



Projeto termo-hidráulico de um permutador de calor multitubular para aquecimento de metanol.

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

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

Recebido: 15/12/2024 – Aceite: 15/03/2025 – Publicado: 01/07/2025

Artigos de
Investigação



Artigos de
Revisão



Artigos de
Ensaio



* Autor para correspondência.



Resumo

Um tipo de permutador de calor que tem ganho atenção significativa devido à sua simplicidade, robustez e ampla variedade de aplicações é o permutador de calor multitubular. No presente trabalho, foi projetado um permutador de calor multitubular do ponto de vista termo-hidráulico, com o objetivo de aquecer uma corrente de metanol até 60 °C, utilizando condensado de água como fluido de transferência de calor. Para o dimensionamento deste equipamento, foi empregue uma metodologia de cálculo clássica e amplamente reconhecida, onde foram calculados diversos parâmetros importantes de projeto, tais como o coeficiente global de transferência de calor (575,17 W/m².K), a área de transferência de calor necessária (2,025 m²) e a Diferença de Temperatura Média Logarítmica (38,02 °C). Os valores calculados para a queda de pressão nas correntes de metanol e água foram de 3.257,66 Pa e 752,88 Pa, respectivamente, inferiores aos limites máximos estabelecidos para o serviço de permutação de calor em ambas as correntes. O permutador de calor multitubular projetado apresentará um comprimento total de 5,76 m.

Palavras-chave:

Área de transferência de calor, permutador de calor multitubular, queda de pressão, comprimento do tubo.

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

1. Introdução

Os permutadores de calor são dispositivos térmicos concebidos para a troca eficiente de calor entre dois fluidos, seja em contacto direto, misturados ou separados por uma parede sólida fina (não misturados). Apresentam-se numa variedade de tamanhos, formas e tipos de construção, dependendo do propósito industrial. O desempenho dos permutadores de calor pode ser melhorado através de um design adequado e do estabelecimento de especificações ótimas de operação. Por conseguinte, a melhoria contínua dos diferentes aspectos do design e das características de desempenho dos permutadores de calor é o principal

objetivo tanto dos investigadores como dos fabricantes que trabalham nesta área [1].

O design térmico dos permutadores de calor depende grandemente das propriedades físicas para obter os coeficientes de transferência de calor e, por isso, para realizar os cálculos de projeto, como a área de troca de calor e os coeficientes globais de transferência de calor [2].

Entre os permutadores de calor tubulares mais comuns utilizados atualmente em muitas indústrias encontram-se os permutadores de calor multitubulares (MTHE), que compreendem vários tubos de pequeno diâmetro alinhados em paralelo dentro de uma carcaça exterior de maior

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.

diâmetro (Figura 1). Nos projetos soldados, os tubos interiores e a carcaça estão soldados às placas tubulares [3].



Fig. 1. Vista geral de um permutador de calor multitubular.
Fonte: [3].

Adequados para aquecimento, arrefecimento, esterilização e tratamento térmico, os permutadores de calor multitubulares (MTHE) podem processar uma grande variedade de líquidos (lácteos, sumos, molhos, bebidas, alimentos processados) desde baixas até viscosidades médias/altas, dependendo do propósito. Também podem ser utilizados para produtos com partículas quando equipados com uma placa tubular cônica [3].

Devido à sua montagem com configurações distintas de tubos interiores agrupados dentro de uma carcaça exterior, os MTHE geram uma superfície significativa de troca de calor num espaço volumétrico razoavelmente pequeno. Esta configuração torna este tipo de permutador de calor valioso para gerir uma ampla gama de caudais. Entre as principais características deste tipo de permutadores de calor encontram-se [3]:

O uso de foles de expansão térmica para absorver diferenças de dilatação.

Placa tubular cônica para líquidos que contêm partículas.

Os deflectores são geralmente instalados para fornecer resistência mecânica e melhorar a transferência de calor no lado da carcaça.

O lado do produto pode ser inspecionado removendo as curvas entre unidades. Todos os tubos interiores são observáveis.

Baixo custo, manutenção simples com o único requisito de substituir periodicamente as juntas nas ligações.

Segundo [4], estas unidades são normalmente construídas por empresas especializadas, existindo vários sistemas de fecho protegidos por patente. Podem ser uma solução económica em casos onde os caudais são relativamente pequenos e é necessário aplicar uma configuração em contracorrente.

