presión (9 481 246 Pa) del fluido del lado del tubo (agua de enfriamiento) es muy superior que el límite permisible máximo fijado por el proceso (85 000 Pa), lo cual también incrementa la potencia de bombeo requerida para este fluido hacia un valor importante (110,5 kW). El IDCT diseñado costaría alrededor de USD \$ 45 600 basado en Mayo del 2025.

Palabras clave.

Intercambiador de calor doble tubo sin aletas; diseño térmico; número de horquillas; caída de presión; potencia de bombeo; Coste de compra.

Abstract.

Double-pipe heat exchangers (DPHEs) have acquired significance in recent years as a result of their simple construction, compactness, ease of maintenance and cleaning, and relatively low operating/capital costs, with widespread use in heat transfer services involving sensible heating or cooling of process fluids. This paper aims to design a DPHE from the thermo-hydraulic point of view, to determine its suitability and applicability to cool down a stream of liquid cow's milk using chilled water as coolant. Several design parameters were calculated such as total number of hairpins (21), heat transfer surface area (12.92 m²), cleanliness factor (0.752) and percent over surface (32.96%), which can be considered as satisfactory. Also, it is required a mass flowrate of chilled water of 9.32 kg/s, classified as high. The designed DPHE cannot be applied satisfactorily in the requested heat transfer service because the pressure drop (9,481,246 Pa) of the tube-side fluid (chilled water) is quite higher than the maximum allowable limit set by the process (85,000 Pa), which also increases the required pumping power for this fluid to an important value (110.5 kW). The designed DPHE will cost around USD \$ 45,600 based on May 2025.

Keywords.

Unfinned double pipe heat exchanger; thermal design; number of hairpins; pressure drop; pumping power; purchased cost..

1. Introducción

Los intercambiadores de calor son aparatos diseñados para facilitar la transferencia de calor entre dos o más fluidos con cambios de temperatura [1]. En las últimas décadas, la importancia de los intercambiadores de calor ha crecido considerablemente debido a su papel en la eficiencia energética, recuperación y transformación, así como a la integración de fuentes alternativas de energía [2].

La energía térmica que pasa a través de un intercambiador de calor puede ser calor sensible o calor latente de los fluidos en movimiento. El fluido que suministra la energía térmica se conoce como fluido caliente, mientras que el fluido que absorbe la energía térmica se denomina fluido frío. Dentro de un intercambiador de calor, se espera que la temperatura del fluido caliente disminuya, mientras que la del fluido frío aumentará. La función principal de un intercambiador de

¹ Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; amaury.perez84@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0002-0819-6760>, Camagüey; Cuba.

² Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; aguilaariaslaura@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0002-6494-9747>, Camagüey; Cuba.

³ Facultades de Ciencias Aplicadas; Universidad de Camagüey; heily.victoria@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0009-0007-9319-6506>, Camagüey, Cuba.

⁴ Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; maria.rosa@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0000-0002-9517-6118>, Camagüey; Cuba.

⁵ Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; Zamira.sarduy@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0000-0003-1428-3809>, Camagüey; Cuba.

⁶ Universidad de Camagüey; Facultad de Ciencias Aplicadas; lizthalia.jimenez@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0000-0002-2471-7263>, Camagüey; Cuba.

calor es aumentar o reducir la temperatura del fluido objetivo [3].

Los intercambiadores de calor se utilizan habitualmente en diversos sectores, incluyendo instalaciones de producción de energía, fabricación química, biotecnología, sector alimentario, ingeniería ambiental y recuperación de calor residual, entre otros. El tipo más básico de intercambiadores de calor modernos es el intercambiador de calor de doble tubo [4], también conocido como intercambiador de horquilla [1].

El DPHE se desarrolló a finales de los años 40, y las investigaciones realizadas desde entonces han respaldado en gran medida su eficacia para lograr avances significativos. Este tipo de intercambiador de calor facilita la transferencia de energía térmica principalmente entre líquidos calientes y fríos, generalmente dentro de tuberías concéntricas dispuestas en diversas disposiciones, inicialmente montadas en paralelo y posteriormente adaptadas a diseños de contraflujo [5].

Un intercambiador de calor DPHE está compuesto por uno o más tubos dispuestos concéntricamente dentro de un tubo de mayor diámetro, con accesorios diseñados para dirigir el flujo de una sección a otra. En este tipo de intercambiador de calor, un fluido circula dentro de la tubería interior (lado del tubo), mientras que otro fluido se mueve por la zona anular circundante (anillo). El tubo interior está conectado mediante curvas en forma de U que se encuentran en una carcasa de cama de retorno [1].

Un DPHE puede configurarse en diferentes configuraciones en serie y en paralelo [1] para satisfacer las necesidades de caída de presión, transferencia de calor y diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) [6].

Este tipo de intercambiador de calor se utiliza para aplicaciones que implican bajos caudales, un amplio rango de temperaturas [7] y servicios de alta presión debido a los tamaños más estrechos de las tuberías [1], y es adecuado para operaciones continuas que requieren tareas de baja a media temperatura [8], específicamente para procesos que requieren un calentamiento o refrigeración sensible en fluidos, donde se requieren superficies compactas y pequeñas de transferencia de calor de hasta 50 m² [1].

Encuentra una amplia aplicación en industrias típicas como la producción alimentaria, la química, la biotecnología y los procesos de gas y petróleo [9], que a menudo requieren calentamiento o refrigeración de fluidos de proceso, mientras que también se emplea ampliamente en centros de investigación relacionados con la ingeniería energética [10].

Como se señala en [7], el DPHE es crucial para tareas como el recalentamiento, la pasteurización, el calentamiento y el precalentamiento. Su asequibilidad en términos de diseño y

mantenimiento la convierte en una opción preferida, especialmente para industrias a pequeña escala.

Como se indica en [6], el DPHE es una opción rentable para sistemas de refrigeración en circuito cerrado donde se dispone de un suministro suficiente de agua adecuada a un precio asequible para satisfacer las necesidades térmicas.

Estos intercambiadores de calor son adecuados para procesos en los que uno de los flujos es un gas o un líquido grueso, o cuando el volumen está limitado en situaciones de alta incrustación. Esto se debe a sus sencillos procesos de limpieza y mantenimiento. Pueden servir como sustituto de los intercambiadores de calor de carcasa y tubo cuando funcionan como intercambiadores de calor de flujo contrario reales. Los DPHE cuentan con un tubo exterior que varía entre 50 y 400 mm de diámetro interno, y tienen una longitud estándar de 1,5 a 12. por horquilla. El diámetro exterior del tubo interior puede variar de hasta . Un inconveniente importante es su voluminosidad y el alto coste por unidad de superficie de transferencia de calor [1].0 m19 mm100 mm

Una ventaja del DPHE radica en su asequibilidad en términos de diseño y mantenimiento, caracterizada por una configuración básica fácil de instalar, limpiar, mantener y adaptar, lo que prolonga significativamente su vida útil y funcionalidad [10].

Peccini et al., [11] sugirieron que cuando un chorro incluye partículas suspendidas, el DPHE podría ser una opción preferible, ya que pueden incorporar un tubo interior de mayor diámetro para evitar obstrucciones. Además, este tipo de intercambiador de calor ofrece versatilidad debido a su diseño modular, lo que facilita adaptaciones a las modificaciones en los procesos. Los mismos autores señalaron que el flujo longitudinal dentro de un DPHE elimina las zonas estancadas, que probablemente acumulen depósitos en intercambiadores de capa y tubos.

Es esencial diseñar térmicamente los intercambiadores de calor de manera que se mejore la transferencia de calor manteniendo la caída de presión de los fluidos dentro de los límites aceptables. Un desafío frecuente a los que se enfrentan las industrias es extraer de forma eficiente el calor de un flujo de servicios públicos que sale de un proceso específico y utilizar esa energía para calentar otro flujo de proceso. Una forma de maximizar la extracción de calor podría implicar aumentar el área de transferencia de calor o incrementar el caudal del refrigerante; Sin embargo, ambas estrategias pueden aumentar los costes de bombeo, lo que hace poco recomendable aumentar estos parámetros sin considerar las caídas de presión. El enfoque convencional para diseñar intercambiadores de calor requiere una evaluación cuidadosa de todos los factores de diseño mediante un proceso detallado de prueba y error, teniendo en cuenta todas las posibles variaciones [12].

