

Diseño térmico-hidráulico de un intercambiador de calor con placa con junta para refrigeración líquida de leche de vaca.

Thermo-hydraulic design of a gasketed-plate heat exchanger for liquid cow's milk cooling

Amaury Pérez Sánchez¹ *; Laura de la Caridad Arias Águila²; Lizthalía Jiménez Guerra³

Recibido: 14/06/2025 – Aceptado: 28/09/2025 – Publicado: 01/01/2026

Artículos de investigación Artículos de revisión Ensayos

* Autor correspondiente.



Esta obra está licenciada bajo la licencia Creative Commons Atribución-No Comercial-CompartirIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0). Los autores conservan los derechos sobre sus artículos y son libres de compartir, copiar, distribuir, interpretar y comunicar públicamente la obra, siempre que se dé una atribución adecuada, el uso no sea comercial y cualquier obra derivada esté licenciada bajo los mismos términos.

Resumen.

Los intercambiadores de calor de placas ofrecen mayor compactidad en comparación con los intercambiadores tubulares. La configuración de placas mejora el intercambio de calor creando un área extensa y completamente compacta que permite una transferencia eficiente de calor entre dos fluidos. El presente artículo pretende diseñar, desde el punto de vista termohidráulico, un intercambiador de calor con placa con junta para enfriar un chorro de leche de vaca líquida caliente utilizando agua fría como refrigerante. Se determinaron varios parámetros importantes como el número total de placas (3), la carga térmica (163,79 kW), el caudal máscio requerido del agua refrigerada (5.638 kg/h), la superficie requerida (2,21 m²) y el coeficiente total de transferencia de calor calculado (2.194,06 W/m². K). Asimismo, los valores de las caídas de presión para los arroyos de agua (48.558 Pa) y leche (14.720 Pa) están por debajo de los valores máximos permitidos establecidos por el proceso. El intercambiador de calor de placas diseñado costará 2.692 USD y podrá implementarse con éxito en este servicio de transferencia de calor desde la perspectiva termohidráulica.

Palabras clave.

Intercambiador de calor de placas con junta; área; coeficiente total de transferencia de calor; caída de presión; Coste de compra.

Abstract.

Plate heat exchangers offer greater compactness compared to tubular exchangers. The plate configuration enhances heat exchange by creating an extensive and fully compact area that allows for the efficient heat transfer between two fluids. The present paper aims to design, from the thermo-hydraulic point of view, a gasketed-plate heat exchanger to cool down a stream of hot liquid cow's milk using chilled water as coolant. Several important parameters were determined such as the total number of plates (3), the heat load (163.79 kW), the required mass flowrate of chilled water (5,638 kg/h), the required surface area (2.21 m²) and the overall heat transfer coefficient calculated (2,194.06 W/m².K). Likewise, the values of the pressure drops for the water (48,558 Pa) and milk (14,720 Pa) streams are below the maximum permissible values set by the process. The designed plate heat exchanger will cost USD \$ 2,692 and can be successfully implemented in this heat transfer service from the thermo-hydraulic perspective.

Keywords.

Gasketed-plate heat exchanger; area; overall heat transfer coefficient; pressure drop; purchase cost..

1. Introducción

Los intercambiadores de calor (HX) consisten en dispositivos diseñados para transferir energía térmica entre dos fluidos como resultado de una diferencia de temperatura. Las categorías principales de HX se dividen según sus geometrías estructurales, que incluyen tipos tubulares, de placas y de superficie extendida [1].

Un intercambiador de calor de placas (PHE) es un tipo compacto de intercambiador de calor que utiliza múltiples placas delgadas para transferir calor entre dos fluidos. Existen principalmente cuatro tipos de PHE: con junta, soldado, soldado y semi-soldado. El intercambiador de calor con junta o de placas y bastidores está compuesto esencialmente por una serie de placas rectangulares finas bordeadas por juntas y fijadas entre sí dentro de un bastidor. Diseñados inicialmente para la pasteurización de la leche en 1923, los intercambiadores de calor de placas se utilizan ampliamente en diversas industrias, incluyendo productos

químicos, petróleo, sistemas HVAC, refrigeración, producción láctea, farmacéuticos, bebidas, procesamiento de alimentos líquidos y atención sanitaria. Este uso generalizado surge de los beneficios distintivos que ofrecen las PHE, como configuraciones térmicas adaptables (donde las placas pueden añadirse o retirarse fácilmente para ajustar a diferentes necesidades térmicas), la simplicidad de limpieza necesaria para mantener altos estándares de higiene, una regulación eficaz de la temperatura (esencial para usos criogénicos) y una mejora en la eficiencia de transferencia de calor [2]. De manera similar, los intercambiadores de calor de placas son preferidos por su alta superficie relativa al volumen y sus tasas superiores de transferencia de calor [3].

Una PHE típica está compuesta por un conjunto de placas corrugadas diseñadas para mejorar la transferencia de calor, con juntas colocadas de manera que sellan un camino entre las placas cuando se comprimen dentro de una estructura.

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

Estas vías permiten que los fluidos, que pueden entrar desde las mismas o opuestas direcciones dentro del aparato, transfieran calor al moverse a través de las placas en configuraciones paralelas o de flujo contrario. Como resultado, una PHE puede acomodar una variedad de disposiciones de flujo, como pasadas simples, múltiples, en serie, paralelas y sus diversas combinaciones [1].

Debido a que el proceso de diseño de los intercambiadores de calor es complicado, requiere elecciones subjetivas en cada paso del diseño. Además, la metodología de diseño consta de múltiples etapas y se basa en información provisional hasta alcanzar los objetivos. Normalmente, el diseño de un intercambiador de calor abarca estos componentes: transferencia de calor para cumplir con el rendimiento necesario, gastos totales, las dimensiones geométricas reales y la caída total de presión [3].

