

Diseño termohidráulico de un intercambiador de calor doble tubo sin aletas y aletas para refrigeración de zumo de tomate. Parte 1 - Intercambiador de calor sin aletas

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

Amaury Pérez Sánchez ^{1*}; Laura Thalía Álvarez Lores ²; Laura de la Caridad Arias Águila ³; Lizthalía Jiménez Guerra ⁴; Heily Victoria González ⁵; Arlette de la Caridad González Abad ⁶

Recibido: 21/02/2026 – Aceptado: 15/05/2026 – Publicado: 07/12/2026

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.

El intercambiador de calor de doble tubo (DPHE) se utiliza comúnmente en la industria alimentaria debido a su simplicidad en el diseño mecánico, el mantenimiento mínimo, la facilidad de limpieza y también la posibilidad de funcionar a altas temperaturas y presiones. El objetivo de este artículo es diseñar un DPHE sin aletas desde el punto de vista termohidráulico, para determinar su viabilidad para enfriar un chorro de jugo de tomate caliente utilizando agua fría como refrigerante. Los principales parámetros de diseño calculados fueron el número total de horquillas (32), el factor de limpieza (0,708), el porcentaje sobre la superficie (41,29%) y la caída de presión por fricción y la potencia de bombeo para ambos fluidos. Asimismo, se requerirá un caudal másico de agua de refrigeración de 6,50 kg/s, con una carga térmica de 951,77 kW. El DPHE diseñado no puede aplicarse con éxito al servicio de transferencia de calor solicitado debido a los altos valores obtenidos para el número total de horquillas, el porcentaje sobre la superficie y la caída de presión por fricción (16,56 atm) para el fluido anular (agua fría), que es bastante superior al valor máximo permitido establecido por el proceso (0,296 atm) para este flujo, aumentando así también la potencia de bombeo de este fluido hasta un valor significativo (13,67 kW). El DPHE sin aletas diseñado costará alrededor de 165.500 USD USD según enero de 2026.

Palabras clave.

Intercambiador de calor de doble tubo, diseño, número total de horquillas, porcentaje de sobre superficie, caída de presión, potencia de bombeo.

Abstract.

The double pipe heat exchanger (DPHE) is commonly used in the food industry due to its simplicity in mechanical design, minimal maintenance, ease of cleaning and also the possibility to operate at high temperatures and pressures. The objective of this paper is to design an unfinned DPHE from the thermo-hydraulic point of view, to determine its feasibility to cool down a stream of hot tomato juice using chilled water as coolant. The main design parameters calculated were the total number of hairpins (32), the cleanliness factor (0.708), the percent over surface (41.29%), and the frictional pressure drop and pumping power for both fluids. Likewise, it will be required a mass flowrate of cooling water of 6.50 kg/s, with a heat load of 951.77 kW. The designed DPHE cannot be successfully applied to the requested heat transfer service because the high values obtained for the total number of hairpins, percent over surface and the frictional pressure drop (16.56 atm) for the annulus fluid (chilled water), which is quite higher than the maximum allowable value set by the process (0.296 atm) for this stream, thus increasing also the pumping power of this fluid to a significant value (13.67 kW). The designed unfinned DPHE will cost around USD \$ 165,500 based on Jan, 2026.

Keywords.

Double pipe heat exchanger, design, total number of hairpins, percent over surface, pressure drop, pumping power.

1. Introducción.

El equipo intercambiador de calor transfiere calor de un fluido caliente a uno frío, donde ambos fluidos se separan mediante una pared sólida. Normalmente, la mayoría de los intercambiadores de calor son de dos fluidos, aunque los intercambiadores de tres fluidos están ganando popularidad. En términos de construcción, los intercambiadores de calor pueden clasificarse como intercambiadores de calor de capa y tubo, tubos concéntricos y tubos con aletas. La elección de un intercambiador de calor para una aplicación determinada depende de la propia aplicación, los recursos disponibles, el espacio, la economía, la selección de

materiales y otros factores. Sea cual sea la elección de un intercambiador de calor, es muy esencial que uno esté diseñado de tal manera que proporcione la transferencia de calor necesaria ocupando menos espacio, tenga caídas de presión por debajo de los límites permitidos por el proceso y, sin embargo, sea competitivo en costes [1].

El intercambiador de calor de doble tubo (DPHE) se considera uno de los tipos más sencillos de intercambiador tubular de calor. Está formado por tubos concéntricos separados por cierres mecánicos. Los intercambiadores de calor de doble tubería son relativamente baratos de construir

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

² Facultades de Ciencias Aplicadas; Universidad de Camagüey; laura.alvarez@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0009-0007-2643-018X>, Camagüey; Cuba.

³ Facultades de Ciencias Aplicadas; Universidad de Camagüey; aguilaariaslaura@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0002-6494-9747>, Camagüey; Cuba.

⁴ Área Técnica, Instalación de Almacenamiento de Combustible 540; lizthalia.jimenez@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0009-0004-4537-2366>, Camagüey, Cuba.

⁵ Facultades de Ciencias Aplicadas; Universidad de Camagüey; heily.victoria@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0009-0007-9319-6506>, Camagüey, Cuba.

⁶ Facultad de Ciencias Aplicadas; Universidad de Camagüey; arlette.delacaridad@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0000-0002-3193-0660>, Camagüey; Cuba.

y requieren un mantenimiento mínimo. Se emplean en aplicaciones de alta temperatura y alta presión [2].

Los DPHE (también llamados intercambiadores de calor en horquilla) son una configuración ampliamente utilizada en sistemas de calefacción y industriales. Los DPHE pueden utilizarse en las industrias química, alimentaria, petrolífera y gasística, aplicaciones de energía solar y geotérmica, aplicaciones de aire acondicionado, recalentamiento, precalentamiento y procesos de calentamiento por digestores. Además, el DPHE sigue utilizándose ampliamente para la investigación y desarrollo de instalaciones experimentales en laboratorios de ingeniería energética. Una ventaja es el bajo coste de diseño y mantenimiento. Este tipo de intercambiador de calor es sencillo en estructura y fácil de instalar, limpiar, mantener y modificar, lo que permite una prolongación significativa de la vida útil y el servicio [3].

El DPHE consiste en una o más tuberías colocadas concéntricamente dentro de otra tubería de mayor diámetro con accesorios apropiados para dirigir el flujo de una sección a otra. Un fluido fluye por la tubería interior (lado del tubo) y el otro fluye por el espacio anular (anillo). El tubo interior está conectado mediante curvas de retorno en forma de U encerradas en una carcasa de retorno-curva. El DPHE puede organizarse en varias series y disposiciones paralelas para cumplir con los requisitos de caída de presión. El uso principal del DPHE es el proceso sensato de calentamiento o refrigeración de fluidos, donde se requieren pequeñas áreas de transferencia de calor (hasta 50m²). Esta configuración también es muy adecuada para uno o ambos fluidos a alta presión debido al menor diámetro de las tuberías. Pueden utilizarse cuando un chorro es gaseoso, líquido viscoso o de pequeño volumen, y también bajo condiciones severas de incrustación debido a la facilidad de limpieza y mantenimiento [4].