En [7] se indica que los ingenieros encuentran dificultades significativas al diseñar un intercambiador de calor eficaz. Este desafío surge no solo de la necesidad de evaluar con precisión la eficiencia a largo plazo y los costes financieros relacionados, sino también de la crucial necesidad de examinar a fondo aspectos como la transferencia de calor, la caída de presión y la efectividad general, que requieren un esfuerzo intensivo.

Según [13], la optimización en el diseño de intercambiadores de calor es un tema ampliamente explorado en la literatura existente. La mayoría de las investigaciones que han abordado este problema han utilizado métodos analíticos de forma cerrada para representar las características operativas de los sistemas, incluyendo técnicas como el LMTD y los enfoques de efectividad (ε -NTU). Estos métodos analíticos se basan en la suposición de valores físicos de propiedades consistentes y coeficientes de transferencia de calor, lo que puede provocar inconsistencias significativas en diversos escenarios de diseño.

En el diseño de un DPHE, la mayoría de las fuentes académicas [14,15,16] suelen incorporar una colección más amplia de elementos de diseño, como dimensiones físicas, distribuciones de fluidos y configuraciones que involucran múltiples unidades. A menudo dependen de un proceso convencional de experimentación y validación; En este método. Los elementos de diseño se determinan inicialmente y, posteriormente, se calcula el número de horquillas requeridas para esa configuración. Si el intercambiador de calor obtenido se considera inadecuado—por razones como la caída de presión permitida para los caudales especificados que queda fuera de los límites predeterminados o la velocidad de los flujos no está dentro de los límites requeridos—se sugiere una modificación en el diseño y se reconsideran los cálculos. Esta metodología depende en gran medida de la experiencia del diseñador y no garantiza resultados óptimos. Las opciones disponibles para los diseñadores para nuevas pruebas son variadas; Pueden modificar longitudes, diámetros de tuberías, disposiciones de horquillas y otras características para lograr una disminución de la caída de presión o mejorar el coeficiente de transferencia de calor. Los profesionales dependen de sus juicios intuitivos para desarrollar finalmente un intercambiador de calor viable, que es el objetivo principal del enfoque de diseño [11].

Se han reportado numerosas investigaciones en las que se diseñó un DPHE utilizando diferentes metodologías y herramientas. En este sentido, se llevó a cabo un estudio teórico y práctico exhaustivo en [6] donde se realizaron simulaciones para evaluar el diseño y la funcionalidad de un DPHE. Esta evaluación del rendimiento se realizó utilizando dinámica de fluidos computacional (CFD), mientras que también se calculó la efectividad global.

Asimismo, [9] realizó un análisis numérico sobre cómo la relación entre diámetros de tubería y la relación entre

diámetro y longitud influyen en el rendimiento de los intercambiadores de calor en un DPHE, utilizando software CFD para modelar los escenarios con aire incompresible. Identificaron y optimizaron estadísticamente los factores que conducen a la máxima transferencia de calor bajo condiciones de flujo constante basándose en los hallazgos. Los investigadores señalaron que sus resultados ayudarán en futuras investigaciones sobre el diseño de intercambiadores de calor con dimensiones óptimas para longitud y diámetro.

Además, [13] discutió el uso de una formulación de programación lineal entera (ILP) para diseñar DPHE. El modelo utilizado para el intercambiador de calor se basaba en la discretización de ecuaciones de conservación; En consecuencia, las propiedades físicas se evaluaron localmente, incorporando su dependencia de la temperatura en el modelo. Los hallazgos numéricos demostraron la eficacia de este método propuesto, revelando que los métodos analíticos podrían subestimar o sobreestimar el tamaño necesario de un intercambiador de calor.

De manera similar, [8] ejecutó un diseño y ensamblaje extensos de un DPHE tipo laboratorio adecuado tanto para disposiciones paralelas como de flujo contrario. El intercambiador de calor desarrollado en esta investigación se construyó con acero galvanizado tanto para su tubo como para su carcasa, mientras que las métricas de rendimiento (como LMTD, tasa de transferencia de calor, efectividad y coeficiente global de transferencia de calor) se recopilaron y compararon entre las dos configuraciones utilizadas.

En [1], varios DPHEs fueron diseñados térmicamente para ser utilizados como enfriadores de aceite en buques navales, mientras que los DPHE diseñados se evaluaron entre sí en función de la cantidad de horquillas, la caída de presión y la potencia necesaria para el bombeo. Esta evaluación incorporó los números de Nusselt sugeridos por varios investigadores en cuatro categorías de diseño diferentes: aletas limpias, aletas enredadas, limpias sin aletas y sin aletas ensucias.

De manera similar, en [10] se evaluó la eficacia de los enfoques teóricos existentes para diseñar un DPHE con espaciamiento estrecho de tubos y bajas velocidades de fluido, correspondientes a las características de flujo laminar del fluido de transferencia de calor dentro del anillo. Esta investigación examinó las razones detrás de las discrepancias al comparar hallazgos teóricos con datos experimentales, ofreciendo sugerencias para el diseño adecuado de la DPHE.

De igual modo, en [17] se conceptualizó, construyó e incorporó un DPHE en una instalación operativa de gasificación de biomasa para captar el calor del gas de síntesis liberado por el gasificador, que tiene una temperatura de salida cercana a los 350 °C.

En [11], se exploró la optimización de un DPHE mediante métodos matemáticos, centrándose en minimizar el área del

intercambiador teniendo en cuenta las condiciones termodinámicas para aplicar las correlaciones de transporte adecuadas, junto con restricciones de diseño como caídas de presión máximas y área mínima excedente. Esta investigación introdujo dos estrategias de programación no lineal mixta de enteros, ampliando el rango de variables de diseño en comparación con estudios previos. Estas variables incluían la distribución de los flujos de fluido (ya sea dentro del tubo interior o del anillo), los diámetros de ambos tubos, la longitud del tubo, la cantidad de ramas paralelas, el número de unidades dispuestas en serie y paralelas dentro de cada rama, así como el número de horquillas en cada unidad, que afectan a la configuración de las horquillas.

En [12], el diseño más efectivo de un DPHE se expresó como un desafío de programación geométrica de una sola variable. Resolver este problema proporciona las dimensiones óptimas para los diámetros de tubería interior y exterior y el caudal de utilidad necesario para un DPHE de una longitud especificada, dado un caudal predeterminado para el flujo de proceso y una diferencia de temperatura definida de entrada a salida.

En [18], se diseñó un DPHE para investigar el proceso de transferencia de calor que ocurre entre dos fluidos (agua/agua) a través de un separador sólido. Se desarrolló con una configuración de contraflujo, utilizando el método de análisis LMTD.

En [19], se utilizó un método que combina el análisis relacional gris (GRA) con redes neuronales artificiales (RNA) y algoritmos genéticos (GAs) para evaluar la importancia de parámetros como la efectividad, la resistencia térmica y el coeficiente global de transferencia de calor, para clasificar estos parámetros en una secuencia específica. La metodología integrada introducida en esta investigación tiene el potencial de mejorar las capacidades de resolución de problemas y ofrecer conocimientos valiosos para mejorar el rendimiento de los intercambiadores de calor en diferentes industrias.

En [20] se detalló el cálculo de los parámetros de diseño térmico de un DPHE para asegurar el calentamiento y la esterilización efectiva de un flujo de fluido orgánico utilizado en el proceso de separación semilla-piel para diversas verduras.

Por último, [21] exploró tanto métodos analíticos como numéricos en el diseño de un DPHE. El análisis incluyó la consideración de una transferencia de calor sensible, y el intercambiador de calor se adaptó para adaptarse a las condiciones reales de funcionamiento de una instalación química. Esta investigación empleó un modelo analítico utilizando el método de efectividad-número de unidades de transferencia (ϵ -NTU) junto con el enfoque LMTD en el diseño del DPHE, con gráficos de rendimiento creados durante la fase de diseño para el intercambiador de calor especificado.

