



Diseño térmico-hidráulico de un intercambiador de calor multi-tubo para el calentamiento de metanol.

Thermo-hydraulic design of a multi-tube heat exchanger for methanol heating.

Amaury Pérez Sánchez^{1*}; Zamira María Sarduy Rodríguez²; Arlenis Cristina Alfaro Martínez³; Elizabeth Ranero González⁴; Eddy Javier Pérez Sánchez⁵

Recibido: 15/12/2024 – Aceptado: 15/03/2025 – Publicado: 01/07/2025

* Autor para correspondencia.



Artículos de
Investigación

Artículos de
Revisión

Artículos de
Ensayos

Resumen.

Un tipo de intercambiador de calor que ha ganado adecuada atención debido a su simplicidad, robustez y extensa variedad de aplicaciones es el intercambiador de calor de multi-tubo. En el presente trabajo, un intercambiador de calor de multi-tubo fue diseñado desde el punto de vista térmico-hidráulico, con el fin de calentar una corriente de metanol hasta 60 °C usando agua condensada como agente de transferencia de calor. Para diseñar este equipo, se empleó una metodología de cálculo clásica y bien conocida, donde varios parámetros de diseño importantes fueron calculados tales como el coeficiente global de transferencia de calor (575,17 W/m².K), el área de transferencia de calor requerida (2,025 m²) y la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (38,02 °C). Los valores de caída de presión calculados de las corrientes de metanol y agua fueron 3 257,66 Pa y 752,88 Pa, respectivamente, los cuales están por debajo de los límites máximos fijados por el servicio de intercambio de calor para ambas corrientes. El intercambiador de calor multi-tubos diseñado presentará una longitud total de 5,76 m.

Palabras clave.

Área de intercambio de calor, intercambiador de calor multi-tubo, caída de presión, longitud del tubo

Abstract.

A type of heat exchanger that has gained adequate attention owing to its simplicity, robustness and extensive variety of applications is the multi-tube heat exchanger. In the present work a multi-tube heat exchanger was designed from the thermo-hydraulic point of view, in order to heat a methanol stream to 60 °C using water condensate as the heat transfer agent. To design this equipment, a classical, well known calculation methodology was employed, where several important design parameters were calculated such as the overall heat transfer coefficient (575.17 W/m².K), the required heat exchange area (2.025 m²) and the Log Mean Temperature Difference (38.02 °C). The calculated pressure drop values of the methanol and water streams were 3,257.66 Pa and 752.88 Pa, respectively, which are lower than the maximum limits set by the heat exchange service for both streams. The designed multi-tube heat exchanger will present a total length of 5.76 m.

Keywords.

Heat exchange area, multi-tube heat exchanger, pressure drop, tube length.

1. Introducción

Los intercambiadores de calor son aparatos térmicos diseñados para el intercambio eficiente de calor entre dos fluidos, ya sea que estos estén en contacto directo, mezclados o separados por una pared sólida delgada (no mezclados). Se presentan en una variedad de tamaños, formas y tipos de construcción, dependiendo del propósito industrial. El rendimiento de los intercambiadores de calor puede mejorarse mediante un diseño adecuado y el establecimiento de especificaciones óptimas de operación. Por lo tanto, la mejora continua de los diferentes aspectos del diseño y de las características de rendimiento de los intercambiadores de calor es el objetivo principal tanto de los investigadores como de los fabricantes que trabajan en este campo [1].

El diseño térmico de los intercambiadores de calor depende en gran medida de las propiedades físicas para obtener los coeficientes de transferencia de calor y, por lo tanto, para realizar los cálculos de diseño, como el área de intercambio de calor y los coeficientes globales de transferencia de calor [2].

Entre los intercambiadores de calor tubulares más comunes utilizados hoy en día en muchas industrias se encuentran los intercambiadores de calor multitudculares (MTHE), los cuales comprenden varios tubos de pequeño diámetro alineados en paralelo dentro de una carcasa exterior de mayor diámetro (Figura 1). En los diseños soldados, los tubos interiores y la carcasa están soldados a las placas tubulares [3].

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

² University of Camagüey; Faculty of Applied Sciences; zamira.sarduy@reduc.edu.cu; <https://orcid.org/0000-0003-1428-3809>, Camagüey, Cuba.

³ Center of Genetic Engineering and Biotechnology of Camagüey; arlenis.alfaro@cigb.edu.cu; <https://orcid.org/0000-0003-2975-6867>, Camagüey, Cuba.

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

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



Fig. 1. Vista general de un intercambiador de calor multitubular.

Fuente: [3].

Apropiados para calefacción, enfriamiento, esterilización y tratamiento térmico, los intercambiadores de calor multitubulares (MTHE) pueden procesar una amplia variedad de líquidos (lácteos, jugos, salsas, bebidas, alimentos procesados) desde bajas hasta viscosidades medias/altas, dependiendo del propósito. También pueden ser utilizados para productos con partículas cuando están equipados con una placa tubular cónica [3].