Según [5], si el flujo contiene sólidos en suspensión, el DPHE también puede ser una mejor alternativa, ya que pueden construirse con un tubo interior de mayor diámetro para evitar obstrucciones. Además, los intercambiadores de calor de doble tubería se limpian fácilmente, y el flujo longitudinal evita la existencia de regiones de estancamiento, que en los intercambiadores de capa y tubos son propensas a la incrustación. Los DPHE también cuentan con la ventaja de la flexibilidad gracias a su estructura modular, lo que permite una adaptación más sencilla a las modificaciones del proceso.

El tomate (*Lycopersicon esculentum* Mill) es uno de los cultivos hortícolas más consumidos a nivel mundial y ocupa el segundo lugar en producción mundial entre los cultivos de hortalizas. El tomate recibe una variedad de tratamientos diferentes para transformarlo en productos comerciales reconocidos como salsas, ketchup y zumo, tomates enteros enlatados y pasta o concentrado de tomate. Por ejemplo, para su conservación tras la cosecha, los tomates se tratan térmicamente con varias técnicas, como la pasteurización y

esterilización, y el secado y evaporación a altas temperaturas, lo que ayuda a garantizar la seguridad y estabilidad microbiológica de los productos resultantes [6].

La tecnología para la producción de bebida de zumo de tomate es básicamente la misma que la utilizada para la elaboración de pasta de tomate. El proceso implica la selección de frutos maduros y saludables, seguido de lavado, picado, eliminación de semillas, pausa caliente, precalentamiento del agua desmineralizada y después tamizado sobre mallas de 0,3-0,4 mm para extraer un jugo más fino con menos sólidos en suspensión y eliminar ácidos grasos libres y materia aceitosa. El jugo obtenido puede concentrarse calentándolo al vacío. Se pueden añadir sal, azúcar y especias según el sabor. El producto terminado suele almacenarse en materiales de embalaje compatibles hechos de envases recubiertos de vidrio o aluminio [7].

Como indica [8], se utilizan dos métodos comerciales para producir zumo de tomate: la pausa caliente y la pausa fría. "Corte caliente" suele referirse a una temperatura de corte de 85 a 90 °C, que provoca la inactivación de enzimas importantes para el aroma y la viscosidad. La pectinmetilesterasa y la poligalacturonasa descomponen las cadenas de pectina en el tejido del tomate. Al inactivar estas enzimas en el proceso de corte caliente, se puede lograr un producto más viscoso, lo cual suele ser deseable. Por el contrario, la lipoxigenasa es la enzima inicial que participa en la creación de importantes compuestos frescos de aroma mediante la descomposición de ácidos grasos insaturados, y cuando se inactiva durante la pausa caliente, hay menos compuestos aromáticos presentes. Estos autores también mencionan que "cold break" se refiere a una temperatura inferior a 70 °C para aumentar la actividad enzimática. Una característica del proceso de ruptura en frío es la disminución de la viscosidad. Las ventajas del cold breaking frente al cold break son que se dice que el producto final tiene un color más natural y un sabor más fresco. El método de la rotura caliente se utiliza para producir la mayoría de los productos de tomate y así mantener una alta viscosidad. Sin embargo, un aumento en el uso del método de pausa fría debería producir productos de tomate con un aroma más fresco.

En [6] se indica que los tratamientos térmicos convencionales son actualmente los más comunes en la industria alimentaria, pero debido al mecanismo de transferencia de calor (conducción y convección), estos procesos presentan algunas desventajas como alta temperatura, pérdida de valor nutricional y cambios sensoriales. Además, la combustión del combustible utilizado para generar calor provoca pérdidas económicas de energía. Estas desventajas pueden evitarse con tecnologías modernas como el calentamiento óhmico, que es un tratamiento térmico que calienta los alimentos pasando una corriente eléctrica alterna a través de ellos; Como consecuencia, este método tiene una gran capacidad para calentar rápido y de forma homogénea. Además, esta técnica proporciona productos alimenticios seguros y de

alta calidad, preservando su valor nutricional, y se caracteriza por una alta energía que permite reducir el tiempo de calentamiento entre un 90 y un 95%. Estos autores desarrollaron un sistema de calentamiento combinado óhmico-vacío para producir purta de tomate a temperaturas de 70, 80 y 90 °C y presiones de 0,3, 0,5 y 0,7 bar, y un campo eléctrico de 1,82, 2,73 y 3,64 V/cm utilizando un diseño compuesto central. En este estudio también se evaluaron los efectos de las condiciones de calefacción en la calidad y la evaluación sensorial de la pasta de tomate, mientras que cada combinación de temperatura, presión y campo eléctrico se cuantificó para el consumo energético específico, la eficiencia energética y la productividad.

Se han reportado pocos estudios relacionados con el diseño termohidráulico o la evaluación de equipos de transferencia térmica para procesar productos de tomate. En este sentido, [9] aplicó la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para diseñar un intercambiador de calor de carcasa y tubos a escala industrial y para simular la transferencia de calor con el fin de visualizar el proceso de pasteurización del purto de tomate con el objetivo de presentarlo a la industria, donde se explicó el comportamiento de la viscosidad en el proceso de pasteurización del purto de tomate utilizando el modelo de Herschel-Bulkley. Del mismo modo, [10] pretendía estudiar posibles mejoras en las propiedades termofísicas de los nanofluidos cuando se utilizan como medios de calentamiento para reducir el tiempo y ahorrar energía en las industrias alimentarias por primera vez. En consecuencia, se seleccionaron tres variables diferentes de temperatura (70, 80 y 90 °C), concentración de nanopartículas de alúmina (0, 2 y 4 %) y tiempo (30, 60 y 90 s) para el procesamiento térmico del zumo de tomate mediante un intercambiador de calor de cáscara y tubos. De manera similar, [11] evaluó el rendimiento térmico de un intercambiador de calor de triple tubo equipado con aletas escalonadas para el procesamiento de concentrados de tomate. En este estudio se encontraron desafíos debido a la alta viscosidad de los fluidos no newtonianos tratados en la industria alimentaria, lo que conducía al flujo laminar y a una penetración térmica limitada. Se utilizaron simulaciones numéricas, implementadas en un[®] entorno ANSYS Fluent, para resolver las ecuaciones que rigen la dinámica termofluida de un intercambiador de calor de triple tubo con aletas escalonadas en el anillo interno. El comportamiento reológico del concentrado de tomate se modeló mediante un modelo de ley de potencias, combinado con la ley de Arrhenius para introducir la dependencia de la temperatura respecto al índice de consistencia. Se adoptó la validación experimental para verificar la precisión de las simulaciones. A pesar de todos los estudios mencionados anteriormente, hasta donde saben los autores, aún no se ha informado del diseño de un DPHE para la refrigeración del zumo de tomate.