En una planta de procesamiento lácteo cubana se requiere enfriar el chorro de leche líquida de vaca usando agua fría, y para eso se han propuesto dos DPHE, el primero sin aletas y el segundo con aletas longitudinales en el tubo interior (aletado). En este contexto, el presente artículo es la primera parte de un proyecto en dos partes, en el que se diseña un DPHE sin aletas para saber si este intercambiador de calor es adecuado para su implementación en este servicio de transferencia de calor mediante el cálculo de varios parámetros de diseño como el número total de horquillas, el factor de limpieza, el porcentaje sobre la superficie, la caída de presión y la potencia de bombeo de ambos chorros de líquido, entre otros. Del mismo modo, también se calculó el coste de compra del DPHE sin aletas. En el segundo artículo se diseña un DPHE con aletas donde también se calculan los parámetros clave de diseño mencionados anteriormente, mientras que los resultados se compararán y evaluarán respecto a los calculados para el DPHE sin aletas del presente estudio, con el fin de seleccionar el DPHE más adecuado, económico y aplicable desde el punto de vista termohidráulico para llevar a cabo este servicio de transferencia de calor.

2. Materiales y métodos.

2.1. Enunciado del problema.

Se requiere enfriar 4.320 kg/h de un chorro de leche de vaca líquida de 60 °C a 10 °C mediante agua fría disponible a 2 °C, donde la temperatura de salida del chorro de agua fría no debe superar los 8 °C. Los siguientes datos están disponibles para la trompa y el anillo:

- Anillo de diámetro nominal: 2 pulgadas.
- Diámetro nominal del tubo interior: 1 pulgada.
- Longitud del tubo: 3 m.
- Número de tubos dentro del anillo: 1.
- Material del tubo: acero al carbono.
- Conductividad térmica del material del tubo: 52 W/m.K.

Diseñar un intercambiador de calor doble tubo sin aletas utilizando la metodología reportada por [15], donde se deben calcular varios parámetros termohidráulicos y de diseño, como la superficie de transferencia de calor, el número total de horquillas, el factor de limpieza, el porcentaje sobre la superficie, la caída de presión y la potencia de bombeo de ambos flujos líquidos. Se requiere que la caída de presión tanto del fluido del lado del tubo como del anillo no supere los 85.000 Pa. Por último; calcular el coste del equipo adquirido del DPHE diseñado y actualizarlo hasta 2025.

2.2. Metodología de diseño.

Porcentaje sobre la superficie

Paso 1. Definición de los parámetros iniciales para los flujos: La Tabla 1 presenta los parámetros iniciales que deben definirse para ambos flujos de fluido

Tabla 1. Parámetros iniciales a definir para ambos flujos.

<https://revistas.ug.edu.ec/index.php/inqide>

Correo electrónico:
inqide@ug.edu.ec
francisco.duquea@ug.edu.ec

Pag. 91

Parámetro	Fluido caliente	Fluido frío	Unidades
Caudal mísico	m_h	m_c	kg/h
Temperatura de entrada	T_1	t_1	°C
Temperatura de salida	T_2	t_2	°C
Caída máxima de presión permitida	ΔP_{mh}	ΔP_{mc}	Pa
Factor de incrustación	R_h	R_c	M2. K/W

Fuente: Explicación propia.

Paso 2. Definición de las dimensiones geométricas de las horquillas:

La Tabla 2 muestra las dimensiones geométricas a definir para las horquillas.

Tabla 2. Dimensiones geométricas a definir para las horquillas.

Parámetro	Símbolo	Unidades
Longitud del tubo	L_t	m
Anillo de diámetro interno	D_i	m
Diámetro interno del tubo interior	d_i	m
Diámetro externo del tubo interior	d_e	m
Material metálico de conductividad térmica del tubo interior	k_m	W/m.K

Fuente: Explicación propia.

Paso 3. Definición de la disposición de flujo dentro del intercambiador de calor de doble tubería:

- Contracorriente.
- Paralelo.

Paso 4. Asignación de fluidos dentro del intercambiador de calor de doble tubería

Paso 5. Considera el aislamiento del intercambiador de calor de doble tubería frente a pérdidas de calor.

Paso 6. Temperatura media de ambos fluidos:

- Fluido caliente (): T

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (1.1)$$

- Fluido frío (): \bar{t}

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (1.2)$$

Paso 7. Parámetros físicos de ambos fluidos a la temperatura media:

La Tabla 3 muestra las propiedades físicas que deben definirse para ambos fluidos a la temperatura media calculada en el paso anterior.

Tabla 3. Parámetros físicos a definir para ambos fluidos.

Parámetro	Fluido caliente	Fluido frío	Unidades
Densidad	ρ_h	ρ_c	kg/m ³
Viscosidad	μ_h	μ_c	Pa.s

Capacidad calorífica Conductividad térmica	Cp_h	k_h	Cp_c	k_c	kJ/kg. K
---	--------	-------	--------	-------	-------------------

Fuente: Explicación propia.

Paso 8. Carga térmica (): Q

- Usando los datos para el fluido caliente:

$$Q = \frac{m_h}{3,600} \cdot Cp_h \cdot (T_1 - T_2) \quad (1.3)$$

- Usando los datos para el fluido frío:

$$Q = \frac{m_c}{3,600} \cdot Cp_c \cdot (t_2 - t_1) \quad (1.4)$$

Donde tanto como se dan en kg/h. $m_h m_c$

Paso 9. Caudal mísico de un arroyo:

- Caudal mísico del fluido caliente:

$$m_h = \frac{Q}{Cp_h \cdot (T_1 - T_2)} \quad (1.5)$$

- Caudal mísico del fluido frío:

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (t_2 - t_1)} \quad (1.6)$$

Paso 10. Temperatura de la pared del tubo (): T_w

$$T_w = \frac{1}{2} \cdot (\bar{T} + \bar{t}) \quad (1.7)$$

Paso 11. Viscosidad de ambos fluidos a la temperatura de la pared del tubo:

Líquido caliente (): μ_{hw}

Líquido frío (): μ_{cw}

Paso 12. Área neta de flujo libre del tubo interior (): A_{ct}

$$A_{ct} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (1.8)$$

Paso 13. Velocidad del fluido del lado del tubo (): v_t

$$v_t = \frac{m_t}{\rho_t \cdot A_{ct}} \quad (1.9)$$

Donde se da en kg/s. m_t

Paso 14. Número de Reynolds del fluido del lado del tubo (): Re_t

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot v_t \cdot d_i}{\mu_t} \quad (1.10)$$

Paso 15. Número de Prandtl del fluido del lado del tubo (): Pr_t

$$Pr_t = \frac{Cp_t \cdot \mu_t}{k_t} \quad (1.11)$$

Donde se da en J/kg.K. Cp_t

Paso 16. Número de Nusselt para el fluido del lado del tubo (): Nu_t

<https://revistas.ug.edu.ec/index.php/inqd>

Correo electrónico:

inquide@ug.edu.ec

francisco.duquea@ug.edu.ec

- Flujo laminar (< 2.300) Re_t

$$Nu_t = 1.86 \cdot (Re_t \cdot Pr_t)^{0.33} \cdot \left(\frac{d_i}{L_t} \right)^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^{0.14} \quad (1.12)$$

Válido para tubos lisos para las siguientes condiciones:

$$0,48 < < 16.700 Re_t \cdot Pr_t$$

$$0,0044 < < 9,75 \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^{0.14}$$

$$\left(Re_t \cdot Pr_t \cdot \frac{d_i}{L_t} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^{0.14} \geq 2$$

- Flujo turbulento ($2.300 < < 10Re_t^4$) [Correlación de Gnielinski]:

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f_t}{2} \right) \cdot (Re_t - 1,000) \cdot Pr_t}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_t}{2} \right)^{0.5} \cdot (Pr_t^{2/3} - 1)} \quad (1.13)$$

Donde es el factor de fricción de Fanning para el fluido del lado del tubo y se calcula usando la siguiente correlación: f_t

$$f_t = (1.58 \cdot \ln Re_t - 3.28)^{-2} \quad (1.14)$$

- Flujo turbulento ($104 < < 5 \times 10Re_t^6$) [Correlación de Prandtl]:

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f_t}{2} \right) \cdot Re_t \cdot Pr_t}{1 + 8.7 \cdot \left(\frac{f_t}{2} \right)^{0.5} \cdot (Pr_t - 1)} \quad (1.15)$$

Válido por $> 0,5$. Pr_t

Dónde:

$$f_t = (1.58 \cdot \ln Re_t - 3.28)^{-2} \quad (1.14)$$

Paso 17. Coeficiente de transferencia de calor para el fluido del lado del tubo (): h_t

$$h_t = \frac{Nu_t \cdot k_t}{d_i} \quad (1.16)$$

Paso 18. Área neta de flujo libre del anillo (): A_{ca}

$$A_{ca} = \frac{\pi \cdot (D_i^2 - d_e^2)}{4} \quad (1.17)$$

Paso 19. Velocidad del fluido anular (): v_a

$$v_a = \frac{m_a}{\rho_a \cdot A_{ca}} \quad (1.18)$$

Paso 20. Diámetro hidráulico (): D_h

$$D_h = D_i - d_e \quad (1.19)$$

Paso 21. Número de Reynolds del fluido anular (): Re_a

$$Re_a = \frac{\rho_a \cdot v_a \cdot D_h}{\mu_a} \quad (1.20)$$

Paso 22. Número de Prandtl del fluido anular (): Pr_a

$$Pr_a = \frac{Cp_a \cdot \mu_a}{k_a} \quad (1.21)$$

Donde se da en J/kg.K. Cp_a

Paso 23. Número de Nusselt para el fluido anular (): Nu_a

- Flujo laminar (< 2.300) Re_a

$$Nu_a = 1.86 \cdot (Re_a \cdot Pr_a)^{0.33} \cdot \left(\frac{D_h}{L_t} \right)^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_a}{\mu_{aw}} \right)^{0.14} \quad (1.22)$$

Válido para tubos lisos para las siguientes condiciones:

$$0,48 < < 16.700 Re_a \cdot Pr_a$$

$$0,0044 < < 9,75 \left(\frac{\mu_a}{\mu_{aw}} \right)^{0.14}$$

$$\left(Re_a \cdot Pr_a \cdot \frac{D_h}{L_t} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu_a}{\mu_{aw}} \right)^{0.14} \geq 2$$

- Flujo turbulento ($2.300 < < 10Re_a^4$) [Correlación de Gnielinski]:

$$Nu_a = \frac{\left(\frac{f_a}{2} \right) \cdot (Re_a - 1,000) \cdot Pr_a}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_a}{2} \right)^{0.5} \cdot (Pr_a^{2/3} - 1)} \quad (1.23)$$

Donde es el factor de fricción de Fanning para el fluido anular y se calcula usando la siguiente correlación: f_a

$$f_a = (1.58 \cdot \ln Re_a - 3.28)^{-2} \quad (1.24)$$

- Flujo turbulento ($104 < < 5 \times 10Re_a^6$) [Correlación de Prandtl]:

$$Nu_a = \frac{\left(\frac{f_a}{2} \right) \cdot Re_a \cdot Pr_a}{1 + 8.7 \cdot \left(\frac{f_a}{2} \right)^{0.5} \cdot (Pr_a - 1)} \quad (1.25)$$

Válido por $> 0,5$. Pr_a

Dónde:

$$f_a = (1.58 \cdot \ln Re_a - 3.28)^{-2} \quad (1.24)$$

Paso 24. Diámetro equivalente para transferencia de calor (): D_e

$$D_e = \frac{D_i^2 - d_e^2}{d_e} \quad (1.26)$$

Paso 25. Coeficiente de transferencia de calor para el fluido anular (): h_a

$$h_a = \frac{Nu_a \cdot k_a}{D_e} \quad (1.27)$$

Paso 26. Coeficiente total de transferencia de calor ensuciado basado en la zona exterior del tubo interior (): U_f

$$U_f = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_t} + \frac{d_e \cdot R_t}{d_i} + \frac{d_e \cdot \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right)}{2 \cdot k_m} + R_a + \frac{1}{h_a}} \quad (1.28)$$

Paso 27. Diferencia de temperatura logarítmica media (): ΔTm

- Para flujo paralelo:

$$\Delta Tm = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \quad (1.29)$$

- Para el contraflujo:

$$\Delta Tm = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (1.30)$$

Paso 28. Área superficial de transferencia de calor (): A_o

$$A_o = \frac{Q \cdot 1,000}{U_f \cdot \Delta Tm} \quad (1.31)$$

Donde se da en kW.Q

Paso 29. Área de transferencia de calor por horquilla (): A_{hp}

$$A_{hp} = 2 \cdot \pi \cdot d_e \cdot L_t \quad (1.32)$$

Paso 30. Número de horquillas (): N_h

$$N_h = \frac{A_o}{A_{hp}} \quad (1.33)$$

Paso 31. Limpia el coeficiente global de transferencia de calor basado en el área exterior de transferencia de calor (): U_c

$$U_c = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_t} + \frac{d_e \cdot \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right)}{2 \cdot k_m} + \frac{1}{h_a}} \quad (1.34)$$

Paso 32. Factor de limpieza (): CF

$$CF = \frac{U_f}{U_c} \quad (1.35)$$

Paso 33. Faltas totales (): R_{ft}

$$R_{ft} = \frac{1 - CF}{U_c \cdot CF} \quad (1.36)$$

Paso 34. Porcentaje sobre la superficie (): OS

$$OS = 100 \cdot U_c \cdot R_{ft} \quad (1.37)$$

Caída de presión y potencia de bombeo

Paso 35. Caída de presión por fricción del fluido del lado del tubo (): Δp_t

$$\Delta p_t = 4 \cdot f_t \cdot \frac{2 \cdot L_t}{d_i} \cdot N_h \cdot \frac{\rho_t \cdot v_t^2}{2} \quad (1.38)$$

Donde para el flujo laminar (< 2.300): Re_t

$$f_t = \frac{16}{Re_t} \quad (1.39)$$

Corrección del factor de fricción de Fanning para el flujo laminar (): f_{ct}

$$f_{ct} = f_t \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^m \quad (1.40)$$

Donde m = - 0,58 para calentamiento y - 0,50 para enfriamiento bajo flujo laminar.

Paso 36. Potencia de bombeo para el fluido del lado del tubo (): P_t

$$P_t = \frac{\Delta p_t \cdot m_t}{\eta_p \cdot \rho_t} \quad (1.41)$$

Donde se da en kg/s y η es la eficiencia isentrópica de la bomba. $m_t \eta_p$

Paso 37. Caída de presión por fricción del fluido anular (): Δp_a

$$\Delta p_a = 4 \cdot f_a \cdot \frac{2 \cdot L_t}{D_h} \cdot \rho_a \cdot \frac{v_a^2}{2} \cdot N_h \quad (1.42)$$

Donde para el flujo laminar (< 2.300): Re_a

$$f_a = \frac{16}{Re_a} \quad (1.43)$$

Corrección del factor de fricción de Fanning para el flujo laminar (): f_{ca}

$$f_{ca} = f_a \cdot \left(\frac{\mu_a}{\mu_{aw}} \right)^m \quad (1.44)$$

Donde m = - 0,58 para calentamiento y - 0,50 para enfriamiento bajo flujo laminar.

Paso 38. Potencia de bombeo para el fluido anular (): P_a

$$P_a = \frac{\Delta p_a \cdot m_a}{\eta_p \cdot \rho_a} \quad (1.45)$$

Donde se da en kg/s y η es la eficiencia isentrópica de la bomba. $m_a \eta_p$

Coste del equipo adquirido

Según [22], el coste del equipo adquirido para un DPHE se calcula usando la siguiente correlación:

$$C_{DPHE}^{2007} = 1,600 + 2,100 \cdot A_o^{1,0} \quad (1.46)$$

Dónde:

- C_{DPHE}^{2007} - Coste del equipo adquirido por el DPHE referido a enero de 2007 (USD \$).
- A_o - Área superficial de transferencia de calor del DPHE, calculada en el Paso 28 (m²).