Debido a su ensamblaje con configuraciones distintivas de tubos interiores agrupados dentro de una carcasa exterior, los MTHE generan una superficie significativa de intercambio de calor en un espacio volumétrico razonablemente pequeño. Esta configuración hace que este tipo de intercambiador de calor sea valioso para manejar una amplia gama de caudales. Entre las principales características que presentan este tipo de intercambiadores de calor se encuentran [3]:

1. El uso de fuelles de expansión térmica para absorber diferencias de dilatación.
2. Placa tubular cónica para líquidos que contienen partículas.
3. Los deflectores se instalan comúnmente para proporcionar resistencia mecánica y mejorar la transferencia de calor en el lado de la carcasa.
4. El lado del producto puede ser inspeccionado eliminando las curvas entre unidades. Todos los tubos interiores son observables.
5. Bajo costo, mantenimiento sencillo con el único requisito de reemplazar periódicamente las juntas en las conexiones.

Según [4], estas unidades son normalmente construidas por empresas especializadas, y existen varios sistemas de cierre protegidos por patentes. Pueden ser una solución económica en casos donde los caudales son relativamente pequeños y se requiere aplicar una configuración a contracorriente.

Están limitados a unos pocos tubos interiores, ya que para tamaños mayores este tipo de ensamblaje se vuelve complicado. No son una solución competitiva frente a los intercambiadores de calor de carcasa y tubos (STHE), aunque son más económicos que estos [5], y están

restringidos a aplicaciones donde el área de transferencia de calor requerida sea menor a 10 o 15 m² [4].

Un análisis térmico eficiente y preciso de los MTHE proporciona la base para un diseño exitoso [6]. La atención principal en el diseño de los MTHE es la eficiencia en la disipación de calor mediante conducción sólida y convección forzada. Un buen MTHE debe contar con una configuración multitubular óptima para disipar la mayor cantidad de calor posible [6].

Existen pocos estudios reportados en la literatura publicada abiertamente donde se diseñe o dimensione un intercambiador de calor multitubular. En este sentido, en [7] se propone un intercambiador de calor multitubular coaxial (CMTHE) e integrado con un ciclo Orgánico de Rankine (ORC) geotérmico de 50 kW, con el objetivo de realizar dos pruebas de campo para examinar la respuesta del sistema ORC ante cambios aplicados al CMTHE. En este estudio, el fluido de trabajo en el lado de los tubos del intercambiador es agua pura con un caudal de 13 toneladas por hora, mientras que en el lado de la carcasa el fluido de trabajo es agua geotérmica caliente (120 °C). El CMTHE utilizado en este trabajo tiene una longitud total de 11 m, un área efectiva de transferencia de calor de 18.6 m², y los diámetros interno y externo de los tubos son de 10.7 mm y 12.7 mm, respectivamente.

Otros autores [1] investigaron la influencia de varios parámetros operativos sobre el rendimiento de intercambiadores de calor de tubos concéntricos con aletas y de tipo hairpin multitubular sin aletas. Se desarrolló un programa informático para realizar cálculos termohidráulicos utilizando MATLAB. Luego, el código desarrollado en MATLAB fue verificado en cuanto a confiabilidad y precisión comparándolo con algunos diseños existentes y aceptables de intercambiadores de calor de tubo único con aletas y hairpin multitubulares sin aletas. El intercambiador de calor multitubular sin aletas de flujo a contracorriente evaluado en este estudio utilizó agua dulce en el lado de la carcasa y agua aceitosa en el lado de los tubos, con un caudal máscio de 6,622 kg/h para ambas corrientes. Los diámetros interno y externo de los tubos fueron de 17.95 mm y 22.21 mm, respectivamente; el número de tubos internos fue 7; las temperaturas de entrada del fluido del lado de los tubos (agua aceitosa) y del lado de la carcasa (agua dulce) fueron de 247 °C y 80 °C, respectivamente; y la longitud total del intercambiador de calor fue de 60.96 m. Finalmente, las pérdidas de presión permisibles para ambas corrientes de fluido fueron de 137,895.15 Pa, mientras que la pérdida de presión real del agua aceitosa en el lado de los tubos fue de 22,063.22 Pa.

Asimismo, en [6] se propuso un modelo matemático general para el diseño óptimo de eficiencia de transferencia de calor de intercambiadores de calor compactos multitubulares utilizando conceptos de optimización topológica. Para los objetivos de optimización, la configuración multitubular se



transformó en una distribución equivalente de material celular dentro de una sección transversal dada, la cual fue ejemplificada mediante dos variables de diseño: la densidad celular relativa local y el tamaño de celda.

Además, en [8] se llevó a cabo una investigación numérica sobre el rendimiento de un intercambiador de calor multitubular basado en material de cambio de fase, incorporando dos nuevas configuraciones de aletas. con el fin de mejorar la transferencia de calor. Finalmente, en una investigación experimental y numérica integral, [9] estudió intercambiadores de calor de doble tubo y multitubulares con superficies lisas y con aletas rectangulares, con el objetivo de presentar las condiciones operativas más óptimas.

Cierta planta química ubicada en Cuba necesita calentar una corriente de metanol líquido hasta 60 °C utilizando agua caliente (condensado), y para ello se propuso un intercambiador de calor multitubular, debido a que los caudales de los fluidos son relativamente pequeños, existe suficiente disponibilidad de espacio y hay limitaciones presupuestarias. En este contexto, en el presente trabajo se diseña un MTHE aplicando la metodología reportada en [10], donde se determinan varios parámetros importantes como el coeficiente global de transferencia de calor, el área requerida de intercambio térmico, la longitud del intercambiador de calor y la caída de presión de ambos fluidos.