Algunos de los autores del presente estudio publicaron recientemente un artículo [12] en el que se diseñó un DPHE sin aletas desde el punto de vista termohidráulico, para

enfriar un chorro de leche de vaca líquida utilizando agua fría como refrigerante. La metodología de diseño empleada en esta investigación fue la reportada por [13], obteniendo como resultado principal que el DPHE sin aletas diseñado no puede aplicarse satisfactoriamente en el servicio de transferencia de calor solicitado debido al valor bastante alto obtenido para la caída de presión del fluido en el lado del tubo.

En una planta de procesamiento de alimentos cubanos se desea enfriar un chorro de zumo de tomate utilizando agua fría como refrigerante, y se han propuesto dos DPHEs para este sistema térmico, el primero sin aletas y el segundo con aletas longitudinales en el tubo interior (aletas). Por ello, el presente artículo pretende diseñar el DPHE sin aletas desde el punto de vista termohidráulico, para conocer la idoneidad de este intercambiador de calor para este servicio de intercambio térmico. La metodología de diseño empleada en el presente artículo fue la reportada por [13], donde se calculan varios parámetros importantes de diseño como el número total de horquillas, el factor de limpieza, el porcentaje sobre la superficie, así como la caída de presión y la potencia de bombeo de ambos flujos líquidos. Además, se calcula el coste de compra del DPHE sin finos. En un segundo artículo, se diseñará un DPHE con aletas para calcular los mismos parámetros de diseño mencionados anteriormente, mientras que los resultados del presente artículo se compararán con los del DPHE con aletas diseñado en el segundo artículo, con el objetivo de seleccionar el DPHE más adecuado y adecuado desde el punto de vista térmico e hidráulico para realizar este servicio de intercambio de calor.

2. Materiales y métodos.

2.1. Enunciado del problema.

En una planta procesadora de alimentos cubana, se requiere enfriar 14.000 kg/h de un chorro de zumo de tomate entre 90 °C y 30 °C utilizando agua fría como refrigerante disponible a 5 °C, mientras que la temperatura de salida de esta agua fría no debe superar los 40 °C. El material de construcción seleccionado para el DPHE es acero al carbono, mientras que la caída de presión de los chorros de zumo de tomate y agua fría no debe superar los 300.000 Pa. Diseña un DPHE sin aletas adecuado desde el punto de vista termohidráulico para satisfacer este servicio de transferencia de calor, utilizando los siguientes datos de entrada para los tubos:

- Longitud del tubo: 4,0 m.
- Diámetro interno del anillo: 0,07790 m.
- Diámetro interno del tubo interior: 0,0525 m.
- Diámetro externo del tubo interior: 0,0603 m.
- Conductividad térmica del acero al carbono: 54 W/m.K [13].

2.2. Metodología de diseño

Número total de horquillas y 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 fluidos.

Tabla 1. Parámetros iniciales que deben definirse para los dos fluidos.

Parámetro	Fluido caliente	Fluido frío	Unidades
Caudal másico	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 los datos geométricos para las horquillas:

La tabla 2 muestra los datos geométricos que deben definirse para las horquillas.

Tabla 2. Datos geométricos a definir para las horquillas.

Parámetro	Símbolo	Unidades
Longitud	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:

- Contraflujo
- 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 arroyos:

• Fluido caliente (): T

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

• Fluido frío (): t

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

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

La Tabla 3 muestra los parámetros físicos que deben considerarse para ambos fluidos a la temperatura media calculada en el paso anterior.

Tabla 3. Parámetros físicos que deben considerarse 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	Cp_h	Cp_c	kJ/kg. K
Conductividad térmica	k_h	k_c	W/m.K

Fuente: Explicación propia.

Paso 8. Carga térmica (): Q

- Usando los datos para el fluido caliente:

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

- Usando los datos para el fluido frío:

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

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

Paso 9. Caudal másico de un arroyo:

- Caudal másico del fluido caliente:

$$m_h = \frac{Q}{Cp_h \cdot (T_1 - T_2)} \quad (5)$$

- Caudal másico del fluido frío:

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (t_2 - t_1)} \quad (6)$$

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

$$T_w = \frac{1}{2} \cdot (\bar{T} + \bar{t}) \quad (7)$$

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}

$$A_{ct} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (8)$$

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

$$v_t = \frac{m_t}{\rho_t \cdot A_{ct}} \quad (9)$$

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

$$Re_t = \frac{\rho_t \cdot v_t \cdot d_i}{\mu_t} \quad (10)$$

Paso 15. Número de Prandtl del fluido del lado del tubo

$$Pr_t = \frac{Cp_t \cdot \mu_t}{k_t} \quad (11)$$

Donde se da en J/kg.K. Cp_t

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

- Flujo laminar (< 2.300) Re_t

$$Nu_t = 1.86 \cdot (Re_t \cdot Pr_t)^{0.33} \cdot \left(\frac{d_i}{L_t}\right)^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}}\right)^{0.14} \quad (12)$$

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]:

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f_t}{2}\right) \cdot (Re_t - 1.000) \cdot Pr_t}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_t}{2}\right)^{0.5} \cdot (Pr_t^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

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

$$f_t = (1.58 \cdot \ln Re_t - 3.28)^{-2} \quad (14)$$

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

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f_t}{2}\right) \cdot Re_t \cdot Pr_t}{1 + 8.7 \cdot \left(\frac{f_t}{2}\right)^{0.5} \cdot (Pr_t - 1)} \quad (15)$$

Válido por $> 0,5.Pr_t$

Donde:

$$f_t = (1.58 \cdot \ln Re_t - 3.28)^{-2} \quad (14)$$

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

$$h_t = \frac{Nu_t \cdot k_t}{d_i} \quad (16)$$

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

$$A_{ca} = \frac{\pi \cdot (D_i^2 - d_e^2)}{4} \quad (17)$$

Paso 19. Velocidad del fluido anular (v_a)

$$v_a = \frac{m_a}{\rho_a \cdot A_{ca}} \quad (18)$$

Paso 20. Diámetro hidráulico (D_h)

$$D_h = D_i - d_e \quad (19)$$

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

$$Re_a = \frac{\rho_a \cdot v_a \cdot D_h}{\mu_a} \quad (20)$$

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

$$Pr_a = \frac{Cp_a \cdot \mu_a}{k_a} \quad (21)$$

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

$$Nu_a = 1.86 \cdot (Re_a \cdot Pr_a)^{0.33} \cdot \left(\frac{D_h}{L_t}\right)^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_a}{\mu_{aw}}\right)^{0.14} \quad (22)$$

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]:

$$Nu_a = \frac{\left(\frac{f_a}{2}\right) \cdot (Re_a - 1.000) \cdot Pr_a}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_a}{2}\right)^{0.5} \cdot (Pr_a^{2/3} - 1)} \quad (23)$$