Más adelante, este coste de equipo adquirido calculado por la ecuación (1.46) se actualiza a marzo de 2025 utilizando el Índice de Costes de Plantas de Ingeniería Química

correspondiente a marzo de 2025 y aplicando la siguiente ecuación:

$$C_{DPHE}^{2025} = C_{DPHE}^{2007} \cdot \frac{CEPCI^{2025}}{CEPCI^{2007}} \quad (1.47)$$

Dónde:

- C_{DPHE}^{2025} - Coste del equipamiento adquirido por el DPHE referido a mayo de 2025 (USD \$).
- C_{DPHE}^{2007} - Coste del equipamiento adquirido por la DPHE hasta enero de 2007 (USD \$).
- $CEPCI^{2025}$ - Índice de costes de plantas de ingeniería química referido a mayo de 2025 = 806,8 [23].
- $CEPCI^{2007}$ - Índice de costes de plantas de ingeniería química referido a enero de 2007 = 509,7 [22].

3. Análisis e interpretación de resultados.

3,1 % sobre superficie.

Paso 1. Definición de los parámetros iniciales para los flujos: La siguiente tabla (Tabla 4) presenta los valores de los parámetros iniciales a definir para ambos flujos.

Tabla 4. Valores de los parámetros iniciales a definir para ambos flujos.

Parámetro	Líquido caliente (leche)	Fluido frío (agua)	Unidades		
	Símbolo	Valor	Símbolo	Valor	
Caudal másico	m_h	4,320	m_c	-	kg/h
Temperatura de entrada	T_1	60	t_1	2	°C
Temperatura de salida	T_2	10	t_2	8	°C
Caída máxima de presión permitida	ΔP_{mh}	85,000	ΔP_{mc}	85,000	Pa
Factor de incrustación	R_h	0.00017	R_c	0.00017	M2. K/W
	1^δ		6^φ		

Fuente: Explicación propia.

$^\delta$ Tomado de [14].

$^\varphi$ Tomado de [15].

Paso 2. Definición de las dimensiones geométricas de las horquillas:

La Tabla 5 muestra los valores de las dimensiones geométricas a definir para las horquillas.

Tabla 5. Valores de las dimensiones geométricas a definir para las horquillas.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Longitud	L_t	3	m

Anillo de diámetro interno	D_i	0.05250 $^\phi$	m
Diámetro interno del tubo interior	d_i	0.02664 $^\phi$	m
Diámetro externo del tubo interior	d_e	0.03340 $^\phi$	m
Material metálico de conductividad térmica del tubo interior	k_m	52	W/m.K

Fuente: Explicación propia.

$^\phi$ Según [15].

Paso 3. Definición de la disposición de flujo dentro del intercambiador de calor de doble tubería:

Los fluidos fluirán bajo una disposición de contraflujo dentro del DPHE.

Paso 4. Asignación de fluidos dentro del intercambiador de calor de doble tubería.

Como sugieren [14] y [22], el fluido caliente (la leche) estará ubicado en el anillo, mientras que el fluido frío (agua) estará en la tubería interior.

Paso 5. Considera el aislamiento del intercambiador de calor de doble tubería frente a pérdidas de calor.

El intercambiador de calor estará aislado térmicamente para evitar pérdidas excesivas de calor.

Paso 6. Temperatura media de ambos arroyos:

- Líquido caliente (leche) () $:T$

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{60 + 10}{2} = 35 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.1)$$

- Fluido frío (agua) () $:\bar{t}$

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{2 + 8}{2} = 5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.2)$$

Paso 7. Parámetros físicos de ambos fluidos a la temperatura media:

Según [24,25,26], tanto la leche como el agua tienen los parámetros físicos presentados en la Tabla 6 a la temperatura media calculada en el paso anterior.

Tabla 6. Valores de los parámetros físicos de la leche y el agua.

Parámetro	Líquido caliente (leche)	Fluido frío (agua)	Unidades		
	Símbolo	Valor	Símbolo	Valor	
Densidad	ρ_h	1,013 .2	ρ_c	999.9 7	kg/m ³
Viscosidad	μ_h	0.001 06	μ_c	0.001 52	Pa.s
Capacidad calorífica	Cp_h	3.919	Cp_c	4.205	kJ/kg. K
Conductividad térmica	k_h	0.580	k_c	0.571	W/m. K

<https://revistas.ug.edu.ec/index.php/inqd>

Correo electrónico:

inqide@ug.edu.ec

francisco.duquea@ug.edu.ec

Fuente: Explicación propia.

Paso 8. Carga térmica () Q

- Usando los datos del fluido caliente (leche):

$$Q = \frac{m_h}{3,600} \cdot C_{p_h} \cdot (T_1 - T_2) \quad (1.3)$$

$$Q = \frac{4,320}{3,600} \cdot 3.919 \cdot (60 - 10) = 235.14 \text{ kW}$$

Donde se da en kg/h. m_h

Paso 9. Caudal mísico de un arroyo:

- Caudal mísico del fluido frío (agua):

$$m_c = \frac{Q}{C_{p_c} \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{235.14}{4.205 \cdot (8 - 2)} = 9.32 \text{ kg/s} \quad (1.6)$$

Paso 10. Temperatura de la pared del tubo () T_w

$$T_w = \frac{1}{2} \cdot (\bar{T} + \bar{t}) = \frac{1}{2} \cdot (35 + 5) = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.7)$$

Paso 11. Viscosidad de ambos fluidos a la temperatura de la pared del tubo:

Según [25,26], tanto la leche como el agua presentan los siguientes valores de viscosidad en = 20 °C. T_w

- Fluido caliente (leche) () [Pa.s] = 0,00205 Pa.s μ_{hw}
- Fluido frío () [Pa.s] = 0,00100 Pa.s μ_{cw}

Paso 12. Área neta de flujo libre del tubo interior () A_{ct}

$$A_{ct} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.02664^2}{4} = 0.00056 \text{ m}^2 \quad (1.8)$$

Como el fluido frío (agua) fluirá por el tubo interior y el fluido caliente (leche) fluirá por el anillo, se aplicará la siguiente nueva nomenclatura presentada en la Tabla 7 para los caudales, parámetros físicos y factores de ensuciamiento de ambos arroyos.

Tabla 7. Se aplicará nueva nomenclatura para ambas ramas.

Parámetro	Fluido caliente (leche)	Fluido frío (agua)		
	Nomenclatura anterior	Nomenclatura	Nomenclatura anterior	Nomenclatura
Caudal	m_h	m_a	m_c	m_t
Densidad	ρ_h	ρ_a	ρ_c	ρ_t
Viscosidad	μ_h	μ_a	μ_c	μ_t
Capacidad calorífica	C_{p_h}	C_{p_a}	C_{p_c}	C_{p_t}
Conductividad térmica	k_h	k_a	k_c	k_t
Factor de incrustación	R_h	R_a	R_c	R_t

La Tabla 8 muestra los valores de los parámetros incluidos en los pasos 13-25.

Mesa 8. Valores de los parámetros incluidos en los pasos 13-25.

Escalón	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
13	Velocidad del fluido del lado del tubo (agua)	v_t	16.64	m/s
14	Número de Reynolds del fluido del lado del tubo (agua)	Re_t	291,629	-
15	Número de Prandtl del fluido del lado del tubo (agua)	Pr_t	11.19	-
16	Factor de fricción de ventilación para el fluido lateral del tubo (agua)	f_t	0.00362	-
17	Número de Nusselt para el fluido del lado del tubo (agua) ¹	Nu_t	1,237.84	-
18	Área neta de flujo libre del anillo	A_{ca}	0.00129	M2
19	Velocidad del fluido anular (leche)	v_a	0.92	m/s
20	Diámetro hidráulico	D_h	0.0191	m
21	Número de Reynolds del fluido anular (leche)	Re_a	16,796	-
22	Número de Prandtl del	Pr_a	7.16	-

Fuente: Explicación propia.