2. Materiales y métodos

2.1. Planteamiento del problema

Se requiere precalentar 2,000 kg/h de una corriente de metanol líquido desde 30 °C hasta 60 °C utilizando 3,000 kg/h de agua caliente (condensado) disponible a 90 °C. Para ello, se propuso un intercambiador de calor multitubular con un diámetro interno de la carcasa de 72.1 mm, equipado con siete tubos interiores con diámetros interno y externo de 14 mm y 16 mm, respectivamente. Las caídas de presión para las corrientes de metanol y agua no deben superar los 3,500 y 1,000 Pa, respectivamente. El material de los tubos es acero al carbono; los fluidos fluirán en un arreglo a contracorriente dentro del intercambiador de calor, mientras que los factores de ensuciamiento para el metanol y el agua son 0.000352 y 0.000088 K·m²/W, respectivamente [11].

Según las recomendaciones reportadas por [12], el fluido frío (metanol) se ubicará en el lado de los tubos, mientras que el fluido caliente (agua) se ubicará en el lado de la carcasa. Los diámetros internos de las boquillas en el lado de los tubos y en el lado de la carcasa son de 32 mm y 50 mm, respectivamente, y el espesor de pared de los tubos es de 2 mm. Es necesario conocer la longitud de los tubos requerida por este intercambiador multitubular, así como las caídas de presión de ambas corrientes, para la transferencia de calor solicitada. el servicio de transferencia de calor. Para

el diseño del MTHE, debe emplearse la metodología de cálculo propuesta por [10].

2.2. Cálculo de la longitud de los tubos

Paso 1. Definición de los datos iniciales disponibles:

- Caudal másico de metanol (m_c).
- Caudal másico de agua (m_h).
- Temperatura de entrada del metanol (t_1).
- Temperatura de salida del metanol (t_2).
- Temperatura de entrada del agua (T_1).
- Diámetro interno de la carcasa (D_i).
- Diámetro interno de los tubos (d_i).
- Diámetro externo de los tubos (d_e).
- Diámetro interno de la boquilla del lado de los tubos (d_N).
- Diámetro interno de la boquilla del lado de la carcasa (D_N).
- Conductividad térmica del material de los tubos (acero al carbono) (k_t).
- Espesor de pared de los tubos (e_t).
- Factor de ensuciamiento del metanol (R_c).
- Factor de ensuciamiento del agua (R_h).
- Número de tubos interiores (n).
- Caída de presión máxima permitida para el metanol [$\Delta P_{(c(a))}$].
- Caída de presión máxima permitida para el agua [$\Delta P_{(h(a))}$].

Paso 2. Temperatura promedio del metanol (\bar{t}):

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

Paso 3. Parámetros físicos del metanol a la temperatura promedio determinada en el paso 1:

Los siguientes parámetros deben definirse para el metanol a la temperatura promedio:

- Densidad (ρ_c) [kg/m³].
- Viscosidad (μ_c) [Pa·s].
- Capacidad calorífica (Cp_c) [J/kg·K].
- Conductividad térmica (k_c) [W/m·K].

Paso 4. Carga térmica (Q):

$$Q = \frac{m_c}{3,600} \cdot Cp_c \cdot (t_2 - t_1) \quad (2)$$

Paso 5. Capacidad calorífica del agua (Cp_h) a la temperatura de entrada del agua (T_1).

Paso 6. Temperatura de salida del agua (T_2):

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

Paso 7. Temperatura promedio del agua (\bar{T}):

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (4)$$



Paso 8. Parámetros físicos del agua a la temperatura promedio determinada en el paso 6:

Los siguientes parámetros deben definirse para el agua a su temperatura promedio:

- Densidad (ρ_h) [kg/m³].
- Viscosidad (μ_h) [Pa·s].
- Conductividad térmica (k_h) [W/m·K].

Paso 9. Área de la sección transversal del tubo (a_t):

$$a_t = n \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (5)$$

Paso 10. Velocidad del metanol en el lado de los tubos (v_c):

$$v_c = \frac{m_c}{\rho_c \cdot a_t} \quad (6)$$

Paso 11. Número de Reynolds del metanol (Re_c):

$$Re_c = \frac{d_i \cdot v_c \cdot \rho_c}{\mu_c} \quad (7)$$

Paso 12. Número de Prandtl del metanol (Pr_c):

$$Pr_c = \frac{Cp_c \cdot \mu_c}{k_c} \quad (8)$$

Paso 13. Número de Nusselt del metanol (Nu_c):

Como indica [10], el número de Nusselt depende del valor del número de Reynolds del fluido dentro del intercambiador de calor. En consecuencia:

Región laminar ($Re_c \leq 2,300$):

$$Nu_c = 1.86 \cdot Re_c^{0.33} \cdot Pr_c^{0.33} \cdot \left(\frac{d_i}{L}\right)^{0.33} \quad (9)$$