Como se señala en [4], gran parte de la información de diseño relacionada con intercambiadores de calor de placas se mantiene como propietaria. No es común encontrar un enfoque paso a paso para calcular el tamaño y la estructura interna del intercambiador a partir de la información disponible del proceso. El software comercial existente no permite a los usuarios acceder a los modelos matemáticos subyacentes, y los ingenieros suelen carecer de familiaridad con los términos y configuraciones específicas de estos intercambiadores. Esta referencia también enfatiza que los hallazgos experimentales en la literatura sobre la transferencia de calor y la caída de presión son limitados. No obstante, existen correlaciones adimensionales disponibles para los coeficientes de transferencia de calor, así como para la caída de presión dentro de los canales de los intercambiadores de calor de placas. Las recomendaciones para valores constantes y exponentes en las ecuaciones correlacionadas se basan en datos limitados y en conocimientos de los fabricantes. El dimensionamiento adecuado de un intercambiador de placas depende de la carga térmica requerida y de las características del propio intercambiador. Su adaptabilidad y beneficios operativos van acompañados del desafío de crear un modelo para su comportamiento de flujo estacionario [1].

Hasta ahora se ha realizado una cantidad considerable de estudios para investigar las características de la transferencia de calor y la caída de presión en intercambiadores de placas, que están siendo continuamente mejoradas y desarrolladas por académicos y tecnólogos [5].

Diversos investigadores han explorado y evaluado el diseño de intercambiadores de calor de placas. En este sentido, [3] llevó a cabo una investigación con el objetivo de obtener una comprensión más clara de diversas características de las placas, como los ángulos de los chevrons, el espaciamiento entre canales, las alturas y el tipo de placas en cálculos de transferencia de calor y caídas de presión, empleando el software PHEX® como recurso computacional para evaluar e ilustrar el impacto de cada parámetro mediante la simulación de un estudio de caso industrial. En [6], se

desarrolló y construyó un sistema experimental para examinar la influencia del uso de nanofluidos dentro de un intercambiador de calor de placas. Las pruebas implicaron tres fluidos de trabajo distintos: agua del grifo y nanofluidos que contenían 1 y 0,5 % de Al₂O₃ en agua, durante un ciclo caliente, con caudales entre 100 y 450 L/h en cada caso. Además, [1] realizó una evaluación de rendimiento respaldada por los principios de la primera y segunda ley de la termodinámica para diversas disposiciones operativas de intercambiadores de calor viables con juntas de placa. Para garantizar esto, se realizaron 40 simulaciones utilizando el modelo diferencial distribuido-U reportado por varios investigadores, aplicando una técnica de disparo de secante amortiguado adaptativo. La efectividad de la transferencia de calor y exergia, la generación adimensional de entropía, las posibles pérdidas entrópicas e índices de eficiencia energética se calcularon cuando ambos fluidos estaban por encima o por debajo de la temperatura ambiente, así como cuando al menos uno de los fluidos cruzaba el umbral de temperatura ambiente.

En [7], la eficiencia de un intercambiador de calor de placas corrugadas transformadas se analizó numéricamente mediante ANSYS-Fluent 20R1. Se implementó un modelo transitorio basado en presión para el análisis. Para este estudio se utilizó el modelo de turbulencia k- ω SST. Se empleó un nanofluido compuesto de agua mezclada con nanopartículas de óxido metálico (Al₂O₃) para mejorar la conductividad térmica, y se consideró un amplio rango de números de Reynolds que iban de 1.000 a 12.000. En otra investigación [8], los investigadores pretendieron mejorar la eficiencia de la transferencia de calor entre placas y minimizar la pérdida de presión durante el movimiento de fluidos dentro del sistema. Las simulaciones numéricas realizadas permitieron evaluar el flujo térmico dentro del intercambiador de calor, así como la caída de presión y el rendimiento general, alterando las velocidades de flujo y el espaciamiento de las placas. Otros autores [9] exploraron diversos métodos para aumentar la eficiencia térmica de los intercambiadores de placas utilizados en el procesamiento de aceites vegetales mediante múltiples cálculos. Esta investigación partió de un escenario base en el que los aceites vegetales se enfriaban con agua dentro de intercambiadores de calor de placas, todos con un ángulo de chevron de 30° junto con diferentes números de canales y superficies de placas. De manera similar, en [10], el estudio numérico examinó la transferencia de calor convectiva, la eficiencia energética y la caída de presión de γ -Al₂O₃/nanofluido de agua en un intercambiador de calor de placas con junta a lo largo de un rango variado de concentración de partículas (0% a 6%), mientras que las características termofísicas de γ -Al₂O₃/nanofluido de agua se obtuvieron a partir de relaciones empíricas establecidas.

De manera similar, [5] llevó a cabo el diseño inicial de intercambiadores de calor de placas con junta para flujo monofásico utilizando MATLAB como plataforma computacional. Posteriormente, se creó una aplicación de software para realizar cálculos térmicos e hidráulicos de

intercambiadores de calor con juntas de placa, basándose en correlaciones establecidas encontradas en investigaciones existentes. El programa de diseño desarrollado fue evaluado posteriormente en cuanto a precisión y fiabilidad en comparación con varios diseños aprobados de intercambiadores de calor de placas con junta. En [4], se introdujo un enfoque de diseño sencillo para intercambiadores de calor de placas, que enfatizaba el uso de placas uniformes descuidando varios factores como la conducción del calor a lo largo de las placas y en los conductos de flujo, junto con propiedades de fluidos que cambian con la temperatura. En [11], se exploró una optimización de diseño para intercambiadores de calor de placas y marcos de paso múltiple utilizando una disposición mixta de placas, donde el enfoque se estructuraba como un problema matemático para determinar el valor mínimo de una función objetivo discreta/continua implícita no lineal limitada por desigualdades. Los parámetros de optimización evaluados en esta investigación incluyeron el número de pasadas para ambos flujos de fluido, el número de placas con diferentes tipos de corrugación en cada pasada, y el tipo y tamaño de las placas.