23	líquido anular (leche)	f_a	0.00684	-	28	temperatura media logarítmica a 1		
	Factor de fricción de ventilación para el fluido del anillo (leche)				29	Área superficial de transferencia de calor	A_o	12.92 M2
	Número de Nusselt para el líquido anular (leche) ²	Nu_a	99.49	-	30	Área de transferencia de calor por horquilla	A_{hp}	0.629 M2
24	Diámetro equivalente para transferencia de calor	D_e	0.0491	m	31	Número de horquillas	N_h	21 -
25	Coeficiente de transferencia de calor para el fluido anular (leche)	h_a	1,175.24	L/m ² . K	32	Limpia el coeficiente global de transferencia de calor basado en la zona exterior de transferencia de calor	U_c	1,030.1 L/m ² . K ¹
					33	Factor de limpieza	CF	0.752 -
					34	Falta total	R_{ft}	0.00032 M2. K/W
						Porcentaje sobre la superficie	OS	32.96 %

Fuente: Explicación propia.

¹Como $104 < < 5 \times 10 Re_t^6$, el fluido del lado del tubo (agua) fluye bajo régimen turbulento, por lo que la correlación de Prandtl (ecuación 1.15) se utilizó para calcular el número de Nusselt para este fluido. Esta ecuación también es válida porque $= 11,19 > 0,5.Pr_t$

²Como $104 < < 5 \times 10 Re_a^6$, el fluido del lado anular (la leche) fluye bajo régimen turbulento, por lo que la correlación de Prandtl (ecuación 1.25) se utilizará para calcular el número de Nusselt para este fluido. Esta ecuación también es válida porque $= 7,16 > 0,5.Pr_a$

La Tabla 9 muestra los valores de los parámetros incluidos en los pasos 26-34.

Tabla 9. Valores de los parámetros incluidos en los pasos 26.-34.

Escalón n	Parámetro	Símbol o	Valor	Unidad
26	Coeficiente total de transferencia de calor ensucio basado en la zona exterior del tubo interior	U_f	774.31	L/m ² . K
27	Diferencia de	ΔT_m	23.51	°C

Fuente: Explicación propia.

¹Para disposición de contraflujo.

3.2. Caída de presión y potencia de bombeo.

La Tabla 10 presenta los valores de los parámetros incluidos en los pasos 35-38.

Mesa 10. Valores de los parámetros incluidos en los pasos 35-38.

Escalón	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
35	Caída de presión por fricción del fluido lateral del tubo (agua)	Δp_t	9,481,246	Pa
36	Potencia de bombeo para el fluido lateral del tubo (agua) ¹	P_t	110.5	kW

37	Caída de presión por fricción del fluido anular (leche)	Δp_a	77,392	Pa
38	Potencia de bombeo para el fluido del anillo (leche) ¹	P_a	114.58	W

Fuente: Explicación propia.

Se seleccionó un valor de 1A de 0,80 para la eficiencia isentrópica de la bomba [15].

3.3. Coste del equipo comprado

Usando la ecuación (1.46) y para un valor del área superficial de transferencia de calor de 12,92 m², el coste del equipo adquirido del DPHE diseñado, basado en enero de 2007, es:

$$C_{DPHE}^{2007} = 1,600 + 2,100 \cdot A_o^{1.0} \quad (1.46)$$

$$= \text{USD } \$ 28,732$$

$$C_{DPHE}^{2007} \approx 28,800$$

Por lo tanto, el coste adquirido del DPHE diseñado, referido a mayo de 2025, es:

$$C_{DPHE}^{2025} = C_{DPHE}^{2007} \cdot \frac{CEPCI^{2025}}{CEPCI^{2007}} = 28,800 \cdot \frac{806.8}{509.7} \quad (1.47)$$

$$C_{DPHE}^{2025} = \text{USD } \$ 45,588 \approx 45,600$$

4. Discusión

La carga térmica tenía un valor relativamente alto de 235,14 kW, mientras que para el agua fría se necesita un caudal másico de 9,32 kg/s, lo cual puede considerarse alto. Esto se debe a que el bajo valor requerido para la temperatura de salida del chorro de agua fría (8 °C), que redujo la diferencia de temperatura del fluido frío (= = 6 °C), mientras que el valor algo alto del caudal de leche líquida (4.320 kg/h o 1,2 kg/s) y la diferencia de temperatura relativamente alta del chorro de leche (= = 50 °C) también influyen en el valor relativamente alto de la carga térmica, lo que a su vez afecta al alto valor obtenido para el caudal másico del agua refrigerada, como muestra la ecuación (1.6). En [15] el valor de la carga térmica era de 87,1 kW para un DPHE agua-agua.

$$\Delta t t_2 - t_1 \Delta T T_1 - T_2$$

El valor de la velocidad del fluido del lado del tubo (agua fría) es alto (16,64 m/s), debido al alto valor obtenido para el caudal masivo de agua refrigerada. Este valor de la velocidad del agua fría es 18 veces superior al valor calculado de la velocidad (0,92 m/s) para el fluido anular (leche), y está muy por encima del rango recomendado reportado por [22] para la velocidad del agua en intercambiadores tubulares (1,5-2,5 m/s).

El número de Reynolds del fluido del lado del tubo (agua fría) era de 291.629, lo que es 17,4 veces superior al número de Reynolds (16.796) del fluido del anillo (leche). Este alto valor obtenido para el número de Reynolds del flujo de agua fría se debe esencialmente al alto valor de la velocidad obtenida para este fluido. Este resultado coincide con el DPHE agua-agua sin aletas diseñado en [15], donde el valor del número de Reynolds del fluido del lado del tubo (159.343) es mayor que el número de Reynolds del fluido anular (15.201).

En el caso del número de Prandtl, el valor de este parámetro para el agua fría (11,19) fue 1,56 veces superior al número de Prandtl para la leche (7,16). Esto se debe fundamentalmente al valor más alto de la capacidad calorífica (4.205 J/kg. K) y la viscosidad (0,00152 Pa.s) obtenida para el agua en comparación con los valores de estos parámetros para la leche, que fueron 3.919 J/kg para la capacidad calorífica y 0,00106 Pa.s para la viscosidad. En [1] el número de Prandtl del fluido del lado del tubo (agua de mar) a una temperatura de 25 °C, para enfriar un chorro de aceite de motor en un DPHE, era de 6,29, con un valor para la capacidad calorífica específica y la viscosidad de 4.004 J/kg. K y 0,000964 Pa.s, respectivamente. De igual modo, en [15] el número de Prandtl de agua fría a 27,5 °C, para calentarse con agua caliente en un DPHE, era de 5,77, con un valor para la capacidad calorífica específica y la viscosidad de 4.179 J/kg. K y 0,000841 Pa.s, respectivamente.

En cuanto al número de Nusselt, el fluido del lado del tubo (agua fría) tenía un valor de 1.237,84 para este parámetro, que era 12,44 veces superior al valor del número de Nusselt (99,49) para el fluido del anillo (leche). Considerando que se empleó la misma ecuación (correlación de Prandtl) para calcular el número de Nusselt para ambos arroyos, el valor más alto obtenido de este parámetro para el agua refrigerada se debe a los valores más altos que presenta el flujo de agua fría para los números de Reynolds y Prandtl, en comparación con los valores más bajos de estos parámetros para el flujo de leche. Estos resultados coinciden con los reportados por [1], donde el número de Nusselt del fluido del lado del tubo (agua de mar) osciló entre 422,0330 y 634,7506, que era superior al número de Nusselt (34,692) del fluido anular (aceite de motor). De manera similar, también coinciden con los resultados reportados por [15], donde el número de Nusselt (375,3) para el fluido del lado del tubo (agua caliente) es mayor que el número de Nusselt (89,0) del fluido del anillo (fluido frío). Cabe mencionar que todos estos autores también emplearon la correlación de Prandtl aplicada en nuestro estudio para calcular el número de Nusselt para ambos ramos.

El coeficiente de transferencia de calor (26.531,78 W/m². K) para el agua (fluido del lado del tubo) fue 22,57 veces superior al valor del coeficiente de transferencia de calor (1.175,24 W/m². K) para la leche (líquido anular). Este

resultado está directamente influenciado por el valor más alto del número de Nusselt que presenta el agua fría respecto al valor del número de Nusselt para la leche. Estos hallazgos coinciden con los reportados por [1], donde los valores de los coeficientes de transferencia de calor para el fluido del lado del tubo (agua de mar) oscilaban entre 12.885 y 19.379 W/m^2 . K y eran superiores al valor del coeficiente de transferencia de calor (64.549 W/m^2). K) para el fluido anular (aceite de motor). De la misma manera, nuestros resultados son similares a los reportados por [15] donde el coeficiente de transferencia de calor (4.911 W/m^2). K) del fluido del lado del tubo (agua caliente) es 3,65 veces mayor que el coeficiente de transferencia de calor para el anillo (1.345 W/m^2). K).