• Región Intermedia ($2,300 < Re_c < 8,000$):

$$Nu_c = (0.037 \cdot Re_c^{0.75} - 6.66) \cdot Pr_c^{0.42} \quad (10)$$

• Región Turbulenta ($Re_c \geq 8,000$):

$$Nu_c = 0.023 \cdot Re_c^{0.8} \cdot Pr_c^{0.33} \quad (11)$$

Paso 14. Coeficiente de transferencia de calor por convección para el metanol (h_c):

$$h_c = \frac{Nu_c \cdot k_c}{d_i} \quad (12)$$

Paso 15. Coeficiente de transferencia de calor por convección para el metanol basado en el área de la superficie exterior del tubo (h_{co}):

$$h_{co} = h_c \cdot \frac{d_i}{d_e} \quad (13)$$

Paso 16. Sección transversal del flujo en la carcasa ():

$$a_{shell} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - n \cdot d_e^2) \quad (14)$$

Paso 17. Velocidad del agua en la carcasa ():

$$v_h = \frac{\frac{m_h}{3,600}}{\rho_h \cdot a_{shell}} \quad (15)$$

Paso 18. Diámetro hidráulico para el intercambio de calor ():

$$d_h = \frac{D_i^2 - n \cdot d_e^2}{n \cdot d_e} \quad (16)$$

Paso 19. Número de Reynolds del agua (Re_h):

$$Re_h = \frac{d_h \cdot v_h \cdot \rho_h}{\mu_h} \quad (17)$$

Paso 20. Número de Prandtl del agua (Pr_h):

$$Pr_h = \frac{Cp_h \cdot \mu_h}{k_h} \quad (18)$$

• Paso 21. Número de Nusselt del agua (Nu_h):

• Región Laminar ($Re_h \leq 2,300$):

$$Nu_h = 1.86 \cdot Re_h^{0.33} \cdot Pr_h^{0.33} \cdot \left(\frac{d_h}{L}\right)^{0.33} \quad (19)$$

• Región Intermedia ($2,300 < Re_h < 8,000$):

$$Nu_h = (0.037 \cdot Re_h^{0.75} - 6.66) \cdot Pr_h^{0.42} \quad (20)$$

• Región Turbulenta ($Re_h \geq 8,000$):

$$Nu_h = 0.023 \cdot Re_h^{0.8} \cdot Pr_h^{0.33} \quad (21)$$

Paso 22. Coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua (h_h):

$$h_h = \frac{Nu_h \cdot k_h}{d_h} \quad (22)$$

Paso 23. Coeficiente global de transferencia de calor (U):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{co}} + \frac{1}{h_h} + \frac{e_t}{k_t} + R_c + R_h} \quad (23)$$

Paso 24. Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD):

• Para una configuración de contracorriente:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (24)$$

Paso 25. Área requerida de intercambio de calor (A_req):

$$A_{req} = \frac{Q}{U \cdot LMTD} \quad (25)$$

Paso 26. Longitud del intercambiador de calor ():

$$L = \frac{A_{req}}{\pi \cdot n \cdot d_e} \quad (26)$$

2.3. Cálculo de las caídas de presión.

Paso 27. Área de la sección transversal de la boquilla del lado de los tubos (a_{N(t)}):

$$a_{N(t)} = \frac{\pi \cdot d_N^2}{4} \quad (27)$$

Paso 28. Velocidad de flujo del metanol en la boquilla del lado de los tubos (v_{N(c)}):



$$v_{N(c)} = \frac{\frac{m_c}{3,600}}{\rho_c \cdot a_{N(t)}} \quad (28)$$

Paso 29. Caída de presión en la boquilla del metanol en el lado de los tubos ($\Delta p_{\{N(c)\}}$):

$$\Delta p_{N(c)} = 1.5 \cdot \frac{v_{N(c)}^2 \cdot \rho_c}{2} \quad (29)$$

Paso 30. Factor de fricción del metanol (f_c):

$$f_c = \frac{0.275}{Re_c^{0.2}} \quad (30)$$

Paso 31. Caída de presión por fricción del metanol en el lado de los tubos ($\Delta p_{\{f(c)\}}$):

$$\Delta p_{f(c)} = f_c \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{v_c^2 \cdot \rho_c}{2} \quad (31)$$

Paso 32. Caída de presión total del metanol en el lado de los tubos (Δp_c):

$$\Delta p_c = \Delta p_{N(c)} + \Delta p_{f(c)} \quad (32)$$

Paso 33. Área de la sección transversal de la boquilla del lado de la carcasa ($a_{\{N(s)\}}$):

$$a_{N(s)} = \frac{\pi \cdot D_N^2}{4} \quad (33)$$

Paso 34. Velocidad de flujo del agua en la boquilla del lado de la carcasa ($v_{\{N(h)\}}$):

$$v_{N(h)} = \frac{\frac{m_h}{3,600}}{\rho_h \cdot a_{N(s)}} \quad (34)$$

Paso 35. Caída de presión en la boquilla del agua en el lado de la carcasa ($\Delta p_{\{N(h)\}}$):

$$\Delta p_{N(h)} = 1.5 \cdot \frac{v_{N(h)}^2 \cdot \rho_h}{2} \quad (35)$$

Paso 36. Diámetro hidráulico para la caída de presión (d'_h):

$$d'_h = \frac{D_i^2 - n \cdot d_e^2}{D_i + n \cdot d_e} \quad (36)$$

Paso 37. Número de Reynolds del agua para la caída de presión (Re'_h):

$$Re'_h = \frac{d'_h \cdot v_h \cdot \rho_h}{\mu_h} \quad (37)$$

Paso 38. Factor de fricción del agua (f_h):

$$f_h = \frac{0.275}{Re_h'^{0.2}} \quad (38)$$

Paso 39. Caída de presión por fricción del agua en el lado de la carcasa ($\Delta p_{\{f(h)\}}$):

$$\Delta p_{f(h)} = f_h \cdot \frac{L}{d'_h} \cdot \frac{v_h^2 \cdot \rho_h}{2} \quad (39)$$