En [12], se examinaron avances en los principios de diseño de los intercambiadores de placas, centrándose en cómo pueden mejorar la recuperación de calor y la eficiencia energética, evaluando al tiempo la disposición ideal de un intercambiador de calor de placa y marco de múltiples pasadas con configuraciones mixtas de placas. Las variables consideradas para optimización en este análisis incluyeron el número de pasadas para cada flujo de fluido, la cantidad de placas con diferentes diseños de corrugación en cada pasada, así como el tipo y dimensiones de las placas. Se creó un modelo matemático para estimar el valor de la función objetivo dentro del espacio de variables de optimización para el intercambiador de calor de placas. En [13], se desarrolló un sistema de placas y bastidores para reducir la temperatura de un flujo de suspensión en suspensión, para el cual se calcularon múltiples parámetros como la tasa de transferencia de calor y el número necesario de placas para el PHE, y también se examinaron optimizaciones de costes para el PHE diseñado. Otros investigadores [14] introdujeron un enfoque CAE sencillo para diseñar y optimizar rápidamente las dimensiones de los intercambiadores de placas orientado a la recuperación de calor. En esta investigación, se analizaron la dinámica del flujo y los procesos de transferencia de calor en un intercambiador de placa de calor de recuperación aire-aire con placa de contraflujo mediante métodos numéricos, mientras que la caída de presión y la efectividad se evaluaron en función de la velocidad de entrada para tres tamaños diferentes de intercambiadores reales de calor.

Finalmente, [15] introdujo una metodología innovadora y completa para el diseño ideal de intercambiadores de calor con juntas y placas soldadas, adaptándose a diversas formas

de placas y patrones de flujo. Este método combina una nueva estrategia de diseño con un sistema de optimización orientado a lograr la mejor solución que minimice el área total de transferencia creando una serie de relaciones entre las temperaturas en cada bloque de paso único utilizando las temperaturas conocidas de entrada y salida de los flujos de proceso. En consecuencia, se estableció un modelo matemático MINLP en esta investigación para determinar la combinación óptima de configuraciones de paso de flujo y formas de placas disponibles comercialmente, cumpliendo con las limitaciones viables del diseño. A continuación, se enfatizaron las diferencias en las estrategias de diseño para las PHE con juntas y soldaduras.

En una determinada fábrica láctea cubana se desea enfriar 2.500 kg/h de un chorro líquido de leche de vaca de 85 °C a 25 °C utilizando agua fría como refrigerante disponible a 5 °C. Por ello, se propuso un intercambiador de calor de placas con juntas para realizar este servicio de transferencia de calor. En este contexto, el objetivo de este estudio es diseñar un intercambiador de calor de placas con juntas desde el punto de vista termohidráulico utilizando la metodología de diseño reportada por [16], donde se calcularon varios parámetros importantes de diseño como el número total de placas, la carga térmica, el coeficiente total de transferencia de calor, la superficie y las caídas de presión de ambos fluidos. Además, se estimó y actualizó el coste de compra del intercambiador de calor de placas con junta diseñado para el año 2025.

2. Materiales y métodos.

2.1. Enunciado del problema.

Se requiere para enfriar 2.500 kg/h de un chorro de leche de vaca líquida caliente de 85 °C a 25 °C usando agua fría a 5 °C. Los valores de la placa efectiva, longitud efectiva y anchura efectiva son 0,75 m², 1,5 m y 0,5 m, respectivamente, mientras que el espaciado de la placa, el grosor de la placa y el material de la placa son 0,003 m, 0,0006 m y acero inoxidable, respectivamente. Se establece una caída máxima de presión permitida de 50.000 Pa y 20.000 Pa para los arroyos de agua y leche, respectivamente. Diseñar, desde el punto de vista termohidráulico, un intercambiador de calor con juntas de placa adecuado para este servicio de transferencia de calor, con un sistema de flujo 1:1 y utilizando la metodología reportada por [16].

2.2 Metodología de diseño.

Diseño preliminar

Paso 1. Definición de los datos iniciales disponibles para los dos fluidos:

La Tabla 1 presenta los datos iniciales que deben definirse para los dos fluidos.

Tabla 1. Datos iniciales a definir para los dos fluidos.

Parámetro	Unidades	Fluido frío	Fluido caliente
Caudal másico	kg/h	m_c	m_h

Temperatura de entrada	°C	t_1	T_1
Temperatura de salida	°C	t_2	T_2
Caída máxima de presión permitida	Pa	$\Delta P_{c(p)}$	$\Delta P_{h(p)}$
Factor de incrustación	W/m ² °C	R_c	R_h

Fuente: Explicación propia.

Paso 2. Temperatura media de ambos arroyos:

- Fluido frío (): \bar{t}

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (1)$$

- Fluido caliente (): \bar{T}

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

Paso 3. Propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media:

La Tabla 2 presenta las propiedades físicas que deben definirse para ambos fluidos a la temperatura media calculada en el paso anterior.

Tabla 2. Propiedades físicas que se definen para ambos fluidos.

Propiedad	Unidades	Fluido frío	Fluido caliente
Densidad	kg/m ³	ρ_c	ρ_h
Viscosidad	Pa.s	μ_c	μ_h
Capacidad calorífica	kJ/kg.°C	Cp_c	Cp_h
Conductividad térmica	W/m.K	k_c	k_h

Fuente: Explicación propia.

Paso 4. Carga térmica (): Q

- Para el fluido caliente:

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

Donde la unidad de es kW. Q

Paso 5. Caudal másico requerido del fluido frío (agua de refrigeración) (): m_c

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

Donde se da en kW y se da en kJ/kg.K. Q/Cp_c

Paso 6. Asunción del coeficiente global de transferencia de calor (): U_0

El coeficiente total de transferencia de calor se asumirá en función de los valores reportados por [16] para intercambiadores de placas.

Paso 7. Diferencia de temperatura media logarítmica (): ΔTlm

- Para una disposición contracorriente:

$$\Delta Tlm = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (5)$$

Paso 8. Número de unidades de transferencia: (NTU)

$$NTU = (T_1 - T_2) / \Delta Tlm \quad (6)$$

Paso 9. Factor de corrección de temperatura medio logarítmico (: F_t)

El factor de corrección de temperatura media logarítmica se seleccionará en función de una cifra reportada por [16] basada en el valor de NTU y la disposición del flujo.

Paso 10. Diferencia media de temperatura corregida (): ΔTm

$$\Delta Tm = \Delta Tlm \cdot F_t \quad (7)$$

Paso 11. Área superficial requerida (A_0):

$$A_0 = \frac{Q \cdot 1,000}{U_0 \cdot \Delta Tm} \quad (8)$$

Donde se da en kW y se da en W/m $Q/U_0^{2,K}$.