El valor de la caída de presión del fluido del lado del tubo (agua fría) es bastante alto (9.481.246 Pa), y está muy por encima del límite máximo permitido por el sistema de transferencia de calor (85.000 Pa). Esto ocurre fundamentalmente debido al alto valor de la velocidad obtenida para este fluido (16,64 m/s) y al número relativamente alto de horquillas (21). Este alto valor de la caída de presión para el agua fría influye en el valor significativo de la potencia de bombeo obtenida para este fluido (110,5 kW). Por otro lado, la caída de presión calculada para el fluido anular (leche, 77.392 Pa) está por debajo del máximo permitido por el sistema, requiriendo así una potencia de bombeo de 114,58 W. Como se señala en [15], cuando un volumen significativo de fluido se mueve a través del tubo o del anillo de un DPHE, la caída de presión puede superar los niveles aceptables debido a las altas velocidades de flujo, lo cual se aplica a nuestra investigación. En estas situaciones, es recomendable dividir el caudal másico en varios arrojos paralelos, mientras que el lado de caudal másico más bajo puede colocarse en una configuración en serie. En consecuencia, el sistema estará organizado en una disposición en serie paralela. De manera similar, [14] señala que un aumento en la velocidad del fluido resulta en mayores caídas de presión, y que si el intercambiador de calor debe integrarse en un proceso existente, el diseñador debe cumplir con la caída máxima de presión permitida para ambos flujos. Esta referencia también señala que si la caída de presión calculada es demasiado alta, será necesario ampliar el área de flujo, ya sea aumentando el diámetro de los tubos o añadiendo más ramas paralelas. Por el contrario, si la caída de presión determinada es menor de lo permitido, reducir el área de flujo podría ser una opción. En cualquiera de los dos casos, el proceso de diseño debe reiniciarse. Este autor enfatiza además que una menor área de flujo para ambos fluidos (y, posteriormente, un diámetro reducido del tubo) conduce a un aumento de la velocidad y los coeficientes de transferencia de calor, pero también provoca mayores caídas de presión. Recomienda, como primer paso, elegir el diámetro del tubo en función de las velocidades del fluido, sugiriendo velocidades de 1-2 m/s para líquidos con baja viscosidad, y también proponiendo que, una vez conocida la longitud final, se pueda calcular la

caída de presión para cada fluido, lo que puede requerir ajustes en los diámetros de tubería elegidos.

En [15] la caída de presión del fluido del lado del tubo es de 460,1 Pa, por lo que requiere una potencia de bombeo de 0,84 W, mientras que la caída de presión del fluido anular es de 2.876,4 Pa, por lo que requiere una potencia de bombeo de 5,0 W. En [1], la caída de presión y la potencia de bombeo del fluido lateral del tubo (agua de mar) para el diseño DPHE limpio sin aletas son de 9.376,4 kPa y 27,468 kW, respectivamente, mientras que los valores de estos parámetros para el tipo de diseño DPHE sin aletas y enrevesadas son 9.597 kPa y 28,114 kW, respectivamente. Esta referencia también informa que la caída de presión y la potencia de bombeo para el fluido anular (aceite de motor) para el diseño DPHE limpio sin aletas son 42,237 MPa y 298,193 kW, respectivamente, mientras que los valores de estos parámetros para el tipo DPHE sin aletas enredadas son 43,231 MPa y 305,211 kW, respectivamente.

Por último, el DPHE previsto costará alrededor de 45.600 USD en mayo de 2025.

5. Conclusiones.

En este artículo, se diseñó un intercambiador de calor de doble tubo sin aletas desde el punto de vista termohidráulico, para llevar a cabo el enfriamiento de un chorro de leche de vaca líquida utilizando agua fría como refrigerante. El fluido caliente (leche) se encontraba en el anillo, mientras que el fluido frío (agua fría) estaba en el tubo interior. Varios diseños; se calcularon parámetros geométricos y operativos para el DPHE, como la superficie de transferencia de calor ($12,92 \text{ m}^2$), el número total de horquillas (21), el factor de limpieza (0,752) y el porcentaje sobre la superficie (32,96%), que pueden considerarse aceptables y adecuados. Se obtuvo un alto valor del caudal másico requerido de agua fría, que ascendía a 9,32 kg/s. Del mismo modo, la caída de presión del fluido del lado del tubo es bastante alta (9.481.246 Pa) y supera la caída máxima permitida por el proceso de intercambio de calor para ambos flujos (85.000 Pa), mientras que la caída de presión del fluido del anulus (77.392 Pa) está por debajo de este límite máximo permitido. El valor alto obtenido por la caída de presión del fluido del lado del tubo aumenta la potencia de bombeo requerida para este fluido a un valor significativo (110,5 kW), mientras que el valor requerido de la potencia de bombeo para el fluido anular es de 114,58 W. Se concluye que el DPHE diseñado en este estudio no puede implementarse con éxito en este sistema de intercambio de calor debido a los altos valores de caída de presión y potencia de bombeo obtenidos para el fluido del lado del tubo (agua fría). El DPHE diseñado costará alrededor de 45.600 USD USD según mayo de 2025. Se recomienda aumentar el diámetro de ambas tuberías y rediseñar el DPHE sin aletas para disminuir la caída de presión del fluido lateral del tubo a un valor inferior al límite mínimo permitido por el sistema de transferencia de calor para este parámetro.

6.- Contribuciones de los autores (Taxonomía de Roles de los Colaboradores (CRediT))

1. Conceptualización formal: Amaury Pérez Sánchez.
2. Curaduría de datos: Laura de la Caridad Arias Aguila, Heily Victoria González, Zamira María Sarduy Rodríguez.
3. Análisis formal: Amaury Pérez Sánchez, María Isabel La Rosa Veliz, Lizthalía Jiménez Guerra.
4. Adquisición de fondos: No aplicable.
5. Research: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguila, Heily Victoria González, María Isabel La Rosa Veliz
6. Metodología: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguila, Lizthalía Jiménez Guerra.
7. Gestión de proyectos: No aplicable.
8. Recursos: No aplicable.
9. Software: No aplicable.
10. Supervisión: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguila.
11. Validation: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguila, Heily Victoria González, Zamira María Sarduy Rodríguez.
12. Pantalla: No aplicable.
13. Redacción - borrador original: Heily Victoria González, María Isabel La Rosa Veliz, Zamira María Sarduy Rodríguez, Lizthalía Jiménez Guerra.
14. Guion, revisión y edición: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguila.

7.- Referencias.