Paso 40. Caída de presión total del agua en el lado de la carcasa (Δp_h):

$$\Delta p_h = \Delta p_{N(h)} + \Delta p_{f(h)} \quad (40)$$

3. Resultados

Los pasos seguidos para determinar la longitud requerida de los tubos y la caída de presión de ambos fluidos, entre otros parámetros importantes, se presentan a continuación, con el

fin de diseñar el intercambiador de calor multitubo desde el punto de vista termo-hidráulico.

3.1. Longitud del tubo

Paso 1. Definición de los datos iniciales disponibles:

- Caudal másico de metanol (m_c): 2,000 kg/h
- Caudal másico de agua (m_h): 3,000 kg/h
- Temperatura de entrada del metanol (t_1): 30 °C
- Temperatura de salida del metanol (t_2): 60 °C
- Temperatura de entrada del agua (T_1): 90 °C
- Diámetro interno de la carcasa (D_i): 0.0721 m
- Diámetro interno de los tubos (d_i): 0.014 m
- Diámetro externo de los tubos (d_e): 0.016 m
- Diámetro interno de la boquilla del lado de los tubos (d_N): 0.032 m
- Diámetro interno de la boquilla del lado de la carcasa (D_N): 0.050 m
- Conductividad térmica del acero al carbono (k_t): 43 W/m·K [11]
- Espesor de pared del tubo (e_t): 0.002 m
- Factor de incrustación del metanol (R_c): 0.000352 K·m²/W [11]
- Factor de incrustación del agua (R_h): 0.000088 K·m²/W [11]
- Número de tubos (n): 7
- Caída de presión máxima permitida para el metanol ($\Delta P_{\{c(a)\}}$): 3,500 Pa
- Caída de presión máxima permitida para el agua ($\Delta P_{\{h(a)\}}$): 1,000 Pa

Paso 2. Temperatura promedio del metanol (\bar{t}):

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{30 + 60}{2} = 45 ^\circ C \quad (1)$$

Paso 3. Parámetros físicos del metanol a la temperatura promedio determinada en el paso 1:

Según [13], el metanol presenta los siguientes valores para los parámetros físicos solicitados:

Densidad (ρ_c) = 770.12 kg/m³

Viscosidad (μ_c) = 0.000423 Pa·s

Capacidad calorífica (Cp_c) = 2,657.53 J/kg·K

Conductividad térmica (k_c) = 0.1943 W/m·K

Paso 4. Carga térmica (Q):

$$Q = \frac{m_c}{3,600} \cdot Cp_c \cdot (t_2 - t_1) \quad (2)$$

$$Q = \frac{2,000}{3,600} \cdot 2,657.53 \cdot (60 - 30)$$

$$Q = 44,292.17 W$$

Paso 5. Capacidad calorífica del agua ($[Cp]_h$) a la temperatura de entrada del agua (T_1).



Según lo reportado por [13], la capacidad calorífica del agua a 90 °C es 4,205.21 J/kg·K.

Paso 6. Temperatura de salida del agua (T_2):

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

$$T_2 = 90 - \frac{44,292.17}{\frac{3,000}{3,600} \cdot 4,205.21}$$

$$T_2 = 77.36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Paso 7. Temperatura promedio del agua (\bar{T}):

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{90 + 77.36}{2} = 83.68 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4)$$

Paso 8. Parámetros físicos del agua a la temperatura promedio determinada en el paso 6:

De acuerdo con [14], el agua presenta los valores de los parámetros físicos que se muestran a continuación a la temperatura promedio de 83.68 °C.

Densidad (ρ_h) = 969.46 kg/m³.

Viscosidad (μ_h) = 0.000339 Pa.s.

Conductividad térmica (k_h) = 0.6721 W/m·K.

La Tabla 1 presenta los valores de los parámetros calculados en los pasos 9-26.

Tabla 1. Resultados de los parámetros calculados en los pasos 9-26.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
9	Área de la sección transversal del tubo	a_t	0.001077	m²
10	Velocidad del metanol en el lado de los tubos	v_c	0.670	m/s
11	Número de Reynolds del metanol ¹	Re_c	17,077.36	-
12	Número de Prandtl del metanol	Pr_c	5.78	-
13	Número de Nusselt del metanol ²	Nu_c	99.56	-
14	Coeficiente de transferencia de calor convectivo para el metanol	h_c	1,381.75	W/m².K