Paso 12. Selección de los varios parámetros para las placas:

- Área efectiva de la placa (A_p)
- Longitud efectiva (L_p)
- Anchura efectiva (W_p)

Paso 13. Número de matrículas requeridas: (N_0)

$$N_0 = \frac{A_0}{A_p} \quad (9)$$

Paso 14. Disposición del flujo y número de pasadas (): N_p

Paso 15. Número de canales por pasada (): N_T

$$N_T = \frac{N_0 - 1}{2} \quad (10)$$

Paso 16. Asunción del espaciado de placas (): b

Paso 17. Área de sección transversal (): A_f

$$A_f = b \cdot W_p \quad (11)$$

Paso 18. Diámetro medio equivalente (hidráulico) (: d_e)

$$d_e = 2 \cdot b \quad (12)$$

- Fluido caliente:

Paso 19. Velocidad del canal para el fluido caliente: (v_{ph})

$$v_{ph} = \frac{m_h}{N_T \cdot \rho_h \cdot A_f} \quad (13)$$

Donde se da en kg/s. m_h

Paso 20. Número de Reynolds para el fluido caliente (Re_h):

$$Re_h = \frac{\rho_h \cdot v_{ph} \cdot d_e}{\mu_h} \quad (14)$$

Paso 21. Número de Prandtl para el fluido caliente (: Pr_h)

$$Pr_h = \frac{(Cp_h \cdot 1,000) \cdot \mu_h}{k_h} \quad (15)$$

Paso 22. Número de Nusselt para el fluido caliente: (Nu_h)

$$Nu_h = 0.26 \cdot (Re_h)^{0.65} \cdot (Pr_h)^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu_h}{\mu_{hw}}\right)^{0.14} \quad (16)$$

Donde el factor de corrección de viscosidad = 1 según $\left(\frac{\mu_h}{\mu_{hw}}\right)^{0.14}$ [16].

Paso 23. Coeficiente de transferencia de calor para el fluido caliente (): h_h

$$h_h = \frac{Nu_h \cdot k_h}{d_e} \quad (17)$$

- Líquido frío:

Paso 24. Velocidad del canal para el fluido frío: (v_{pc})

$$v_{pc} = \frac{m_c}{N_T \cdot \rho_c \cdot A_f} \quad (18)$$

Donde se da en kg/s.m_c

Paso 25. Número de Reynolds para el fluido frío (Re_c):

$$Re_c = \frac{\rho_c \cdot v_{pc} \cdot d_e}{\mu_c} \quad (19)$$

Paso 26. Número de Prandtl para el fluido frío (Pr_c)

$$Pr_c = \frac{(Cp_c \cdot 1,000) \cdot \mu_c}{k_c} \quad (20)$$

Paso 27. Número de Nusselt para el fluido frío: (Nu_c)

$$Nu_c = 0.26 \cdot (Re_c)^{0.65} \cdot (Pr_c)^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu_c}{\mu_{cw}}\right)^{0.14} \quad (21)$$

Donde el factor de corrección de viscosidad = 1 según [16]. $\left(\frac{\mu_c}{\mu_{cw}}\right)^{0.14}$

Paso 28. Coeficiente de transferencia de calor para el fluido frío (): h_c

$$h_c = \frac{Nu_c \cdot k_c}{d_e} \quad (22)$$

Paso 29. Selecciona el grosor de la placa (): X_p

Paso 30. Selecciona el material de la placa y, por tanto, su conductividad térmica (): k_p

Paso 31. Coeficiente global de transferencia de calor calculado (): U_c

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{1}{R_h} \cdot \frac{1}{R_c} + \frac{X_p}{k_p}} \quad (23)$$

El valor calculado del coeficiente global de transferencia de calor debe compararse con el coeficiente global de transferencia de calor asumido del Paso 6. Si el error porcentual calculado mediante la ecuación (24) está entre -0% y +10%, el diseño es satisfactorio, y entonces el diseñador debe proceder a calcular la caída de presión de ambos fluidos.

$$\%Error = \frac{U_c - U_0}{U_c} \cdot 100 \quad (24)$$

Caída de presión:

Paso 32. Defina el diámetro del puerto (: d_{pt})

Paso 33. Área del puerto (: A_{pt})

$$A_{pt} = \frac{\pi \cdot d_{pt}^2}{4} \quad (25)$$

- Fluido caliente:

Paso 34. Factor de fricción para el fluido caliente (: j_{fh})

$$j_{fh} = 0.6 \cdot (Re_h)^{-0.3} \quad (26)$$

Paso 35. Caída de presión en la placa para el fluido caliente (: ΔP_{ph})

$$\Delta P_{ph} = 8 \cdot j_{fh} \cdot \left(\frac{L_p}{d_e}\right) \cdot \frac{\rho_h \cdot v_{ph}^2}{2} \quad (27)$$

Paso 36. Velocidad a través del puerto para el fluido caliente: (u_{pth})

$$u_{pth} = \frac{m_h}{\rho_h \cdot A_{pt}} \quad (28)$$

Paso 37. Caída de presión en el puerto para el fluido caliente: (ΔP_{pth})

$$\Delta P_{pth} = 1.3 \cdot \frac{(\rho_h \cdot u_{pth}^2)}{2} N_p \quad (29)$$

Paso 38. Caída total de presión para el fluido caliente (): ΔP_{Th}

$$\Delta P_{Th} = \Delta P_{ph} + \Delta P_{pth} \quad (30)$$

- Líquido frío:

Paso 39. Factor de fricción para el fluido frío (: j_{fc})

$$j_{fc} = 0.6 \cdot (Re_c)^{-0.3} \quad (31)$$

Paso 40. Caída de presión en la placa para el fluido frío (: ΔP_{pc})

$$\Delta P_{pc} = 8 \cdot j_{fc} \cdot \left(\frac{L_p}{d_e}\right) \cdot \frac{\rho_c \cdot v_{pc}^2}{2} \quad (32)$$

Paso 41. Velocidad a través del puerto para el fluido frío: (u_{ptc})

$$u_{ptc} = \frac{m_c}{\rho_c \cdot A_{pt}} \quad (33)$$

Paso 42. Caída de presión del puerto para el fluido frío: (ΔP_{ptc})

$$\Delta P_{ptc} = 1.3 \cdot \frac{(\rho_c \cdot u_{ptc}^2)}{2} N_p \quad (34)$$

Paso 43. Caída total de presión para el fluido frío (): ΔP_{Tc}

$$\Delta P_{Tc} = \Delta P_{pc} + \Delta P_{ptc} \quad (35)$$

2.3. Coste adquirido del intercambiador de calor diseñado con juntas

Según [16], el coste de compra de un intercambiador de calor con placa y chasis de acero inoxidable puede calcularse usando la siguiente correlación [16]:

$$C_{(2007)} = 1,350 + 180 \cdot A^{0.95} \quad (36)$$

Dónde:

- $C_{(2007)}$ - Coste del equipo adquirido referido a enero de 2007.
- A - Área del intercambiador de calor de placas [m^2].