Estão limitados a alguns poucos tubos interiores, pois para tamanhos maiores este tipo de montagem torna-se complicado. Não são uma solução competitiva face aos

permutoadores de calor de casco e tubos (STHE), embora sejam mais económicos do que estes [5], e estão restringidos a aplicações onde a área de transferência de calor requerida seja inferior a 10 ou 15 m² [4].

Uma análise térmica eficiente e precisa dos MTHE fornece a base para um design bem-sucedido [6]. A principal atenção no design dos MTHE é a eficiência na dissipação de calor por condução sólida e convecção forçada. Um bom MTHE deve ter uma configuração multitubular ótima para dissipar a maior quantidade de calor possível [6].

Existem poucos estudos reportados na literatura aberta onde se projete ou dimensione um permutador de calor multitubular. Nesse sentido, em [7] propõe-se um permutador de calor multitubular coaxial (CMTHE) integrado com um ciclo Orgânico de Rankine (ORC) geotérmico de 50 kW, com o objetivo de realizar dois testes de campo para examinar a resposta do sistema ORC face a alterações aplicadas ao CMTHE. Neste estudo, o fluido de trabalho no lado dos tubos do permutador é água pura com um caudal de 13 toneladas por hora, enquanto no lado da carcaça o fluido de trabalho é água geotérmica quente (~120 °C). O CMTHE utilizado neste trabalho tem um comprimento total de 11 m, uma área efetiva de transferência de calor de 18,6 m², e os diâmetros interno e externo dos tubos são de 10,7 mm e 12,7 mm, respectivamente.

Outros autores [1] investigaram a influência de vários parâmetros operacionais no desempenho de permutadores de calor de tubos concêntricos com aletas e do tipo hairpin multitubular sem aletas. Foi desenvolvido um programa informático para realizar cálculos termo-hidráulicos usando MATLAB. Posteriormente, o código desenvolvido foi verificado quanto à fiabilidade e precisão, comparando-o com alguns projetos existentes e aceitáveis de permutadores de calor de tubo único com aletas e hairpin multitubulares sem aletas. O permutador de calor multitubular sem aletas com fluxo em contracorrente avaliado neste estudo utilizou água doce no lado da carcaça e água oleosa no lado dos tubos, com um caudal mássico de 6.622 kg/h para ambos os fluidos. Os diâmetros interno e externo dos tubos foram de 17,95 mm e 22,21 mm, respectivamente; o número de tubos interiores foi 7; as temperaturas de entrada do fluido do lado dos tubos (água oleosa) e do lado da carcaça (água doce) foram 247 °C e 80 °C, respectivamente; e o comprimento total do permutador foi de 60,96 m. Finalmente, as perdas de pressão permitidas para ambos os fluidos foram de 137.895,15 Pa, enquanto a perda real de pressão da água oleosa no lado dos tubos foi de 22.063,22 Pa.

Do mesmo modo, em [6] propôs-se um modelo matemático geral para o design ótimo de eficiência de transferência de calor de permutadores de calor compactos multitubulares utilizando conceitos de otimização topológica. Para os objetivos de otimização, a configuração multitubular foi



transformada numa distribuição equivalente de material celular dentro de uma secção transversal dada, exemplificada por duas variáveis de projeto: a densidade celular relativa local e o tamanho da célula.

Além disso, em [8] foi realizada uma investigação numérica sobre o desempenho de um permutador de calor multutubular baseado em material de mudança de fase, incorporando duas novas configurações de aletas, com o intuito de melhorar a transferência de calor. Finalmente, numa investigação experimental e numérica abrangente, [9] estudou permutadores de calor de tubo duplo e multutubulares com superfícies lisas e com aletas retangulares, com o objetivo de apresentar as condições operativas mais ótimas.

Uma certa fábrica química localizada em Cuba necessita aquecer uma corrente de metanol líquido até 60 °C utilizando água quente (condensado), tendo sido proposto um permutador de calor multutubular, devido aos caudais relativamente pequenos dos fluidos, à disponibilidade suficiente de espaço e a limitações orçamentais. Neste contexto, o presente trabalho projeta um MTHE aplicando a metodologia reportada em [10], onde se determinam vários parâmetros importantes como o coeficiente global de transferência de calor, a área requerida de troca térmica, o comprimento do permutador de calor e a queda de pressão de ambos os fluidos.