15	Coeficiente de transferencia de calor convectivo para el metanol basado en el área externa del tubo	h_{co}	1,209.03	W/m².K
16	Sección transversal del flujo en la carcasa	a_{shell}	0.00267	m²
17	Velocidad del agua en la carcasa	v_h	0.322	m/s
18	Diámetro hidráulico para el intercambio de calor	d_h	0.0304	m
19	Número de Reynolds del agua ³	Re_h	27,993.66	-
20	Número de Prandtl del agua	Pr_h	2.12	-
21	Número de Nusselt del agua ⁴	Nu_h	106.43	-
22	Coeficiente de transferencia de calor convectivo para el agua	h_h	2,353.01	W/m².K
23	Coeficiente global de transferencia de calor	U	575.17	W/m².K
24	Diferencia de temperatura media logarítmica	$LMTD$	38.02	°C
25	Área requerida de intercambio de calor	A_{req}	2.025	m²
26	Longitud del intercambiador de calor	L	5.76	m

Dado que $[\text{Re}]_c > 8,000$, el metanol fluirá en régimen turbulento dentro del intercambiador de calor.

Dado que $[\text{Re}]_c > 8,000$, la ecuación empleada para determinar el número de Nusselt del metanol fue la número (11).

Dado que $[\text{Re}]_h > 8,000$, el agua fluirá en régimen turbulento dentro del intercambiador de calor.

Dado que $[\text{Re}]_h > 8,000$, se empleó la ecuación (21) para determinar el número de Nusselt del agua.

Fuente: Elaboración propia

3.2. Caídas de presión.

La Tabla 2 muestra los resultados de los parámetros calculados en los pasos 27-40.

Tabla 2. Resultados de los parámetros calculados en los pasos 27-40.

Paso	Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
27	Área de la sección transversal de la boquilla del lado de tubos	$a_{N(t)}$	0.00080	m^2
28	Velocidad de flujo de metanol en la boquilla del lado de tubos	$v_{N(c)}$	0.902	m/s
29	Caída de presión en la boquilla del metanol en el lado de tubos	$\Delta p_{N(c)}$	469.93	Pa
30	Factor de fricción del metanol	f_c	0.0392	-
31	Caída de presión por fricción del metanol en el lado de tubos	$\Delta p_{f(c)}$	2,787.73	Pa
32	Caída de presión total del metanol en el lado de tubos	Δp_c	3,257.66	Pa
33	Área de la sección transversal de la boquilla del lado de carcasa	$a_{N(s)}$	0.00196	m^2
34	Velocidad de flujo de agua en la boquilla del lado de carcasa	$v_{N(h)}$	0.438	m/s
35	Caída de presión en la boquilla del agua en el lado de carcasa	$\Delta p_{N(h)}$	139.49	Pa
36	Diámetro hidráulico para la caída de presión	d'_h	0.0185	m
37	Número de Reynolds del agua para la caída de presión	Re'_h	17,035.61	-
38	Factor de fricción del agua	f_h	0.0392	-
39	Caída de presión por fricción del agua en el lado de carcasa	$\Delta p_{f(h)}$	613.39	Pa
40	Caída de presión total del agua en el lado de carcasa	Δp_h	752.88	Pa

Fuente: Elaboración propia

4. Discusión.

Según los resultados mostrados en la Tabla 1, la velocidad del metanol en el lado de los tubos fue de 0.670 m/s, lo cual es 2.08 veces mayor que la velocidad del agua en la carcasa;

esto se debe al menor valor que presentan la densidad del metanol (770.12 kg/m³) y el área de la sección transversal del tubo (0.001077 m²) con respecto a la densidad del agua (969.46 kg/m³) y el área de la sección transversal del flujo en la carcasa (0.00267 m²).

El número de Reynolds del agua (27,993.66) es 1.64 veces mayor que el número de Reynolds del metanol (17,077.36), lo que se debe al mayor valor que presentan la densidad del agua (969.46 kg/m³) y el diámetro hidráulico para el intercambio de calor (0.0304), y al menor valor de la viscosidad del agua (0.000339 Pa.s) con respecto a los valores de la densidad del metanol (770.12 kg/m³), el diámetro interno del tubo (0.014 m) y la viscosidad del metanol (0.000423 Pa.s). Cabe destacar que ambos fluidos fluyen en régimen turbulento, ya que ambos números de Reynolds están por encima de 8,000 [10].

El coeficiente convectivo de transferencia de calor del agua (2,353.01 W/m².K) es 1.70 veces mayor que el coeficiente convectivo de transferencia de calor para el metanol (1,381.75 W/m².K), principalmente porque el número de Nusselt (106.43) y la conductividad térmica (0.6721 W/m.K) del agua son mayores que el número de Nusselt (99.56) y la conductividad térmica (0.1943 W/m.K) del metanol.

La carga térmica fue de 44,292.17 W, mientras que la temperatura de salida calculada del agua fue de 77.36 °C. El valor del coeficiente global de transferencia de calor fue de 575.17 W/m².K, lo cual concuerda con los valores reportados por [4] y [11], mientras que la diferencia de temperatura media logarítmica fue de 38.02 °C. El intercambiador de calor multitubo diseñado necesitará un área de intercambio térmico de 2.025 m², lo que corresponde a los valores reportados por [4] para este tipo de intercambiadores, requiriendo así una longitud total de 5.76 m, que puede considerarse adecuada [3]. En [10], se diseñó un intercambiador multitubo y los resultados del área de intercambio térmico y la longitud total del tubo fueron 1.01 m² y 2.90 m, respectivamente.