Una vez calculado el coste de compra del intercambiador de placas para enero de 2007 usando la ecuación (36), se actualizó a marzo de 2025 usando la siguiente ecuación:

$$C_{(2025)} = C_{(2007)} \cdot \frac{CE\ Index_{(2025)}}{CE\ Index_{(2007)}} \quad (37)$$

Dónde:

- $C_{(2025)}$ – Coste del equipo adquirido mencionado a marzo de 2025.
- $CE\ Index_{(2025)}$ – Índice de Costes de Ingeniería Química en marzo de 2025 = 791,6 [17].
- $CE\ Index_{(2007)}$ – Índice de Costes de Ingeniería Química en enero de 2007 = 509,7 [16].

3. Análisis e interpretación de resultados.

3.1. Diseño preliminar.

Paso 1. Definición de los datos iniciales disponibles para los dos fluidos:

La tabla 3 muestra los valores de los datos iniciales para los dos fluidos.

Tabla 3. Valores de los datos iniciales para los dos fluidos.

Parámetro	Unidades	Agua	Leche
Caudal mísico	kg/h	-	2,500
Temperatura de entrada	°C	5	85
Temperatura de salida	°C	30	25
Caída máxima de presión permitida	Pa	50,000	20,000
Factor de incrustación	W/m ² °C	8,000	1,000

Fuente: Explicación propia.

Paso 2. Temperatura media de ambos arroyos:

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{5 + 30}{2} = 17.5 \text{ °C} \quad (1)$$

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{85 + 25}{2} = 55 \text{ °C} \quad (2)$$

Paso 3. Propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media:

La Tabla 4 muestra los valores de las propiedades físicas de ambos fluidos a la temperatura media calculada en el Paso 2, que se tomaron de los datos reportados por [18] para la leche y de [19] para el agua.

Tabla 4. Valores de las propiedades físicas de ambos fluidos.

Propiedad	Unidades	Agua	Leche
Densidad	kg/m ³	998.7	1,015.4
Viscosidad	Pa.s	0.00107	0.002127
Capacidad calorífica	kJ/kg.°C	4.184	3.931
Conductividad térmica	W/m.K	0.599	0.559

Fuente: Explicación propia.

Paso 4. Carga térmica () Q

- Para el fluido caliente:

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

$$= \frac{2,500}{3,600} \cdot 3.931 \cdot (85 - 25)$$

$$= 163.79 \text{ kW}$$

Paso 5. Caudal mísico requerido del fluido frío (agua fría)

() m_c

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{163.79}{4.184 \cdot (30 - 5)} \quad (4)$$

$$= 1.5659 \text{ kg/s}$$

Paso 6. Asunción del coeficiente global de transferencia de calor () U_0

Teniendo en cuenta los valores reportados por [16] entre el rango de 2.000 y 4.500 W/m². K, se asumió un valor preliminar de 2.200 W/m². K de U_0 .

La Tabla 5 presenta los valores de los parámetros incluidos en los pasos 7-11.

Tabla 5. Valores de los parámetros incluidos en los pasos 7-11.

Escalón	Parámetro	Valor	Unidades
7	Diferencia de temperatura media logarítmica	34.60	°C
8	Número de unidades de transferencia	1.73	-
9	Factor de corrección de temperatura medio logarítmico ¹	0.975	-
10	Diferencia de temperatura media corregida	33.73	°C
11	Área superficial requerida	2.21	M2

¹ Según informó [16].

Fuente: Explicación propia.

Paso 12. Selección de varios parámetros para las planchas: Basándose en las sugerencias reportadas por [16] para las dimensiones típicas de las placas, se seleccionaron los siguientes valores para varios parámetros de las placas:

- Superficie efectiva de la placa = 0,75 m²(A_p).
- Longitud efectiva = 1,5 m. (L_p)
- Anchura efectiva = 0,5 m. (W_p)

Paso 13. Número de matrículas requeridas: (N_0)

$$N_0 = \frac{A_0}{A_p} = \frac{2.21}{0.75} = 2.95 \sim 3 \quad (9)$$

Paso 14. Disposición del flujo y número de pasadas (): N_p
La disposición del flujo será 1:1, con un número de pasadas () de 1. N_p

Paso 15. Número de canales por pasada (): N_T

$$N_T = \frac{N_0 - 1}{2} = \frac{3 - 1}{2} = 1 \quad (10)$$

Paso 16. Asunción del espaciado de las placas (): b
Se asumió un espaciamiento de placas de 3 mm = 0,003 m, un valor típico según [16].

Paso 17. Área de sección transversal (): A_f

$$A_f = b \cdot W_p = 0.003 \cdot 0.5 = 0.0015 \text{ m}^2 \quad (11)$$

Paso 18. Diámetro medio equivalente (hidráulico) (): d_e
 $d_e = 2 \cdot b = 2 \cdot 0.003 = 0.006 \text{ m}$ (12)

La Tabla 6 muestra los resultados de los parámetros incluidos en los pasos 19-28, donde se calculan los coeficientes de transferencia de calor para cada fluido.

Tabla 6. Resultados de los parámetros incluidos en los pasos 19-28.

Parámetro	Leche	Agua	Unidades
Velocidad del canal	0.456	1.045	m/s
Número de Reynolds	1,306	5,852	-
Número de Prandtl para el fluido caliente	14.96	7.47	-
Número de Nusselt	81.34	163.36	-
Coeficiente de transferencia de calor	7,578	16,309	L/m ² . K

Fuente: Explicación propia.