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

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

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

$$Nu_a = \frac{\left(\frac{f_a}{2}\right) \cdot Re_a \cdot Pr_a}{1 + 8.7 \cdot \left(\frac{f_a}{2}\right)^{0.5} \cdot (Pr_a - 1)} \quad (25)$$

Válido por $> 0,5.Pr_a$

Donde:

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

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

$$D_e = \frac{D_i^2 - d_e^2}{d_e} \quad (26)$$

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

$$h_a = \frac{Nu_a \cdot k_a}{D_e} \quad (27)$$

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

$$U_f = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_t} + \frac{d_e \cdot R_t}{d_i} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_m} + R_a + \frac{1}{h_a}} \quad (28)$$

Paso 27. Diferencia de temperatura logarítmica media (ΔT_m)

- Para flujo paralelo:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}\right)} \quad (29)$$

- Para el contraflujo:

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (30)$$

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

$$A_o = \frac{Q \cdot 1,000}{U_f \cdot \Delta T_m} \quad (31)$$

Donde se da en kW.Q

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

$$A_{hp} = 2 \cdot \pi \cdot d_e \cdot L_t \quad (32)$$

Paso 30. Número de horquillas (N_h)

$$N_h = \frac{A_o}{A_{hp}} \quad (33)$$

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

$$U_c = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_t} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_m} + \frac{1}{h_a}} \quad (34)$$

Paso 32. Factor de limpieza (CF)

$$CF = \frac{U_f}{U_c} \quad (35)$$

Paso 33. Faltas totales (R_{ft})

$$R_{ft} = \frac{1 - CF}{U_c \cdot CF} \quad (36)$$

Paso 34. Porcentaje sobre la superficie (OS)

$$OS = 100 \cdot U_c \cdot R_{ft} \quad (37)$$

Caída de presión y potencia de bombeo

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

$$\Delta p_t = 4 \cdot f_t \cdot \frac{2 \cdot L_t}{d_i} \cdot N_h \cdot \frac{\rho_t \cdot v_t^2}{2} \quad (38)$$

Donde para el flujo laminar (< 2.300): Re_t

$$f_t = \frac{16}{Re_t} \quad (39)$$

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

$$f_{ct} = f_t \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}}\right)^m \quad (40)$$

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)

$$P_t = \frac{\Delta p_t \cdot m_t}{\eta_p \cdot \rho_t} \quad (41)$$

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

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

$$\Delta p_a = 4 \cdot f_a \cdot \frac{2 \cdot L_t}{D_h} \cdot \rho_a \cdot \frac{v_a^2}{2} \cdot N_h \quad (42)$$

Donde para el flujo laminar (< 2.300): Re_a

$$f_a = \frac{16}{Re_a} \quad (43)$$

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

$$f_{ca} = f_a \cdot \left(\frac{\mu_a}{\mu_{aw}}\right)^m \quad (44)$$

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)

$$P_a = \frac{\Delta p_a \cdot m_a}{\eta_p \cdot \rho_a} \quad (45)$$

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

2.3. Coste de compra del DPHE diseñado

Según [14], el coste de compra de un DPHE sin fin puede calcularse usando la siguiente correlación en una base de la Costa del Golfo de EE. UU. mencionada en enero de 2007:

$$C_{2007} = 1,600 + 2,100 \cdot A_0^{1.0} \quad (46)$$

Donde - Área superficial de transferencia de calor calculada usando la ecuación (31), que debe variar entre 1,0 y 80,0 m²A₀ [14].

Dado que el coste de compra DPHE sin fines calculado por la ecuación (46) se basa en enero de 2007, este coste debe actualizarse a 2026 usando la siguiente correlación [15]:

$$C_{2026} = C_{2007} \frac{CEPCI_{2026}}{CEPCI_{2007}} \quad (47)$$

Donde:

C_{2007} – Coste de compra del DPHE sin aletas basado en enero de 2007, calculado usando la ecuación (46).

$CEPCI_{2026}$ – Índice de costes de plantas de ingeniería química basado en enero de 2026 = 840,9 [16].

$CEPCI_{2007}$ – Índice de costes de plantas de ingeniería química basado en enero de 2007 = 509,7 [14].

C_{2026} – Coste de compra del DPHE sin aletas basado en enero de 2026.

3. Resultados.

3.1. Número total de horquillas y porcentaje sobre la superficie

A continuación, los resultados numéricos de varios parámetros clave de diseño calculados por la metodología para dimensionar el DPHE sin aletas, específicamente el número total de horquillas, el factor de limpieza y el porcentaje sobre la superficie.

Paso 1. Definición de los parámetros iniciales para los flujos:

La Tabla 4 expone los valores numéricos de los parámetros iniciales que deben definirse para cada fluido.

Tabla 4. Valores numéricos de los parámetros iniciales para ambos fluidos.

Parámetro	Fluido caliente (zumo de tomate)	Fluido frío (agua fría)	Unidad
Caudal másico	m_h 14,000	m_c -	kg/h
Temperatura de entrada	T_1 90	t_1 5	°C
Temperatura de salida	T_2 30	t_2 40	°C
Caída máxima de presión permitida	ΔP_{mh} 300,00 0	ΔP_{mc} 300,00 0	Pa
Factor de frotamiento	R_h 0.0003	R_c 0.0001 76	M2. K/W

¹ Los valores de los factores de incrustación de ambos fluidos se tomaron de las sugerencias reportadas por [13].
Fuente: Explicación propia.

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

La Tabla 5 indica los valores de los datos geométricos para las horquillas.

Tabla 5. Valores de los datos geométricos para las horquillas.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Longitud	L_t	4.0	m
Anillo de diámetro interno	D_i	0.00779	m
Diámetro interno del tubo interior	d_i	0.0525	m
Diámetro externo del tubo interior	d_e	0.0603	m
Material metálico de conductividad térmica del tubo interior	k_m	54	W/m.K

Fuente: Explicación propia.

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

Teniendo en cuenta las sugerencias reportadas por [13][17][18], la disposición de flujo elegida para este sistema de intercambio de calor es contracorriente.

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

En [3] se indica que es apropiado usar un DPHE cuando el medio calentado se coloca en el anillo con una sección transversal relativamente pequeña y el medio calefactor (por ejemplo, vapor, agua caliente, corriente de proceso caliente) fluye por la tubería interior. Siguiendo las sugerencias de este estudio, así como las recomendaciones reportadas por [14], el fluido caliente (zumo de tomate) se localizará en el tubo interior, mientras que el líquido frío (agua fría) estará en el anillo.

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

El DPHE diseñado estará aislado para evitar pérdidas de calor no deseadas en el equipo.