2. Materiais e métodos

2.1. Enquadramento do problema

É necessário pré-aquecer 2.000 kg/h de uma corrente de metanol líquido de 30 °C até 60 °C utilizando 3.000 kg/h de água quente (condensado) disponível a 90 °C. Para isso, foi proposto um permutador de calor multutubular com um diâmetro interno da carcaça de 72,1 mm, equipado com sete tubos interiores com diâmetros interno e externo de 14 mm e 16 mm, respectivamente. As quedas de pressão para as correntes de metanol e água não devem ultrapassar 3.500 e 1.000 Pa, respectivamente. O material dos tubos é aço carbono; os fluidos fluirão num arranjo em contracorrente dentro do permutador de calor, enquanto os fatores de sujidade para o metanol e a água são 0,000352 e 0,000088 K·m²/W, respectivamente [11].

De acordo com as recomendações reportadas por [12], o fluido frio (metanol) ficará no lado dos tubos, enquanto o fluido quente (água) ficará no lado da carcaça. Os diâmetros internos das bocas do lado dos tubos e do lado da carcaça são 32 mm e 50 mm, respectivamente, e a espessura da parede dos tubos é de 2 mm. É necessário conhecer o comprimento dos tubos requerido para este permutador multutubular, bem como as quedas de pressão de ambas as correntes, para a transferência de calor solicitada pelo serviço de troca térmica. Para o design do MTHE, deve ser empregue a metodologia de cálculo proposta por [10].

2.2. Cálculo do comprimento dos tubos

Passo 1. Definição dos dados iniciais disponíveis:

Caudal mássico de metanol (m_c).

Caudal mássico de água (m_h).

Temperatura de entrada do metanol (t_1).

Temperatura de saída do metanol (t_2).

Temperatura de entrada da água (T_1).

Diâmetro interno da carcaça (D_i).

Diâmetro interno dos tubos (d_i).

Diâmetro externo dos tubos (d_e).

Diâmetro interno da boca do lado dos tubos (d_N).

Diâmetro interno da boca do lado da carcaça (D_N).

Condutividade térmica do material dos tubos (aço carbono) (k_t).

Espessura da parede dos tubos (e_t).

Fator de sujidade do metanol (R_c).

Fator de sujidade da água (R_h).

Número de tubos interiores (n).

Queda de pressão máxima permitida para o metanol [$\Delta P_{c(a)}$].

Queda de pressão máxima permitida para a água [$\Delta P_{h(a)}$]).

Passo 2. Temperatura média do metanol (\bar{t}):

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

Passo 3. Parâmetros físicos do metanol à temperatura média determinada no passo 1:

Os seguintes parâmetros devem ser definidos para o metanol à temperatura média:

• Densidade (ρ_c) [kg/m³].

• Viscosidade (μ_c) [Pa·s].

• Capacidade calorífica (Cp_c) [J/kg·K].

• Condutividade térmica (k_c) [W/m·K].

Passo 4. Carga térmica (Q):

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

Passo 5. Capacidade calorífica da água (Cp_h) à temperatura de entrada da água (T_1):

Passo 6. Temperatura de saída da água (T_2):

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

Passo 7. Temperatura média da água (\bar{T}):

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

Passo 8. Parâmetros físicos da água à temperatura média determinada no passo 6:

Os seguintes parâmetros devem ser definidos para a água à sua temperatura média:



Densidade (ρ_h) [kg/m³].

Viscosidade (μ_h) [Pa·s].

Condutividade térmica (k_h) [W/m·K].

Passo 9. Área da secção transversal do tubo (a_t):

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

Passo 10. Velocidade do metanol no lado dos tubos (v_c):

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

Passo 11. Número de Reynolds do metanol (Re_c):

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

Passo 12. Número de Prandtl do metanol (Pr_c):

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

Passo 13. Número de Nusselt do metanol (Nu_c):

Conforme indicado por [10], o número de Nusselt depende do valor do número de Reynolds do fluido dentro do permutador de calor. Em consequência:

Região laminar ($Re_c \leq 2,300$):

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

• Região Intermédia ($2,300 < Re_c < 8,000$):

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

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

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

Passo 14. Coeficiente de transferência de calor por convecção para o metanol (h_c):