Paso 29. Selecciona el grosor de la placa (): X_p

Se seleccionó un valor de 0,0006 m para el grosor de la placa.

Paso 30. Seleccione el material de la placa y, por tanto, su conductividad térmica (): k_p

Se eligió acero inoxidable para el material de la placa, por lo que = 16 W/m.K k_p [16].

Paso 31. Coeficiente global de transferencia de calor calculado (): U_C

$$U_C = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{1}{R_h} \cdot \frac{1}{R_c} + \frac{X_p}{k_p}} \quad (23)$$

$$U_C = \frac{1}{\frac{1}{16,309} + \frac{1}{7,578} + \frac{1}{1,000} + \frac{1}{8,000} + \frac{0.0006}{16}} = 2,194.06 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Error porcentual

$$\%Error = \frac{U_C - U_0}{U_C} \cdot 100 \quad (24)$$

$$\%Error = \frac{2,194.06 - 2,200}{2,194.06} \cdot 100$$

$$\%Error = -0.27\% \sim 0\%$$

3.2. Caída de presión.

Paso 32. Defina el diámetro del puerto (: d_{pt})

El valor de selección para el diámetro del puerto (era de 0,1 m. d_{pt})

Paso 33. Área del puerto (: A_{pt})

$$A_{pt} = \frac{\pi \cdot d_{pt}^2}{4} = \frac{3.14 \cdot (0.1)^2}{4} = 0.00785 \text{ m}^2 \quad (25)$$

La Tabla 7 muestra los resultados de los parámetros incluidos en los pasos 34-43 para cada fluido:

Tabla 7. Resultados de los parámetros incluidos en los pasos 34-43.

Parámetro	Leche	Aqua	Unidades
Factor de fricción	0.0697	0.0445	-
Caída de presión en placa	14,716.33	48,532	Pa
Velocidad a través del puerto	0.087	0.1997	m/s
Caída de presión en los puertos	4.996	25.888	Pa
Caída total de presión	14,720	48,558	Pa

Fuente: Explicación propia.

3.3. Coste de compra del intercambiador de calor diseñado con placa con junta.

Utilizando la ecuación (36), donde A – área superficial requerida = 2,21 m², el coste de compra del intercambiador de placas, referido a enero de 2007, es:

$$C_{(2007)} = 1,350 + 180 \cdot A^{0.95} \quad (36)$$

$$C_{(2007)} = 1,350 + 180 \cdot 2.21^{0.95}$$

$$C_{(2007)} = \text{USD } \$ 1,733$$

Luego, para actualizar este coste de compra a marzo de 2025, se utilizó la ecuación (37):

$$C_{(2025)} = C_{(2007)} \cdot \frac{CE \text{ Index}_{(2025)}}{CE \text{ Index}_{(2007)}} \quad (37)$$

$$C_{(2025)} = 1,733 \cdot \frac{791.6}{509.7}$$

$$C_{(2025)} = \text{USD } \$ 2,692$$

4. Discusión

Según los resultados, la carga térmica () Q tenía un valor de 163,79 kW, lo que requiere un caudal másico para el agua de refrigeración () m_c de 1,5659 kg/s (5.637,24 kg/h). Además, la superficie requerida era de 2,21 m², con una diferencia de temperatura media corregida de 33,73 °C y un número requerido de placas de 3. Esta baja cantidad de placas se debe al valor relativamente bajo de la carga térmica y al alto valor del coeficiente global de transferencia de calor asumido (2.200 W/m². K), que influye entonces en el valor bajo de la superficie calculada y, por tanto, en el

número requerido de placas. En el intercambiador de calor de placas 1:1 diseñado en [16] para enfriar 27,8 kg/s de un flujo de metanol de 95 °C a 40 °C usando agua salobre a 25 °C, la capacidad térmica es de 4.340 kW, el caudal mísico requerido de agua salobre es de 68,9 kg/s y la superficie requerida es de 72,92m², por lo tanto, necesitaban 97 matrículas.

El coeficiente de transferencia de calor para el agua de refrigeración (16.309 W/m². K) era 2,15 veces superior al valor de este parámetro para la leche (7.578 W/m². K), lo que se debe a que el caudal mísico del agua de refrigeración (5.637,24 kg/h) es 2,25 veces mayor que el caudal mísico de la leche (2.500 kg/h). Esto influye entonces en que la velocidad del canal para el agua (1,045 m/s) es mayor que la velocidad del canal para la leche (0,456 m/s), obteniendo así que el número de Reynolds para el agua (5,852) es 4,48 veces mayor que el número de Reynolds para la leche (1,306), lo que influye en esta diferencia. Esto coincide con lo reportado por [16], donde el coeficiente de transferencia de calor para el agua salobre (16.439 W/m². K) es 3,37 veces mayor que el coeficiente de transferencia de calor del metanol (4.870 W/m². K). Los valores del número de Reynolds obtenidos en el presente estudio coinciden con los reportados por (Mehrabian, 2009), donde se indica que el flujo de fluido en los canales de intercambiadores de placas suele estar en números de Reynolds bajos, y al mismo tiempo en régimen turbulento.

Un valor para el coeficiente global de transferencia de calor calculado de 2.194,06 W/m². Se obtuvo K, lo que coincide muy cerca con el coeficiente global de transferencia de calor asumido (2.200 W/m². K), aunque se obtuvo un error porcentual calculado de -0,27% que corresponde al rango propuesto por [16] para este parámetro, indicando así que el diseño es satisfactorio, no es necesario realizar iteraciones adicionales y que debemos proceder a calcular las caídas de presión para ambos fluidos. En el intercambiador de placas diseñado en [16], el valor inicial asumido para el coeficiente total de transferencia de calor era de 2.000 W/m².K.