Paso 6. Temperatura media de ambos arroyos:

$$\begin{aligned} &\bullet \text{ Fluido caliente } (): T \\ \bar{T} &= \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} &\bullet \text{ Fluido frío } (): \bar{t} \\ \bar{t} &= \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{5 + 40}{2} = 22.5^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (2)$$

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

La Tabla 6 presenta los valores de los parámetros físicos definidos tanto para el zumo de tomate como para el agua fría a la temperatura media calculada en el paso anterior,

que se tomaron de [19] para el zumo de tomate y [20] para el agua fría.

Tabla 6. Valores de los parámetros físicos definidos para ambos fluidos.

Parámetro	Fluido caliente (zumo de tomate)	Fluido frío (agua fría)	Unidades
Densidad	ρ_h 1,006.3	ρ_c 997.658	kg/m ³
Viscosidad	μ_h 0.021	μ_c 0.00094	Pa.s
Capacidad calorífica	Cp_h 4.079	Cp_c 4.1825	kJ/kg. K
Conductividad térmica	k_h 0.630	k_c 0.6029	W/m.K

Fuente: Explicación propia.

Paso 8. Carga térmica (Q):

- Usando los datos para el fluido caliente:

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

$$Q = \frac{14,000}{3,600} \cdot 4.079 \cdot (90 - 30) = 951.77 \text{ kW}$$

Paso 9. Caudal másico del fluido frío (agua fría):

$$m_c = \frac{Q}{Cp_c \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{951.77}{4.1825 \cdot (40 - 5)} \quad (6)$$

$$= 6.50 \text{ kg/s}$$

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

$$T_w = \frac{1}{2} \cdot (\bar{T} + \bar{t}) = \frac{1}{2} \cdot (60 + 22.5) \quad (7)$$

$$= 41.25 \text{ }^\circ\text{C}$$

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

Para un valor de la temperatura de la pared del tubo de 41,25 °C, el zumo de tomate (fluido caliente) y el agua fría (fluido frío) presentarán los siguientes valores para las viscosidades [19][20]:

- Zumo de tomate (μ) = 0,03018 Pa.s. μ_{hw}
- Agua fría (μ) = 0,00064 Pa.s. μ_{cw}

Dado que el zumo de tomate se encontraba en el tubo interior y el agua fría en 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	Líquido caliente (zumo de tomate)	Líquido frío (agua fría)	Nueva nomenclatura anterior	Nueva nomenclatura
Caudal	m_h	m_t	m_c	m_a
Densidad	ρ_h	ρ_t	ρ_c	ρ_a

Viscosidad	μ_h	μ_t	μ_c	μ_a
Capacidad calorífica	Cp_h	Cp_t	Cp_c	Cp_a
Conductividad térmica	k_h	k_t	k_c	k_a
Factor de incrustación	R_h	R_t	R_c	R_a

Fuente: Explicación propia.

La Tabla 8 muestra los resultados de los parámetros calculados en los pasos 12 a 25.

Mesa 8. Resultados de los parámetros calculados en los pasos 12 a 25.

Escalón	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
12	Área neta de flujo libre del tubo interior	A_{ct}	0.00216	M ²
13	Velocidad del fluido del lado del tubo (zumo de tomate)	v_t	1.785	m/s
14	Número de Reynolds del fluido del lado del tubo	Re_t	4,492	-
15	Número de Prandtl del fluido del lado del tubo	Pr_t	135.97	-
16	Factor de fricción de ventilación para el fluido del lado del tubo	f_t	0.00998	-
17	Número de Nusselt para el fluido del lado del tubo1	Nu_t	99.45	-
	Coefficiente de transferencia de calor para el fluido del lado del tubo	h_t	1,194	L/m ² . K

18	Área neta de flujo libre del anillo	A_{ca}	0.00191	M2						en la zona exterior del tubo interior
19	Velocidad del fluido anular (agua fría)	v_a	3.411	m/s	27	Diferencia de temperatura media	ΔT_m	36.07	°C	
20	Diámetro hidráulico	D_h	0.0176	m	28	logarítmica1				
21	Número de Reynolds del fluido anular	Re_a	63,521	-		Área superficial de transferencia de calor	A_o	47	M2	
22	Número de Prandtl del fluido anular	Pr_a	6.542	-	29	Área de transferencia de calor por horquilla	A_{hp}	1.515	M2	
23	Factor de fricción de abanico para el fluido del anillo	f_a	0.00496	-	30	Número de horquillas	N_h	32	-	
	Número de Nusselt para el fluido anular2	Nu_a	303.17	-	31	Limpia el coeficiente global de transferencia de calor basado en la zona exterior de transferencia de calor	U_c	793.33	L/m². K	
24	Diámetro equivalente para transferencia a de calor	D_e	0.0403	m	32	Factor de limpieza	CF	0.708	-	
25	Coeficiente de transferencia a de calor para el fluido anular	h_a	4,531.13	L/m². K	33	Falta total	R_{ft}	0.000521	M2. K/W	
					34	Porcentaje sobre la superficie	OS	41.29	%	

¹ Calculado para disposición de contraflujo.
Fuente: Explicación propia.

3.2. Caída de presión y potencia de bombeo

La Tabla 10 presenta los resultados de los parámetros calculados en los pasos 35-38, que comprenden el cálculo de la caída de presión y la potencia de bombeo para ambos fluidos.

Mesa 10. Resultados de los parámetros calculados en los pasos 35-38.

Escalón	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
35	Caída de presión por fricción del fluido del lado del tubo	Δp_t	312,558 3.08	Pa Cajero automático
36	Potencia de bombeo para el fluido lateral del tubo	P_t	1.51	kW
37	Caída de presión por	Δp_a	1,678,128 16.56	Pa ARM

¹ Desde $2.300 < 10Re_t^4$, se empleó la correlación de Gnielinski para calcular Nu_t .

² desde $104 < 5 \times 10Re_a^6$, se utilizó la correlación de Prandtl para calcular Nu_a .

Fuente: Explicación propia.

La Tabla 9 desglosa los resultados de los parámetros calculados en los pasos 26-34.

Tabla 9. Resultados de los parámetros calculados en los pasos 27-40.

Escalón	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
26	Coeficiente total de transferencia de calor ensucio basado	U_f	561.46	L/m². K

	fricción del fluido del anillo			
38	Potencia de bombeo para el fluido anular	P_a	13.67	kW

Fuente: Explicación propia.