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

Passo 15. Coeficiente de transferência de calor por convecção para o metanol com base na área da superfície exterior do tubo (h_{co}):

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

Passo 16. Secção transversal do fluxo no invólucro ():

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

Passo 17. Velocidade da água no revestimento ():

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

Passo 18. Diâmetro hidráulico para troca de calor ():

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

Passo 19. Número de Reynolds da água (Re_h):

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

Passo 20. Número de Prandtl da água (Pr_h):

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

- Passo 21: Número de Nusselt da água (Nu_h):

- Região laminar ($Re_h \leq 2,300$):

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

- Região intermédia ($2,300 < Re_h < 8,000$):

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

- Região Turbulenta ($Re_h \geq 8,000$):

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

Passo 22. Coeficiente de transferência de calor por convecção para a água (h_h):

$$h_h = \frac{\bar{Nu}_h \cdot k_h}{d_h} \quad (22)$$

Passo 23. Coeficiente global de transferência de calor (U):

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

- Diferença de temperatura média logarítmica (LMTD):

- Para uma configuração em contracorrente:

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

Passo 25. Área de permuta de calor necessária (A_{req}):

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

Passo 26 Comprimento do permutador de calor ():

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

2.3 Cálculo das perdas de carga.

Passo 27. Área da secção transversal do bocal do lado do tubo ($a_{N(t)}$):

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

Passo 28. Velocidade do fluxo de metanol no bocal do lado do tubo ($v_{N(c)}$):

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

Passo 29. Perda de pressão do bocal de metanol no lado da tubagem ($\Delta p_{N(c)}$):

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



Passo 30. Fator de atrito do metanol (f_c):

$$f_c = \frac{0,275}{Re_c^2} \quad (30)$$

Passo 31. Queda de pressão por fricção do metanol no lado da tubagem ($\Delta p_{\{f(c)\}}$):

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

Passo 32. Perda de carga total de metanol no lado da tubagem (Δp_c):

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

Passo 33. Área da secção transversal do bocal do lado do alojamento ($a_{\{N(s)\}}$):

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

Passo 34. Velocidade do fluxo de água no bocal do lado da caixa ($v_{\{N(h)\}}$):

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

Passo 35. Queda de pressão através do bocal de água no lado do invólucro ($\Delta p_{\{N(h)\}}$):

$$\Delta p_{N(h)} = 1,5 \cdot \frac{v_{N(h)}^2 \cdot \rho_h}{2} \quad (35)$$

Passo 36. Diâmetro hidráulico para a queda de pressão (d'_{h}):

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

Passo 37. Número de Reynolds da água para a queda de pressão (Re'_{h}):

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

Passo 38. Fator de fricção da água (f_h):

$$f_h = \frac{0,275}{Re'^{0,2}_{\text{h}}} \quad (38)$$

Passo 39. Queda de pressão de fricção da água no lado do invólucro ($\Delta p_{\{f(h)\}}$):

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

Passo 40. Queda de pressão total da água no lado do invólucro (Δp_{h}):

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

3. Resultados

Os passos seguidos para determinar o comprimento necessário dos tubos e a perda de carga de ambos os fluidos, entre outros parâmetros importantes, são apresentados a seguir, com o objetivo de projetar o permutador de calor multitungular do ponto de vista termo-hidráulico.

3.1. Comprimento dos tubos

Passo 1. Definição dos dados iniciais disponíveis:

- Vazão mássica de metanol (m_c): 2.000 kg/h
- Vazão mássica de água (m_h): 3.000 kg/h

- Temperatura de entrada do metanol (t_1): 30 °C
- Temperatura de saída do metanol (t_2): 60 °C
- Temperatura de entrada da água (T_1): 90 °C
- Diâmetro interno da camisa (D_i): 0,0721 m
- Diâmetro interno dos tubos (d_i): 0,014 m
- Diâmetro externo dos tubos (d_e): 0,016 m
- Diâmetro interno do bocal do lado dos tubos (d_N): 0,032 m
- Diâmetro interno do bocal do lado da camisa (D_N): 0,050 m
- Condutividade térmica do aço carbono (k_t): 43 W/m·K [11]
- Espessura da parede do tubo (e_t): 0,002 m
- Fator de incrustação do metanol (R_c): 0,000352 K·m²/W [11]
- Fator de incrustação da água (R_h): 0,000088 K·m²/W [11]
- Número de tubos (n): 7
- Perda de pressão máxima permitida para o metanol ($\Delta P_{\{c(a)\}}$): 3.500 Pa