- [1] C. Ezgi y Ö. Akyol, "Diseño térmico de intercambiador de calor de doble tubo usado como enfriador de aceite en barcos: un estudio de caso comparativo," *Journal of Ship Production and Design*, vol. 35, nº 1, pp. 12-18, 2019. <http://dx.doi.org/10.5957/JSPD.170009>
- [2] N. Kociyigit y H. Bulgarci, "Modelización del coeficiente total de transferencia de calor de un intercambiador de calor concéntrico de doble tubería con datos experimentales limitados mediante ajuste de curvas y combinación ANN," *Thermal Science*, vol. 23, no. 6A, pp. 3579-3590, 2019. <https://doi.org/10.2298/TSCI171206111K>
- [3] N. Kumar y A. Bhandari, "Diseño y análisis térmico de intercambiadores de calor de doble tubería cambiando el caudal mísico," *International Journal of Science, Engineering and Technology*, vol. 10, nº 5, pp. 1-4, 2022.
- [4] S. Kotian, N. Methekar, N. Jain y P. Naik, "Transferencia de calor y flujo de fluidos en un intercambiador de calor de doble tubería, Parte I: Investigación experimental," *Asian Review of Mechanical Engineering*, vol. 9, nº 2, pp. 7-15, 2020. <https://doi.org/10.51983/arme-2020.9.2.2482>
- [5] S. Alhulaifi, "Análisis computacional de transferencia de calor por dinámica de fluidos de intercambiadores de calor y características de flujo de doble tubería usando nanofluido TiO2 con agua" *Designs*, vol. 8, p. 39, 2024. <https://doi.org/10.3390/designs8030039>
- [6] Rakesh, C. Nallode, M. Adhvaith y A. H. A. Krishna, "Diseño y análisis de rendimiento de intercambiador de calor de doble tubería," *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, vol. 6, nº 7, pp. 12578-12584, 2017. <https://doi.org/10.15680/IJIRSET.2017.0607017>
- [7] Rahman, "Aumento del rendimiento térmico del intercambiador de calor de doble tubería - Una revisión crítica," *Journal of Heat and Mass Transfer Research*, vol. 12, nº 24, pp. 227 – 246, 2025. <https://doi.org/10.22075/JHMT.2024.34771.1581>
- [8] E. Ebieto, R. R. Ana, O. E. Nyong y E. G. Saturday, "Diseño y construcción de un intercambiador de calor de doble tubería para aplicaciones en laboratorio," *European Journal of Engineering Research and Science*, vol. 5, nº 11, pp. 1-6, 2020. <http://dx.doi.org/10.24018/ejers.2020.5.11.1950>
- [9] S. Tazegül, M. Bitkin, A. N. Öztürk, A. Korkmaz, Ö. S. Şahin y O. Babayigit, "Diseño y optimización del rendimiento de intercambiadores de calor tipo doble tubería basados en análisis CFD y económicos-Un estudio numérico," *Journal of Engineering and Sciences*, vol. 2, nº 2, pp. 100-110, 2024.
- [10] J. Havlik, T. Dluohy y J. Krempasky, "Transferencia de calor en intercambiadores de calor de doble tubería con espaciamiento de tubos pequeños," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 147, pp. 1-10, 2025. <https://doi.org/10.1115/1.4066930>
- [11] Peccini, J. C. Lemos, A. L. H. Costa y M. J. Bagajewicz, "Diseño óptimo de estructuras de intercambiadores de calor de doble tubería," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 58, pp. 12080-12096, 2019. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.9b01536>
- [12] P. K. Swamee, N. Aggarwal y V. Aggarwal, "Diseño óptimo de intercambiador de calor de doble tubería," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 2260-2266, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.10.028>
- [13] L. M. Nahes, M. J. Bagajewicz y A. L. H. Costa, "Optimización del diseño de intercambiadores de calor de doble tubería usando un modelo discretizado," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 60, p. 17611-17625, 2021. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.1c02455>
- [14] E. Cao, *Transferencia de calor en ingeniería de procesos*. Nueva York, EE. UU.: McGraw-Hill, 2010.
- [15] S. Kakaç, H. Liu y A. Pramanikaroenkij, *Intercambiadores de calor - Selección, clasificación y diseño térmico*, 3^a ed. Boca Raton, EE. UU.: Taylor & Francis Group, LLC, 2012. <https://doi.org/10.1201/b11784>
- [16] M. Flynn, T. Akashige y L. Theodore, *Kern's Process Heat Transfer*, 2^a ed. Beverly, EE. UU.: Scrivener Publishing, 2019. <https://doi.org/10.1002/9781119364825>
- [17] N. Nwokolo, P. Mukumba y K. Obileke, "Evaluación del rendimiento térmico de un intercambiador de calor de doble tubería instalado en un sistema de gasificación de biomasa," *Journal of Engineering and Sciences*, pp. 1-8, 2020. <https://doi.org/10.1155/2020/6762489>
- [18] F. Joshua, "Diseño y construcción de un intercambiador de calor de tubos concéntricos," *AUJ.T.*, vol. 13, nº 2, pp. 128-133, 2009.
- [19] Venkatesh y otros, "Optimización del diseño de intercambiador de calor de doble tubería de contraflujo usando algoritmo de optimización híbrida," *Processes*, vol. 11, p. 1674, 2023. <https://doi.org/10.3390/pr11061674>
- [20] R. Gutiérrez, A. A. D. L. Rosa, L. V. Benítez, R. Serrano y Y. Aguilera, "Determinación de parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos con fluidos de vapor orgánico," *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, vol. 26, núm. 4, pp. 76-88, 2017.
- [21] K. Silaipillayarputhur, T. A. Mughanam, A. A. Mojil y M. A. Dhmoush, "Análisis analítico y numérico de diseño de intercambiadores de calor de tubos concéntricos – una revisión," *IOP Conf. Series: Ciencia e Ingeniería de Materiales*, vol. 272, p. 012006, 2017. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/272/1/012006>
- [22] R. Sinnott y G. Towler, *Diseño de Ingeniería Química*, 6^a ed. Oxford, Reino Unido: Butterworth-Heinemann, 2020.
- [23] S. Jenkins, "Indicadores económicos," *Chemical Engineering*, vol. 132, nº 9, p. 56, 2025.
- [24] P. Parmar *et al.*, "El efecto de los cambios composicionales debidos a la variación estacional en la densidad de la leche y la determinación de factores de conversión de densidad basados en la temporada para su uso en la industria láctea," *Foods*, vol. 9, p. 1004, 2020. <https://doi.org/10.3390/foods9081004>
- [25] P. F. Fox y P. L. H. McSweeney, *Química y Bioquímica Láctea*, 1^a ed. Londres, Reino Unido: Blackie Academic & Professional, 1998.
- [26] ChemicaLogic, "Propiedades termodinámicas y de transporte del agua y el vapor," 2.0 ed. Burlington, EE. UU.: ChemicaLogic Corporation, 2003.

Nomenclatura.

A_o	Área superficial de transferencia de calor	M2
A_{ca}	Área neta de flujo libre del anillo	M2

A_{ct}	Área neta de flujo libre del tubo interior	M2	t	Fluido lateral del tubo
A_{hp}	Área superficial de transferencia de calor	M2		
Cp	Capacidad calorífica	kJ/kg. K		
CF	Factor de limpieza	-		
d_e	Diámetro externo del tubo interior	m		
d_i	Diámetro interno del tubo interior	m		
D_e	Diámetro equivalente para transferencia de calor	m		
D_h	Diámetro hidráulico	m		
D_i	Anillo de diámetro interno	m		
f	Factor de fricción en abanico	-		
f_c	Factor de fricción de abanico corregido	-		
h	Coeficiente de transferencia de calor	L/m ² . K		
k	Conductividad térmica	W/m.K		
k_m	Material metálico de conductividad térmica del tubo interior	W/m.K		
L_t	Longitud del tubo	m		
m	Caudal mísico	kg/h		
m	Factor	-		
N_h	Número de horquillas	-		
Nu	Número de Nusselt	-		
OS	Porcentaje sobre la superficie	%		
P	Potencia de bombeo	kW o W		
Pr	Número de Prandtl	-		
Δp	Caída de presión por fricción	Pa		
ΔP_m	Caída máxima de presión permitida	Pa		
Q	Carga térmica	kW		
R	Factor de incrustación	M2. K/W		
Re	Número de Reynolds	-		
R_{ft}	Falta total	M2. K/W		
t	Fluido frío de temperatura	°C		
\bar{t}	Fluido frío a temperatura media	°C		
T	Fluido caliente de temperatura	°C		
T_w	Temperatura de la pared del tubo	°C		
\bar{T}	Fluido caliente a temperatura media	°C		
ΔT_m	Diferencia de temperatura log-media	°C		
U_c	Coeficiente global de transferencia de calor limpio	L/m ² . K		
U_f	Coeficiente total de transferencia de calor ensucio	L/m ² . K		
v	Velocidad	m/s		
Símbolos griegos				
ρ	Densidad	kg/m ³		
μ	Viscosidad	Pa.s		
μ_w	Viscosidad del fluido a la temperatura de la pared del tubo	Pa.s		
η_p	Eficiencia isentrópica de la bomba	-		
Subíndices				
1	Entrada			
2	Salida			
a	Fluido anular			
c	Fluido frío			
h	Fluido caliente			