3.3. Coste de compra del DPHE diseñado

Usando correlación (46), y para un valor de $47 \text{ m}^2\text{A}_o$, el coste de compra del DPHE sin aletas basado en enero de 2007 es:

$$\begin{aligned} C_{2007} &= 1,600 + 2,100 \cdot A_o^{1.0} \\ C_{2007} &= 1,600 + 2,100 \cdot 47^{1.0} \\ &= \text{USD } \$ 100,300 \end{aligned} \quad (46)$$

Entonces, el coste de compra del DPHE sin aletas basado en enero de 2026 es:

$$\begin{aligned} C_{2026} &= C_{2007} \cdot \frac{CEPCI_{2026}}{CEPCI_{2007}} \\ C_{2026} &= 100,300 \cdot \frac{840.9}{509.7} \approx \text{USD } \$ 165,500 \end{aligned} \quad (47)$$

4. Discusión

La carga térmica del sistema de intercambio de calor era de 951,77 kW, mientras que se requería un caudal másico de 6,50 kg/s de agua fría a 5 °C para enfriar 14.000 kg/h de zumo de tomate de 90 °C a 30 °C. En [12] se diseñó un DPHE sin aletas para enfriar 4.320 kg/h de un chorro de leche líquida de vaca usando agua fría como refrigerante disponible a 2 °C. En este estudio, el fluido caliente (leche de vaca) se localizaba en el anillo, mientras que el fluido frío (agua fría) se encontraba en la tubería interior, obteniendo así una carga térmica de 235,14 kW y un caudal másico requerido de agua fría de 9,32 kg/s.

Según los resultados de la Tabla 8, la velocidad del zumo de tomate (fluido del lado del tubo) era de 1,785 m/s, lo que está dentro del rango propuesto por [14] de 1-2 m/s para fluidos de proceso que fluyen en intercambiadores tubulares, mientras que la velocidad del agua fría (fluido anular) era de 3,411 m/s, que está por encima del rango propuesto por [14] de 1,5-2,5 m/s para el agua que fluye en intercambiadores tubulares. La velocidad del fluido del anillo era 1,91 veces mayor que la velocidad del fluido del lado del tubo. En [12] las velocidades calculadas del fluido lateral del tubo (agua fría) y del fluido anular (leche líquida de vaca) son de 16,64 m/s y 0,92 m/s, respectivamente.

El número de Reynolds del fluido del lado del tubo (zumo de tomate) tenía un valor de 4.492, lo que indica que este fluido fluye en la zona de transición, mientras que el fluido anular (agua fría) fluye en la zona turbulenta porque el valor de su número de Reynolds (63.521) es superior a 10.000 [13]. El número de Reynolds del agua fría fue 14,14 veces

superior al número de Reynolds del zumo de tomate. El zumo de tomate tenía este bajo valor del número de Reynolds principalmente por el valor relativamente alto de su viscosidad (0,021 Pa.s) y también por el bajo valor del diámetro interno del tubo interior (0,0525 m). En [12], el número de Reynolds del fluido del lado del tubo (agua fría) y del fluido anular (leche de vaca líquida) es de 291.629 y 16.796, respectivamente, por lo que ambos fluidos fluyen bajo régimen turbulento.

El valor calculado del número de Prandtl para el zumo de tomate era de 132,97, y era 20,78 veces superior al número de Prandtl del agua fría (6,542). Esta diferencia se debe en gran parte al mayor valor que presenta la viscosidad del zumo de tomate (0,021 Pa.s) en comparación con la viscosidad del agua fría (0,000943 Pa.s). En [12], el número de Prandtl del fluido del lado del tubo (agua fría) y del fluido anular (leche líquida de vaca) es 11,19 y 7,16, respectivamente.

El número de Nusselt del fluido del lado del tubo (zumo de tomate) fue de 99,45, mientras que el valor de este parámetro para el fluido del anillo (agua fría) fue de 303,17. El número de Nusselt para el agua fría fue 3,05 veces superior al número de Nusselt para el zumo de tomate, lo que se debe a que el número de Reynolds que presentó el agua fría (63.521) fue mayor en comparación con el número de Reynolds del zumo de tomate (4.492). Sin embargo, cabe mencionar que las ecuaciones empleadas para calcular los números de Nusselt para ambos fluidos eran diferentes, es decir, la correlación de Gnielinski se empleó para calcular el número de Nusselt para el zumo de tomate, mientras que la correlación de Prandtl se utilizó para calcular el número de Nusselt para el agua fría, basada en los valores del número de Reynolds para ambos fluidos. En [4] se diseñó un DPHE sin aletas para enfriar 5 kg/s de un chorro de aceite de motor caliente (fluido anular) de 65 a 55 °C utilizando agua de mar (fluido del lado del tubo) como refrigerante. El número de Nusselt calculado para el fluido del lado del tubo (agua fría del mar) fluctuó de 422,0330 a 798,6098 para un rango del factor de fricción del lado del tubo de 0,002-0,004, dependiendo del conjunto de correlaciones empleado para calcular estos parámetros, mientras que el número de Nusselt calculado para el fluido del anillo (aceite de motor caliente) fue 34,693 para un valor del factor de fricción de 0,024. En [12], el número de Nusselt del fluido del lado del tubo (agua fría), que se calculó usando la correlación de Prandtl y ascendió a 1.237,84, es 12,44 veces superior al número de Nusselt del fluido anular (leche líquida de vaca), que también se calculó usando la correlación de Prandtl y ascendió a 99,49.

El coeficiente de transferencia de calor para el fluido anular (4.531,13 W/m². K) era 3,78 veces superior al coeficiente de transferencia de calor para el fluido del lado del tubo (1.194 W/m². K). Esto ocurrió principalmente porque el valor más alto se obtuvo del número de Nusselt para el agua en comparación con el valor de este parámetro para el zumo de tomate. En [4], el coeficiente de transferencia de calor

para el agua de mar que fluye dentro de los tubos oscilaba entre $12.885 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ a $24.382 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, dependiendo de las correlaciones empleadas para calcular el número de Nusselt. Asimismo, el coeficiente de transferencia de calor para el aceite del motor que fluye en el anillo para el DPHE sin aletas es de $64,549 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. En [12], el coeficiente de transferencia de calor del fluido del lado del tubo (agua fría) es de $26.531,78 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, mientras que el coeficiente de transferencia de calor del fluido anular (leche líquida de vaca) es de $1.175,24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, es decir, el coeficiente de transferencia de calor para agua fría es 22,58 veces mayor que el coeficiente de transferencia térmica para la leche líquida de vaca.

Los valores de los coeficientes de transferencia de calor totales enredados y limpios fueron de $561,46 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ y $793,33 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, respectivamente, y estaban dentro del rango reportado por [21] de $280\text{-}850 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$; el alcance reportado por [14] de $350\text{-}900 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, mientras que el coeficiente total de transferencia de calor ensucio estaba dentro del rango propuesto por [13] de $370\text{-}750 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, mientras que el coeficiente global de transferencia de calor limpio era mayor que el rango reportado por estos autores. Los valores del coeficiente global de transferencia de calor reportados por la literatura corresponden a una transferencia de calor sensible sin cambio de fase usando agua como refrigerante, ajustándose adecuadamente a nuestro sistema de transferencia de calor. En [12], los coeficientes de transferencia de calor totales ensuciados y limpios tienen valores de $774,31 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ y $1.030,11 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, respectivamente.