- Perda de pressão máxima permitida para a água ($\Delta P_{\{h(a)\}}$): 1.000 Pa

Passo 2. Temperatura média do metanol (\bar{t}):

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

Passo 3. Parâmetros físicos do metanol à temperatura média determinada no passo 1:

Segundo [13], o metanol apresenta os seguintes valores para os parâmetros físicos solicitados:

Densidade (ρ_c) = 770,12 kg/m³

Viscosidade (μ_c) = 0,000423 Pa·s

Capacidade calorífica (Cp_c) = 2.657,53 J/kg·K

Condutividade térmica (k_c) = 0,1943 W/m·K

Passo 4. Carga térmica (Q):

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

$$Q = \frac{2,000}{3,600} \cdot 2,657,53 \cdot (60 - 30)$$

$$Q = 44,292.17 \text{ W}$$

Passo 5. Capacidade calorífica da água (Cp_h) à temperatura de entrada da água (T_1).

Segundo o referido em [13], a capacidade calorífica da água a 90 °C é 4.205,21 J/kg·K.

Passo 6. Temperatura de saída da água (T_2):

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



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

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

Passo 7. Temperatura média da água (\bar{T}):

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

16	convecção para o metanol baseado na área externa do tubo Secção transversal do fluxo na carcassa Velocidade da água na carcassa Diâmetro hidráulico para a troca de calor Número de Reynolds da água ³ Número de Prandtl da água Número de Nusselt da água ⁴ Coeficiente de transferência de calor por convecção para a água Coeficiente global de transferência de calor Diferença de temperatura média logarítmica Área requerida de troca de calor Comprimento do trocador de calor	a_{shell}	0.00267	m^2
17	da água na carcassa	v_h	0.322	m/s
18	Diâmetro hidráulico para a troca de calor	d_h	0.0304	m
19	Número de Reynolds da água ³	Re_h	27,993.6 6	-
20	Número de Prandtl da água	Pr_h	2.12	-
21	Número de Nusselt da água ⁴	Nu_h	106.43	-
22	Coeficiente de transferência de calor por convecção para a água	h_h	2,353.01	$\text{W/m}^2\text{.K}$
23	Coeficiente global de transferência de calor	U	575.17	$\text{W/m}^2\text{.K}$
24	Diferença de temperatura média logarítmica	$LMTD$	38.02	$^\circ\text{C}$
25	Área requerida de troca de calor	A_{req}	2.025	m^2
26	Comprimento do trocador de calor	L	5.76	m

Dado que $[\text{Re}]_c > 8.000$, o metanol fluirá em regime turbulento dentro do trocador de calor.

Dado que $[\text{Re}]_c > 8.000$, a equação utilizada para determinar o número de Nusselt do metanol foi a número (11).

Dado que $[\text{Re}]_h > 8.000$, a água fluirá em regime turbulento dentro do trocador de calor.

Passo 8. Parâmetros físicos da água à temperatura média determinada no passo 6:

De acordo com [14], a água apresenta os valores dos parâmetros físicos indicados a seguir, à temperatura média de 83,68 °C.

Densidade (ρ_h) = 969,46 kg/m³.

Viscosidade (μ_h) = 0,000339 Pa·s.

Condutividade térmica (k_h) = 0,6721 W/m·K.

A Tabela 1 apresenta os valores dos parâmetros calculados nos passos 9-26.

Tabela 1. Resultados dos parâmetros calculados nos passos 9-26.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
9	Área da secção transversal do tubo	a_t	0.001077	m^2
10	Velocidade do metanol no lado dos tubos	v_c	0.670	m/s
11	Número de Reynolds do metanol ¹	Re_c	17,077.3 6	-
12	Número de Prandtl do metanol	Pr_c	5.78	-
13	Número de Nusselt do metanol ²	Nu_c	99.56	-
14	Coeficiente de transferência de calor por convecção para o metanol	h_c	1,381.75	$\text{W/m}^2\text{.K}$
15	Coeficiente de transferência de calor por	h_{co}	1,209.03	$\text{W/m}^2\text{.K}$



Dado que $\text{[Re]}_h > 8.000$, foi utilizada a equação (21) para determinar o número de Nusselt da água.