La caída de presión en la boquilla del metanol en el lado de tubos (469.93 Pa) es 3.37 veces mayor que la caída de presión en la boquilla del agua en el lado de la carcasa (139.49 Pa), lo cual se debe al hecho de que la velocidad de flujo del metanol en la boquilla del lado de tubos (0.902 m/s) es casi el doble que la velocidad de flujo del agua en la boquilla del lado de carcasa (0.438 m/s). Esto ocurre porque el diámetro interno de la boquilla del lado de tubos (0.032 m) es menor que el diámetro interno de la boquilla del lado de carcasa (0.050 m), resultando en un área de sección transversal menor para la boquilla del lado de tubos (0.00080 m²) con respecto al área de la boquilla del lado de carcasa (0.00196 m²), lo que influye en el mayor valor obtenido para la velocidad de flujo del metanol en la boquilla del lado de tubos en comparación con la velocidad



de flujo del agua en la boquilla del lado de carcasa, boquilla del lado de la carcasa. Por otro lado, la caída de presión por fricción del metanol en el lado de los tubos (2,787.73 Pa) es 4.54 veces mayor que la caída de presión por fricción del agua en el lado de la carcasa (613.39 Pa), lo cual se debe a que la velocidad del metanol en el lado de los tubos (0.670 m/s) es mayor y el diámetro interno de los tubos (0.014 m) es menor que la velocidad del agua en la carcasa (0.322 m/s) y el diámetro hidráulico para la caída de presión (0.0185 m), respectivamente. Cabe mencionar que el valor del factor de fricción del metanol es igual al valor del factor de fricción del agua, es decir, ambos tienen un valor de 0.0392, lo cual es un resultado interesante.

La discusión anterior explica por qué la caída total de presión del metanol en el lado de los tubos (3,257.66 Pa) es 4.32 veces mayor que la caída total de presión del agua en el lado de la carcasa (752.88 Pa), ya que tanto la caída de presión en la boquilla del metanol en el lado de los tubos como la caída de presión por fricción del metanol en el lado de los tubos son mayores que la caída de presión en la boquilla del agua en el lado de la carcasa y la caída de presión por fricción del agua en el lado de la carcasa, respectivamente. Este resultado concuerda con lo reportado por [10].

La Figura 2 muestra el esquema del intercambiador multitubo diseñado (MTHE), con sus principales parámetros de diseño y la información numérica de ambos flujos.

Fig. 2. Esquema del MTHE diseñado.
Fuente: Elaboración propia.

5. Conclusiones.

Se diseñó un intercambiador de calor multitubo desde el punto de vista termo-hidráulico, con el fin de calentar un flujo de metanol a 60 °C utilizando condensado de agua a 90 °C. La metodología de cálculo empleada en este estudio para diseñar el MTHE fue la reportada por [10]. Se determinaron varios parámetros importantes de diseño, tales como la diferencia de temperatura media logarítmica (38.02 °C), el coeficiente global de transferencia de calor (575.17 W/m².K), el área requerida para el intercambio térmico (2.025 m²), así como los números de Reynolds, Prandtl y...

Números de Nusselt y coeficientes de transferencia de calor convectiva para ambos fluidos. También se calcularon las caídas de presión de ambos flujos, cuyos valores están por debajo de los límites máximos establecidos por el servicio de intercambio térmico. El intercambiador de calor multitubo diseñado tendrá una longitud total de 5.76 m.

6.- Author Contributions.

1. Conceptualization: Amaury Pérez Sánchez.
2. Data curation: Zamira María Sarduy Rodríguez.

3. Formal Analysis: Amaury Pérez Sánchez, Arlenis Cristina Alfaro Martínez.
4. Acquisition of funds: Not applicable.
5. Research: Amaury Pérez Sánchez, Arlenis Cristina Alfaro Martínez, Zamira María Sarduy Rodríguez.
6. Methodology: Amaury Pérez Sánchez, Elizabeth Ranero González.
7. Project management: Not applicable.
8. Resources: Not applicable.
9. Software: Not applicable.
10. Supervision: Amaury Pérez Sánchez.
11. Validation: Amaury Pérez Sánchez, Eddy Javier Pérez Sánchez.
12. Visualization: Not applicable.
13. Writing – original draft: Elizabeth Ranero González, Eddy Javier Pérez Sánchez.
14. Writing - revision y editing: Amaury Pérez Sánchez.

7.- References.