La diferencia de temperatura logarítmica media calculada tenía un valor de $36,07^\circ\text{C}$, con una superficie de transferencia de calor de 47 m^2 , una superficie de transferencia de calor por horquilla de $1,515 \text{ m}^2$, resultando así en un total de 32 horquillas, lo que puede considerarse alto y atípico para un DPHE [13]. Consideramos que las razones detrás de este alto valor para el número total de horquillas fueron el alto valor de la carga térmica ($951,77 \text{ kW}$) y los valores relativamente bajos obtenidos para el coeficiente total de transferencia de calor ensucio ($561,46 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) y la diferencia de temperatura logarítmica media ($36,07^\circ\text{C}$). Del mismo modo, el flujo del fluido del lado del tubo (zumo de tomate) bajo la zona de transición, una zona que debe evitarse al diseñar intercambiadores de calor [17], pudo haber influido en la obtención de un valor tan alto para el número total de horquillas, porque el valor bajo obtenido para el número de Reynolds del zumo de tomate redujo el valor del coeficiente total de transferencia de calor bajo condiciones de incrustación (), por lo tanto, aumentar la superficie de transferencia de calor () y, en consecuencia, el número total de horquillas. En [4], el número total de horquillas para un DPHE sin aletas con aceite de motor/agua de mar es de 85 y 87 en condiciones limpias y enredadas, respectivamente. En [12], la diferencia logarítmica media de temperatura, la superficie de transferencia de calor y la transferencia de calor por horquilla son $23,51^\circ\text{C}$,

$12,92 U_f A_o \text{ m}^2$ y $0,629 \text{ m}^2$, respectivamente, obteniendo un número total de pasadores de 21.

El factor de limpieza, que es un término desarrollado para la industria de energía de vapor que relaciona el coeficiente total de transferencia de calor cuando el intercambiador está ensucado con cuando está limpio [13], tenía un valor de 0,708, un resultado que puede considerarse inferior al valor propuesto por [13] de 0,85 para intercambiadores tubulares típicos. Esto ocurrió debido al valor relativamente alto del coeficiente global de transferencia de calor limpio ($793,33 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$). En [4] el factor de limpieza tenía un valor de 0,9819 para un rango del número de Nusselt de 422,0330 a 798,6098 durante el diseño de un DPHE sin aletas. En [12], el factor de limpieza tiene un valor de 0,752 para un DPHE sin aletas.

El porcentaje sobre la superficie fue del 41,29%, lo que podría considerarse alto en comparación con el valor medio recomendado por [13] de no superar alrededor del 30 %. Por tanto, se trata de un intercambiador de calor bastante grande, que podría reducirse para satisfacer las especificaciones del proceso con una limpieza más frecuente. Puede ser preferible usar un diseño del 30% sobre superficie para reducir el coste de inversión, y así la programación de limpieza podría organizarse en consecuencia. Por lo tanto, el diseño propuesto puede modificarse y reclasificarse [13]. En [4] el porcentaje sobre la superficie fluctuó de 1,8400 % a 1,8455 % para un rango del número de Nusselt de 422,0330 a 798,6098 durante el diseño de un DPHE sin aletas. En [12], el valor del porcentaje sobre la superficie es del 32,96%.

La caída de presión por fricción para el fluido del lado del tubo (zumo de tomate, 312.558 Pa o $3,08 \text{ atm}$) superó ligeramente el límite máximo permitido por el sistema de intercambio térmico (300.000 Pa), mientras que la caída de presión por fricción del fluido anular (agua fría) tuvo un valor bastante alto ($1.678.128 \text{ Pa}$ o $16,56 \text{ atm}$), que fue 5,59 veces superior al límite máximo permitido establecido por el proceso para este flujo (300.000 Pa). Este alto valor obtenido por la caída de presión por fricción del agua fría se debe principalmente al alto valor de la velocidad del agua fría de $3,411 \text{ m/s}$, al alto número de horquillas requeridas (32) y al bajo valor del diámetro hidráulico ($0,0176 \text{ m}$). En [17] se afirma que, si la caída de presión calculada es excesiva, será necesario aumentar el área de flujo, ya sea incrementando el diámetro de los tubos o instalando más ramas en paralelo. La caída de presión por fricción del fluido anular fue 5,37 veces mayor que la caída de presión del fluido del lado del tubo. Los resultados de nuestro estudio coinciden con los reportados por [4], donde las caídas de presión del fluido anular (aceite de motor caliente) son mayores que las caídas de presión del fluido lateral del tubo (agua de mar), tanto en condiciones de suciedad como limpias. Sin embargo, los resultados de nuestro estudio no son consistentes con los reportados por [12], donde la caída de presión por fricción del fluido lateral del tubo (agua fría)

es 122,51 veces mayor que la caída de presión por fricción del fluido del anillo (leche líquida de vaca).

Finalmente, la potencia de bombeo del fluido anular (13,67 kW) fue 9,05 veces mayor que la caída de presión del fluido lateral del tubo (1,51 kW), principalmente debido al valor bastante alto de la caída de presión obtenida para el agua fría en comparación con el valor de este parámetro para el zumo de tomate. Este resultado coincide con los reportados por [4], donde el valor de la potencia de bombeo del fluido anular es mayor que la potencia de bombeo del fluido lateral del tubo, tanto para el DPHE limpio sin aletas como para el DPHE ensucado sin aletas diseñado en este estudio. Sin embargo, los resultados de nuestro estudio respecto a este parámetro discrepan de los reportados por [12], donde la potencia de bombeo del fluido lateral del tubo (agua fría) es de 110,5 kW, mientras que la potencia de bombeo del fluido del anillo (leche líquida de vaca) es de 114,58 W.

El coste de compra del DPHE sin aletas basado en enero de 2026 fue de alrededor de 165.500 USD para una superficie de transferencia de calor () de $474_o^{m^2}$. En [12], el coste de compra de un DPHE sin aletas diseñado para enfriar un chorro de leche líquida de vaca es de 45.600 USD \$, según mayo de 2025 para una superficie de transferencia de calor de 12,92 m² y aplicando la misma correlación reportada por [14].

5. Conclusiones.

En el presente artículo, se diseñó un DPHE sin aletas desde el punto de vista termohidráulico, para enfriar un chorro de zumo de tomate caliente utilizando agua fría como refrigerante y aplicando la metodología de diseño reportada por [13]. Se calcularon varios parámetros clave de diseño, como la carga térmica (951,77), el caudal másico requerido del agua refrigerada (6,50 kg/s) y el coeficiente total de transferencia de calor ensuciado ($561,46 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$), el número total de horquillas (32), el factor de limpieza (0,708) y el porcentaje sobre superficie (41,29%). Del mismo modo, la caída de presión por fricción y la potencia de bombeo también se calcularon para ambos fluidos. Se concluye que el DPHE diseñado no puede implementarse en el servicio de transferencia de calor solicitado debido a los altos valores obtenidos para el número total de horquillas y el porcentaje sobre la superficie, que se deben principalmente al flujo del fluido lateral del tubo (zumo de tomate) en la zona de transición. Esta conclusión puede corroborarse teniendo en cuenta el valor bastante alto obtenido para la caída de presión por fricción del fluido anular (16,56 atm), que es 5,59 veces superior al límite máximo permitido establecido por el proceso para este flujo, lo que a su vez aumentó la potencia de bombeo de este fluido a un valor significativo (13,67 kW). El DPHE diseñado costará alrededor de 165.500 USD según enero de 2026. Se recomienda aumentar el diámetro de ambas tuberías y rediseñar el DPHE sin aletas para disminuir la caída de presión del fluido anular, así como para evitar diseñar el DPHE sin

aletas con uno de los fluidos fluyendo en la zona de transición.