Fonte: Elaboração própria

3.2. Quedas de pressão.

A Tabela 2 apresenta os resultados dos parâmetros calculados nos passos 27-40.

Tabela 2. Resultados dos parâmetros calculados nos passos 27-40.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
27	Área da secção transversal do bocal do lado dos tubos	$a_{N(t)}$	0.00080	m^2
28	Velocidade de fluxo de metanol no bocal do lado dos tubos	$v_{N(c)}$	0.902	m/s
29	Queda de pressão no bocal do metanol no lado dos tubos	$\Delta p_{N(c)}$	469.93	Pa
30	Fator de atrito do metanol	f_c	0.0392	-
31	Queda de pressão por atrito do metanol no lado dos tubos	$\Delta p_{f(c)}$	2.787.73	Pa
32	Queda de pressão total do metanol no lado dos tubos	Δp_c	3.257.66	Pa
33	Área da secção transversal do bocal do lado da carcaça	$a_{N(s)}$	0.00196	m^2
34	Velocidade de fluxo de água no bocal do lado da carcaça	$v_{N(h)}$	0.438	m/s
35	Queda de pressão no bocal da água no lado da carcaça	$\Delta p_{N(h)}$	139.49	Pa
36	Diâmetro hidráulico para a queda de pressão	d'_{h}	0.0185	m
37	Número de Reynolds da água para a queda de pressão	Re'_{h}	17.035.61	-

38	Fator de atrito da água	f_h	0.0392	-
39	Queda de pressão por atrito da água no lado da carcaça	$\Delta p_{f(h)}$	613.39	Pa
40	Queda de pressão total da água no lado da carcaça	Δp_h	752.88	Pa

Fuente: Elaboración propia

4. Discussão

De acordo com os resultados apresentados na Tabela 1, a velocidade do metanol no lado dos tubos foi de 0,670 m/s, o que é 2,08 vezes maior que a velocidade da água na carcaça; isto deve-se ao menor valor da densidade do metanol ($770,12 \text{ kg/m}^3$) e da área da secção transversal do tubo ($0,001077 \text{ m}^2$) comparativamente à densidade da água ($969,46 \text{ kg/m}^3$) e à área da secção transversal do fluxo na carcaça ($0,00267 \text{ m}^2$).

O número de Reynolds da água (27.993,66) é 1,64 vezes maior que o número de Reynolds do metanol (17.077,36), devido ao maior valor da densidade da água ($969,46 \text{ kg/m}^3$) e do diâmetro hidráulico para a troca de calor (0,0304 m), bem como ao menor valor da viscosidade da água (0,000339 $\text{Pa}\cdot\text{s}$) relativamente aos valores da densidade do metanol ($770,12 \text{ kg/m}^3$), do diâmetro interno do tubo (0,014 m) e da viscosidade do metanol (0,000423 $\text{Pa}\cdot\text{s}$). É importante destacar que ambos os fluidos fluem em regime turbulento, pois ambos os números de Reynolds estão acima de 8.000 [10].

O coeficiente convectivo de transferência de calor da água ($2.353,01 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$) é 1,70 vezes maior que o coeficiente convectivo para o metanol ($1.381,75 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$), principalmente porque o número de Nusselt (106,43) e a condutividade térmica ($0,6721 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) da água são superiores ao número de Nusselt (99,56) e à condutividade térmica ($0,1943 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) do metanol.

A carga térmica foi de 44.292,17 W, enquanto a temperatura de saída calculada da água foi de 77,36 °C. O valor do coeficiente global de transferência de calor foi de 575,17 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$, concordando com os valores reportados por [4] e [11], enquanto a diferença de temperatura média logarítmica foi de 38,02 °C. O permutador de calor multitungo desenhado necessitará de uma área de troca térmica de $2,025 \text{ m}^2$, valor que corresponde aos reportados por [4] para este tipo de permutadores, requerendo assim um comprimento total de 5,76 m, que pode ser considerado adequado [3]. Em [10] foi desenhado um permutador multitungo e os resultados para a área de troca térmica e o comprimento total do tubo foram $1,01 \text{ m}^2$ e 2,90 m, respectivamente.