En cuanto a las caídas de presión, el valor del factor de fricción para la leche (0,0697) fue 1,57 veces mayor que el factor de fricción para el agua (0,0445), lo que se debe al valor menor obtenido para el número de Reynolds de la leche en comparación con el número de Reynolds del agua. La caída de presión en placa para el agua (48.532 Pa) fue 3,29 veces mayor que el valor de este parámetro para la leche, lo que se debe en gran parte al mayor valor obtenido para la velocidad del canal del agua (1,045 m/s) en comparación con la velocidad del canal de la leche (0,456 m/s). Del mismo modo, la velocidad a través del puerto es mayor para el agua (0,1997 m/s) en comparación con el valor de este parámetro para la leche (0,087 m/s) porque el agua tiene un caudal mísico mayor, mientras que la caída de presión en el puerto para el agua (25,888 Pa) es 5,18 veces mayor que la caída de presión en el puerto para la leche (4,996 Pa) principalmente porque el agua tiene un valor mayor de la velocidad a través del puerto. La caída

total de presión para el agua (48.558 Pa) es 3,29 veces mayor que la caída total de presión para la leche (14.720), porque tanto la caída de presión en placa como la caída de presión en el puerto son mayores para el agua en comparación con los valores de estos parámetros para la leche.

Lo anterior coincide con los resultados del intercambiador de calor de placa con junta diseñado en [16], donde la caída de presión en la placa (26.547 Pa), la caída de presión en el puerto (50.999 Pa) y la caída total de presión (77.546 Pa) son mayores para el fluido frío (agua) en comparación con el valor de la caída de presión en placa (5.799 Pa), la caída de presión en el puerto (10.860 Pa) y la caída total de presión (16.659 Pa) para el fluido caliente (metanol). Por último, en el servicio de intercambio de calor estudiado en este artículo, los valores calculados de las caídas totales de presión para ambos fluidos están por debajo de las caídas de presión máximas establecidas por el proceso, que son 50.000 Pa para agua y 20.000 Pa para la leche. Por tanto, se concluye que el intercambiador de calor de placas diseñado en este estudio es adecuado y apropiado desde el punto de vista termohidráulico, y puede implementarse con éxito en la aplicación solicitada de transferencia de calor para refrigeración de leche de vaca.

En [13] se diseñó un intercambiador de calor de placas para enfriar 231.000 kg/h de un flujo de suspensión de 86,6 °C a 66 °C usando agua de refrigeración a 34 °C. En este estudio, el número total de placas fue de 108, el área del intercambiador de calor de placas fue de 110,377m², la carga térmica fue de 1.132.500 kcal/h y el coeficiente total de transferencia de calor fue de 327,17 kcal/h.m².°C.

El coste de compra del intercambiador de calor de placas con junta, referido a enero de 2007, fue de 1.733 USD \$, mientras que el coste de compra del mismo intercambiador de placa con junta actualizado a marzo de 2025 fue de USD \$ 2.692.

5. Conclusiones.

Se diseñó un intercambiador de calor con placa con junta para enfriar un chorro de leche caliente utilizando agua fría como refrigerante. Se calcularon varios parámetros importantes de diseño, siendo los más importantes la carga térmica, el caudal mísico requerido del agua refrigerada, la superficie y el número de placas. De manera similar, los coeficientes de transferencia de calor para ambos fluidos se estimaron basándose en correlaciones bien establecidas, así como en el coeficiente global de transferencia de calor. Finalmente, también se calcularon las caídas de presión de ambos flujos de fluido y se compararon con los valores máximos establecidos por el proceso del intercambiador de calor. El intercambiador de calor diseñado presentará tres placas, una disposición de flujo de 1:1, una superficie de 2,21 m², una carga térmica de 163,79 kW, un caudal mísico requerido de agua fría de 1,5659 kg/s (5.638 kg/h) y un coeficiente global calculado de transferencia de calor de

2.194,06 W/m 2,K. Tanto la caída total de presión del agua fría (48.558 Pa) como de la leche (14.720 Pa) están por debajo de los valores máximos permitidos por el proceso, es decir, 50.000 Pa para el agua y 20.000 Pa para la leche. Se concluye que el PHE diseñado costará 2.692 USD y podría implementarse satisfactoriamente, desde el punto de vista termohidráulico, en el servicio de transferencia de calor.

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

1. Conceptualización: (Nombre y apellido del autor)
2. Conservación de datos: (Nombre y apellido del autor)
3. Conceptualización formal: Amaury Pérez Sánchez.
4. Curación de datos: Laura de la Caridad Arias Aguilera.
5. Análisis formal: Amaury Pérez Sánchez Lizthalía Jiménez Guerra.
6. Adquisición de fondos: No aplicable.
7. Research: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguilera.
8. Metodología: Amaury Pérez Sánchez, Lizthalía Jiménez Guerra.
9. Gestión de proyectos: No aplicable.
10. Recursos: No aplicable.
11. Software: No aplicable.
12. Supervisión: Amaury Pérez Sánchez.
13. Validation: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguilera.
14. Pantalla: No aplicable.
15. Redacción - borrador original: Lizthalía Jiménez Guerra, Laura de la Caridad Arias Aguilera.
16. Escritura - revisión y edición: Amaury Pérez Sánchez.

7.- Apéndice

Nomenclatura.

A_0	Área superficial requerida	M2
A_f	Área de sección transversal	M2
A_p	Área efectiva de la placa	M2
A_{pt}	Área portuaria	M2
b	Espaciado de placas	-
Cp	Capacidad calorífica	kJ/kg.°C
d_e	Diámetro medio equivalente (hidráulico)	m
d_{pt}	Diámetro del puerto	m
k	Conductividad térmica	W/m.K
F_t	Factor de corrección de temperatura media logarítmica	-
h	Coeficiente de transferencia de calor	L/m ² . K
j_f	Factor de fricción	-
k_p	Conductividad térmica de placas	W/m.K
L_p	Longitud efectiva	m
m	Caudal másico	kg/h

N_0	Número de matrículas requeridas	-
N_p	Número de pasadas	-
N_T	Número de canales por pasada	-
NTU	Número de unidades de transferencia	-
Nu	Número de Nusselt	-
Pr	Número de Prandtl	-
ΔP_p	Caída de presión en placa	Pa
ΔP_{pt}	Caída de presión en los puertos	Pa
ΔP_T	Caída total de presión	Pa
Q	Carga térmica	kW
R	Factor de incrustación	W/m ² . °C
Re	Número de Reynolds	-
t	Fluido frío de temperatura	°C
\bar{t}	Fluido frío a temperatura media	°C
T	Fluido caliente de temperatura	°C
\bar{T}	Fluido caliente a temperatura media	°C
ΔT_{lm}	Diferencia de temperatura media logarítmica	°C
ΔT_m	Diferencia de temperatura media corregida	°C
u_{pt}	Velocidad a través del puerto	m/s
U_c	Coeficiente global de transferencia de calor calculado	L/m ² . K
U_0	Coeficiente global de transferencia de calor asumido	L/m ² . K
v_p	Velocidad del canal	m/s
W_p	Anchura efectiva	m
X_p	Grosor de la placa	m

Símbolos griegos

ρ	Densidad	kg/m ³
μ	Viscosidad	Pa.s
μ_h	Viscosidad del fluido a la temperatura de la pared	Pa.s

Subíndices

1	Entrada
2	Salida
c	Fluido frío
h	Fluido caliente

8.- Referencias.