6. Agradecimientos (si procede)

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

1. Conceptualización: Amaury Pérez Sánchez
2. Data curation: Laura Thalía Álvarez Lores, Laura de la Caridad Arias Águila.
3. Formal analysis: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores, Lizthalía Jiménez Guerra.
4. Adquisición de fondos: Amaury Pérez Sánchez.
5. Research: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores, Laura de la Caridad Arias Águila.
6. Methodology: Laura Thalía Álvarez Lores, Heily Victoria González, Arlette de la Caridad González Abad.
7. Gestión de proyectos: Amaury Pérez Sánchez, Lizthalía Jiménez Guerra.
8. Resources: Laura Thalía Álvarez Lores, Lizthalía Jiménez Guerra, Heily Victoria González.
9. Software: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores, Arlette de la Caridad González Abad.
10. Supervision: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores.
11. Validation: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Águila, Lizthalía Jiménez Guerra.
12. Display: Heily Victoria González, Arlette de la Caridad González Abad.
13. Wording - original draft: Lizthalía Jiménez Guerra, Heily Victoria González, Arlette de la Caridad González Abad.
14. Writing - revision and editing: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores, Laura de la Caridad Arias Águila.

8. Apéndice.

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
A_{hp}	Área de transferencia de calor por horquilla	M2
C_p	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	Coefficiente 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 másico	kg/h
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	Coefficiente global de transferencia de calor limpio	L/m ² . K
U_f	Coefficiente 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	
t	Fluido lateral del tubo	

7.- Referencias.

- [1] K. Silaipillayarputhur, T. A. Mughanam, A. A. Mojil y M. A. Dhמוש, "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>
- [2] 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*, pp. 1-8, 2020. <https://doi.org/10.1155/2020/6762489>
- [3] J. Havlik, T. Dlouhy y J. Krempasky, "Transferencia de calor en intercambiadores de calor de doble tubería con espaciamento de tubos pequeños," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 147, pp. 1-10, 2025.
- [4] 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, n° 1, pp. 12-18, 2019. <https://doi.org/10.5957/JSPD.170009>
- [5] A. 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>
- [6] Z. T. Alkanan, A. B. Altemimi, A. R. S. Al-Hilphy, F. Cacciola y S. A. Ibrahim, "Aplicación y efectos del calentamiento combinado óhmico-vacío en los factores de calidad de la pasta de tomate," *Foods*, vol. 10, p. 2920, 2021. <https://doi.org/10.3390/foods10122920>
- [7] G. I. Igile, O. O. Ekpe, N. M. Essien, S. C. Bassey y M. A. Agiang, "Características de calidad del zumo de tomate producido y conservado con y sin sus semillas," *Donnish Journal of Food Science and Technology*, vol. 2, n° 1, pp. 001-009, 2016.
- [8] C. L. Goodman, S. Fawcett y S. A. Barringer, "Análisis de sabor, viscosidad y color de los zumos de tomate de rompimiento caliente y frío," *Journal of Food Science*, vol. 67, n° 1, pp. 404-408, 2002.
- [9] S. Asadbeigi, E. Ahmadi, M. Goodarzi y A. Sagharichian, "Análisis y simulación de transferencia de calor y diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubo para el proceso de pasteurización de pasta de tomate: un estudio CFD," *Heliyon*, vol. 9, p. e21593, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2023.e21593>
- [10] S. M. Jafari, S. S. Jabari, D. Dehad y S. A. Shahidi, "Mejora de la transferencia de calor en el procesamiento térmico de zumo de tomate mediante la aplicación de nanofluidos," *Food Bioprocess Technol.*, vol. 10, pp. 307-316, 2017. <https://doi.org/10.1007/s11947-016-1816-9>
- [11] L. Pagliarini, U. Neviani y S. Rainieri, "Modelización numérica y validación experimental de la mejora de transferencia de calor y mezcla térmica en un intercambiador de calor de triple tubo para procesamiento de alimentos," *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, vol. 35, n° 11, pp. 3749-3774, 2025.
- [12] A. P. Sánchez, L. d. l. C. A. Águila, H. V. González, M. I. L. R. Veliz y Z. M. S. Rodríguez, "Diseño termohidráulico de un intercambiador de calor doble tubo sin aletas y aletas para refrigeración de la leche. Parte 1 - Intercambiador de calor sin aletas," *Ingeniería Química y Desarrollo*, vol. 08, n° 01, pp. 88-101, 2026. <https://doi.org/10.53591/fv3x4n54>
- [13] S. Kakaç, H. Liu y A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchanger - Selección, Clasificación y Diseño Térmico*, 3ª ed. Boca Raton, EE. UU.: CRC Press, 2012.
- [14] R. Sinnott y G. Towler, *Diseño de Ingeniería Química*, 6ª edición Oxford, Reino Unido: Butterworth-Heinemann, 2020.
- [15] J. R. Couper, D. W. Hertz y F. L. Smith, "9. Economía de procesos," en *el Manual de Ingenieros Químicos de Perry*, D. W. Green y M. Z. Southard, eds. 9ª ed. Nueva York, EE. UU.: McGraw-Hill Education, 2019.
- [16] S. Jenkins, "Indicadores económicos," *Chemical Engineering*, vol. 135, n° 3, p. 40, 2026.
- [17] E. Cao, *Transferencia de calor en ingeniería de procesos*. Nueva York, EE. UU.: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2010.
- [18] A. M. Flynn, T. Akashige y L. Theodore, *Transferencia de calor de procesos de Kern*, 2ª ed. Nueva Jersey, EE. UU.: John Wiley & Sons, Inc., 2019.
- [19] Y. Choi y M. R. Okos, "Las propiedades térmicas de los concentrados de zumo de tomate," *Transactions of the ASAE*, vol. 26, n° 1, pp. 305-311, 1983.
- [20] M. Z. Southard, R. L. Rowley y W. V. Wilding, "2. Datos físicos y químicos," en *el Manual de Ingenieros Químicos de Perry*, 9ª edición. Nueva York, EE. UU.: McGraw-Hill Education, 2019.
- [21] S. M. Hall, *Reglas generales para ingenieros químicos*, 6ª ed. Ámsterdam, Países Bajos: Elsevier, 2018.