A queda de pressão no bocal do metanol do lado dos tubos (469,93 Pa) é 3,37 vezes maior que a queda de pressão no bocal da água do lado da carcaça (139,49 Pa), devido ao facto de a velocidade de fluxo do metanol no bocal do lado dos tubos (0,902 m/s) ser quase o dobro da velocidade de fluxo da água no bocal do lado da carcaça (0,438 m/s). Isto ocorre porque o diâmetro interno do bocal do lado dos tubos (0,032 m) é menor que o diâmetro interno do bocal do lado da carcaça (0,050 m), resultando numa área de secção transversal menor para o bocal do lado dos tubos (0,00080 m²) em comparação com a área do bocal do lado da carcaça (0,00196 m²), o que influencia o maior valor obtido para a velocidade do metanol no bocal do lado dos tubos em comparação com a velocidade da água no bocal do lado da carcaça. Por outro lado, a queda de pressão por atrito do metanol no lado dos tubos (2.787,73 Pa) é 4,54 vezes maior que a queda de pressão por atrito da água no lado da carcaça (613,39 Pa), pois a velocidade do metanol no lado dos tubos (0,670 m/s) é maior e o diâmetro interno dos tubos (0,014 m) é menor que a velocidade da água na carcaça (0,322 m/s) e o diâmetro hidráulico para a queda de pressão (0,0185 m), respetivamente. Importa mencionar que o valor do fator de atrito do metanol é igual ao fator de atrito da água, ambos com valor de 0,0392, o que é um resultado interessante.

A discussão anterior explica porque a queda total de pressão do metanol no lado dos tubos (3.257,66 Pa) é 4,32 vezes maior que a queda total de pressão da água no lado da carcaça (752,88 Pa), já que tanto a queda de pressão no bocal do metanol do lado dos tubos como a queda de pressão por atrito do metanol no lado dos tubos são superiores à queda de pressão no bocal da água do lado da carcaça e à queda de pressão por atrito da água no lado da carcaça, respetivamente. Este resultado está em concordância com o reportado por [10].

A Figura 2 apresenta o esquema do permutador multitungo desenhado (MTHE), com os seus principais parâmetros de projeto e a informação numérica dos dois fluxos.

Fig. 2. Esquema do MTHE desenhado.

Fonte: Elaboração própria.

5. Conclusões

Foi desenhado um permutador de calor multitungo do ponto de vista termo-hidráulico, para aquecer um fluxo de metanol a 60 °C utilizando condensado de água a 90 °C. A metodologia de cálculo empregue neste estudo para o design do MTHE foi a reportada por [10]. Foram determinados vários parâmetros importantes de projeto, tais como a diferença de temperatura média logarítmica (38,02 °C), o coeficiente global de transferência de calor (575,17 W/m².K), a área requerida para a troca térmica (2,025 m²), assim como os números de Reynolds, Prandtl e Nusselt e os coeficientes de transferência convectiva para ambos os fluidos. Também foram calculadas as quedas de pressão dos dois fluxos, cujos valores estão abaixo dos limites máximos

estabelecidos pelo serviço de troca térmica. O permutador de calor multitungo desenhado terá um comprimento total de 5,76 m.

6.- Author Contributions.

1. Conceptualização: Amaury Pérez Sánchez.
2. Curadoria de dados: Zamira María Sarduy Rodríguez.
3. Análise formal: Amaury Pérez Sánchez, Arlenis Cristina Alfaro Martínez.
4. Obtenção de financiamento: Not applicable.
5. Investigação: Amaury Pérez Sánchez, Arlenis Cristina Alfaro Martínez, Zamira María Sarduy Rodríguez.
6. Metodologia: Amaury Pérez Sánchez, Elizabeth Ranero González.
7. Gestão do projeto: Not applicable.
8. Recursos: Not applicable.
9. Software: Not applicable.
10. Supervisão: Amaury Pérez Sánchez.
11. Validação: Amaury Pérez Sánchez, Eddy Javier Pérez Sánchez.
12. Visualização: Not applicable.
13. Redação – rascunho original: Elizabeth Ranero González, Eddy Javier Pérez Sánchez.
14. Redação – revisão e edição: 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. Simott 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 multitungo 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 Multitungo 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. Pramuanjaroenkit, *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
<i>c</i>	Cold fluid (methanol)
<i>h</i>	Hot fluid (water)