- [1] J. S. R. Tabares, L. Perdomo-Hurtado y J. L. Aragón, "Estudio del rendimiento de intercambiadores de calor con junta basada en índices de eficiencia energética," *Applied Thermal Engineering*, vol. 159, p. 113902, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113902>
- [2] F. A. S. Mota, E. P. Carvalho y M. A. S. S. Ravagnani, "Capítulo 7. Modelado y diseño de intercambiadores de calor de placas", en *Heat Transfer Studies and Applications*, M. S. N. Kazi, Ed. Londres, Reino Unido: InTech, 2015. <http://dx.doi.org/10.5772/60885>
- [3] M. M. Abu-Khader, "Perspectivas sobre parámetros de diseño para mejorar el rendimiento de intercambiadores de calor con placas con junta," *Chemical Engineering Transactions*, vol. 115, pp. 13-18, 2025. <https://doi.org/10.3303/CET25115003>
- [4] M. A. Mehrabian, "Construcción, rendimiento y diseño térmico de intercambiadores de calor de placas," *Proc. IMechE: Parte E: J. Process Mechanical Engineering*, vol. 223, pp. 123-131, 2009. <https://doi.org/10.1243/09544089JPME270>
- [5] M. S. S. Misbah y A. R. Ballil, "Diseño preliminar asistido por ordenador de intercambiadores prácticos de placa de calor con junta," *LJEST*, vol. 4, nº 2, 2024. https://www.researchgate.net/publication/384291441_Computer-Aided_Preliminary_Design_of_Practical_Gasket_Plate_Heat_Exchangers
- [6] U. Kayabaşı, S. Kakaç, S. Aradag y A. Pramuanjaroenkij, "Investigación experimental del rendimiento térmico e hidráulico de un intercambiador de calor de placas usando nanofluidos," *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, vol. 92, nº 3, pp. 783-796, 2019. <https://doi.org/10.1007/s10891-019-01987-7>
- [7] S. Biswas, M. I. Inam y P. C. Roy, "Transferencia de calor y análisis de flujo de fluidos en un intercambiador de calor de placas corrugadas", presentados en la Conferencia Internacional de Ingeniería Mecánica, Industrial y Energética, Khulna, Bangladés, 2022. https://www.researchgate.net/publication/367219221_Heat_Transfer_and_Fluid_Flow_Analysis_in_a_Corrugated_Plate_Heat_Exchanger
- [8] K. Boukhadia y H. Ameur, "Estudio numérico del flujo sobre placas y intercambiador de calor con juntas," *J. Sc. & Tech*, vol. 02, nº 01, pp. 120-127, 2020. <https://jst.univ-tam.dz/wp-content/uploads/2020/07/ID-20-2-01-18.pdf>
- [9] A.-A. Neagu y C. I. Koncsag, "Mejorando la eficiencia térmica de los intercambiadores de calor con placas de junta utilizados en el procesamiento de aceites vegetales," *Inventions*, vol. 10, p. 10, 2025. <https://doi.org/10.3390/inventions10010010>
- [10] N. Bozorgan y M. Shafahi, "Análisis del rendimiento de intercambiadores de calor con placas con junta usando nanofluido," *Journal of Heat and Mass Transfer Research*, vol. 4, pp. 65-72, 2017. <https://doi.org/10.22075/jhmtr.2017.1089.1077>
- [11] O. Arsenyeva, L. Tovazhnyansky, P. Kapustenko y G. Khavin, "Modelado matemático y diseño óptimo de intercambiadores de calor de placas y bastidores," *Chemical Engineering Transactions*, vol. 18, pp. 1-6, 2009. <https://doi.org/10.3303/CET0918129>
- [12] O. P. Arsenyeva, L. L. Tovazhnyansky, P. O. Kapustenko y G. L. Khavin, "Diseño óptimo de intercambiadores de calor de placas y bastidores para una recuperación eficiente de calor en industrias de proceso," *Energy*, vol. 36, pp. 4588-4598, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.03.022>
- [13] K. Sreejith, B. Varghese, D. Das, D. Devassy, Harikrishnan y G. K. Sharath, "Diseño y optimización de costes de intercambiadores de calor de placas," *Research Inventy: International Journal of Engineering and Science*, vol. 4, nº 10, pp. 43-48, 2014. <https://www.researchinventy.com/papers/v4i10/F0410043048.pdf>
- [14] V. Dvořák y T. Vít, "Métodos CAE para el diseño de intercambiadores de calor de placas," *Energy Procedia*, vol. 134, pp. 234-243, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.613>
- [15] K. Xu, K. Qin, H. Wu y R. Smith, "Un nuevo método basado en optimización asistida por ordenador para el diseño de intercambiadores de calor de placa de paso múltiple único," *Processes*, vol. 10, p. 767, 2022. <https://doi.org/10.3390/pr10040767>
- [16] R. Sinnott y G. Towler, *Diseño de Ingeniería Química*, 6^a ed. Oxford, Reino Unido: Butterworth-Heinemann, 2020.
- [17] S. Jenkins, "Indicadores económicos," *Chemical Engineering*, vol. 132, nº 6, p. 48, 2025.
- [18] P. F. Fox, T. Uniacke-Lowe, P. L. H. McSweeney y J. A. O'Mahony, *Química láctea y bioquímica*, 2^a ed. Londres, Reino Unido: Springer, 2015. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-14892-2>
- [19] ChemicalLogic, "Propiedades termodinámicas y de transporte del agua y el vapor," 2.0 ed. Burlington, EE. UU.: ChemicalLogic Corporation, 2003.