- [1] Ballil and S. Jolgam, "Analysis and Performance Evaluation of Counter Flow Hairpin Heat Exchangers," *American Academic Scientific Research Journal for Engineering, Technology, and Sciences*, vol. 85, no. 1, pp. 170-188, 2022. https://asrjtsjournal.org/index.php/American_Scientific_Journal/article/view/7324
- [2] D. D. Clarke, C. R. Vasquez, W. B. Whiting, and M. Greiner, "Sensitivity and uncertainty analysis of heat-exchanger designs to physical properties estimation," *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, pp. 993-1017, 2001. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00101-0](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00101-0)
- [3] SPX FLOW, "ParaTube MultiTube Heat Exchangers - Welded Design for Sanitary Applications," ed. North Carolina, USA: SPX FLOW, Inc., 2019. <https://www.spxfollow.com/assets/original/apv-he-multipipe-flr-us.pdf>
- [4] E. Cao, *Heat transfer in process engineering*. New York, USA: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2010. <https://www.accessengineeringlibrary.com/content/book/9780071624084>
- [5] R. Sinnott and G. Towler, *Chemical Engineering Design*, 6th ed. Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann, 2020. <https://doi.org/10.1016/C2017-0-01555-0>
- [6] Wang, G. D. Cheng, and L. Jiang, "Design of multi-tubular heat exchangers for optimum efficiency of heat dissipation," *Engineering Optimization*, vol. 40, no. 8, pp. 767-788, 2008. <http://dx.doi.org/10.1080/03052150802054027>
- [7] J. C. Hsieh, Y. R. Lee, T. R. Guo, L. W. Liu, P. Y. Cheng, and C. C. Wang, "A Co-axial multi-tube heat exchanger applicable for a Geothermal ORC power plant," *Energy Procedia*, vol. 61, pp. 874-877, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.11.985>
- [8] Dandotiya and N. D. Bunker, "Numerical investigation of heat transfer enhancement in a multitube thermal energy storage heat exchanger using fins," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 72, no. 5, pp. 389-400, 2017. <http://dx.doi.org/10.1080/10407782.2017.1376976>
- [9] J. Taborek, "Double-Pipe and Multitube Heat Exchangers with Plain and Longitudinal Finned Tubes," *Heat Transfer Engineering*, vol. 18, no. 2, pp. 34-45, 1997. <http://dx.doi.org/10.1080/01457639708939894>
- [10] M. Nitsche and R. O. Gbadamosi, *Heat Exchanger Design Guide*. Oxford, UK: Butterworth Heinemann, 2016. <https://doi.org/10.1016/C2014-0-04971-4>
- [11] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramanikaroenkij, *Heat Exchangers. Selection, Rating and Thermal Design*, 3rd ed. Boca Raton, USA: CRC Press, 2012. <https://doi.org/10.1201/b11784>



- [12] R. K. Sinnott, *Chemical Engineering Design*, 4th ed. Oxford, UK: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.
- [13] W. Green and M. Z. Southard, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 9th ed. New York, USA: McGraw-Hill Education, 2019.
- [14] ChemicaLogic, "Thermodynamic and Transport Properties of Water and Steam," Version 2.0 Burlington, USA: ChemicaLogic Corporation, 2003.

Nomenclature

$a_{N(s)}$	Cross section area of the shell-side nozzle	m^2
$a_{N(t)}$	Cross section area of the tube-side nozzle	m^2
a_{shell}	Flow cross-section in the shell	m^2
a_t	Cross section area of tube	m^2
A_{req}	Required heat exchange area	m^2
C_p	Heat capacity	J/kg.K
d_e	External diameter of tubes	m
d_h	Hydraulic diameter for heat exchange	m
d'_h	Hydraulic diameter for the pressure drop	m
d_i	Internal diameter of tubes	m
d_N	Internal diameter of the tube side nozzle	m
D_i	Internal diameter of shell	m
D_N	External diameter of the shell side nozzle	m
e_t	Tube wall thickness	m
f	Friction factor	-
h	Convective heat transfer coefficient	$\text{W/m}^2.\text{K}$
h_o	Convective heat transfer coefficient based on the tube outer surface area	
k	Thermal conductivity	W/m.K
k_t	Thermal conductivity of the tube material (carbon steel)	W/m.K
L	Length of the heat exchanger	
$LMTD$	Log Mean Temperature Difference	$^{\circ}\text{C}$
m	Mass flowrate	kg/h
n	Number of tubes	-
Nu	Nusselt number	-
Pr	Prandtl number	-
Δp	Total pressure drop	Pa
$\Delta P_{(a)}$	Maximum allowable pressure drop	Pa
$\Delta p_{f(c)}$	Frictional pressure drop of cold fluid in the tube side	Pa
$\Delta p_{f(h)}$	Frictional pressure drop of hot fluid in the shell side	Pa
$\Delta p_{N(c)}$	Nozzle pressure drop of cold fluid in the tube side	Pa
$\Delta p_{N(h)}$	Nozzle pressure drop of hot fluid in the shell side	Pa
Q	Heat duty	W
R	Fouling factor	$\text{K.m}^2/\text{W}$

Re	Reynolds number	-
Re'	Reynolds number for pressure drop	
t	Temperature of the cold fluid	$^{\circ}\text{C}$
\bar{t}	Average temperature of the cold fluid	$^{\circ}\text{C}$
T	Temperature of the hot fluid	$^{\circ}\text{C}$
\bar{T}	Average temperature of the hot fluid	$^{\circ}\text{C}$
U	Overall heat transfer coefficient	$\text{W/m}^2.\text{K}$
v	Velocity	m/s
$v_{N(c)}$	Flow velocity of cold fluid in the tube-side nozzle	m/s
$v_{N(h)}$	Flow velocity of hot fluid in the shell-side nozzle	m/s

Greek symbols

ρ	Density	kg/m^3
μ	Viscosity	Pa.s

Subscripts

1	Inlet
2	Outlet
c	Cold fluid (methanol)
h	Hot fluid (water)