

# Design termo-hidráulico de um permutador de calor com juntas de placas para arrefecimento líquido de leite de vaca.

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

Amaury Pérez Sánchez <sup>1</sup> \*; Laura de la Caridad Arias Águila <sup>2</sup>; Lizthalia Jiménez Guerra <sup>3</sup>

Recebido: 14/06/2025 – Aceite: 28/09/2025 – Publicado: 01/01/2026

Artigos de  
Investigação



Artigos de  
Revisão



Julgamentos



\* Autor  
correspondente.



Esta obra está licenciada sob a licença Creative Commons Atribuição-NãoComercial-PartilhaIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0). Os autores mantêm os direitos sobre os seus artigos e são livres de partilhar, copiar, distribuir, apresentar e comunicar publicamente a obra, desde que seja dada a atribuição adequada, o uso seja não comercial e quaisquer obras derivadas estejam licenciadas sob os mesmos termos.

## Resumo.

Os permutadores de calor de placas oferecem maior compacidade em comparação com os permutadores tubulares. A configuração de placas melhora a troca de calor ao criar uma área grande e completamente compacta que permite uma transferência eficiente de calor entre dois fluidos. Este artigo pretende conceber, do ponto de vista termo-hidráulico, um permutador de calor com uma placa com juntas para arrefecer um jato de leite de vaca líquido quente usando água fria como refrigerante. Foram determinados vários parâmetros importantes, como o número total de placas (3), a carga térmica (163,79 kW), o caudal mássico necessário da água refrigerada (5.638 kg/h), a área superficial requerida (2,21 m<sup>2</sup>) e o coeficiente total de transferência de calor calculado (2.194,06 W/m<sup>2</sup>). K). Da mesma forma, os valores das quedas de pressão para os fluxos de água (48.558 Pa) e leite (14.720 Pa) estão abaixo dos valores máximos permitidos estabelecidos pelo processo. O permutador de calor de placas projetado custará 2.692 USD e poderá ser implementado com sucesso neste serviço de transferência de calor do ponto de vista termo-hidráulico.

## Palavras-chave.

Permutador de Calor de Placas com Junta; área; coeficiente total de transferência de calor; queda de pressão; Custo de compra.

## Resumen.

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

## Palabras clave.

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

## 1. Introdução

Os permutadores de calor (HX) consistem em dispositivos concebidos para transferir energia térmica entre dois fluidos devido a uma diferença de temperatura. As principais categorias de HX dividem-se de acordo com as suas geometrias estruturais, que incluem tipos tubular, de placas e de superfície estendida [1].

Um permutador de calor de placas (PHE) é um tipo compacto de permutador de calor que utiliza várias placas finas para transferir calor entre dois fluidos. Existem principalmente quatro tipos de PHE: com juntas, soldadas, soldadas e semi-soldadas. A junta ou permutador de calor de placa e quadro é essencialmente composta por uma série de placas retangulares finas delimitadas por juntas e fixadas juntas dentro de uma estrutura. Inicialmente concebidos para pasteurização do leite em 1923, os permutadores de calor de placas são amplamente utilizados em várias

indústrias, incluindo química, petróleo, sistemas HVAC, refrigeração, produção de laticínios, farmacêuticos, bebidas, processamento de alimentos líquidos e cuidados de saúde. Esta utilização generalizada resulta dos benefícios distintivos oferecidos pelos PHIs, como configurações térmicas adaptáveis (onde as placas podem ser facilmente adicionadas ou removidas para se ajustar a diferentes necessidades térmicas), a simplicidade de limpeza necessária para manter elevados padrões de higiene, uma regulação eficaz da temperatura (essencial para usos criogénicos) e uma melhoria da eficiência na transferência de calor [2]. De forma semelhante, os permutadores de calor de placas são preferidos pela sua elevada área superficial em relação ao volume e taxas superiores de transferência de calor [3].

Uma PHE típica é composta por um conjunto de placas onduladas concebidas para melhorar a transferência de

<sup>1</sup> Universidade de Camagüey; Faculdade de Ciências Aplicadas; [amaury.perez84@gmail.com](mailto:amaury.perez84@gmail.com); <https://orcid.org/0000-0002-0819-6760>, Camagüey; Cuba.

<sup>2</sup> Universidade de Camagüey; Faculdade de Ciências Aplicadas; [aguilaariaslaura@gmail.com](mailto:aguilaariaslaura@gmail.com); <https://orcid.org/0000-0002-6494-9747>, Camagüey; Cuba.

<sup>3</sup> Universidade de Camagüey; Faculdade de Ciências Aplicadas; [lizthalia.jimenez@reduc.edu](mailto:lizthalia.jimenez@reduc.edu); <https://orcid.org/0000-0002-2471-7263>, Camagüey; Cuba.

calor, com juntas colocadas de forma a selar um caminho entre as placas quando comprimidas dentro de uma estrutura. Estes caminhos permitem que fluidos, que podem entrar pelas mesmas ou opostas direções dentro do aparelho, transfiram calor ao atravessarem as placas em configurações paralelas ou de fluxo contrário. Como resultado, um PHE pode acomodar uma variedade de arranjos de fluxo, como simples, múltiplas, em série, paralelo e as suas várias combinações [1].

Como o processo de concepção do permutador de calor é complicado, requer escolhas subjetivas em cada etapa do projeto. Além disso, a metodologia de concepção consiste em múltiplas etapas e baseia-se em informação provisória até que os objetivos sejam alcançados. Normalmente, o design de um permutador de calor engloba estes componentes: transferência de calor para cumprir o desempenho exigido, despesas totais, as dimensões geométricas reais e a queda total de pressão [3].

Como referido em [4], grande parte da informação de design relacionada com permutadores de calor de placas é mantida como proprietária. Não é comum encontrar uma abordagem passo a passo para calcular o tamanho e a estrutura interna do permutador a partir da informação disponível do processo. O software de negociação existente não permite aos utilizadores aceder aos modelos matemáticos subjacentes, e os engenheiros frequentemente não conhecem os termos e configurações específicos destes exchangers. Esta referência também enfatiza que os resultados experimentais na literatura sobre transferência de calor e queda de pressão são limitados. No entanto, estão disponíveis correlações adimensionais para coeficientes de transferência de calor, bem como para a queda de pressão dentro dos canais de permutadores de chapas de calor. As recomendações para valores constantes e expoentes em equações correlacionadas baseiam-se em dados limitados e no conhecimento dos fabricantes. O dimensionamento correto de um permutador de placas depende da carga térmica necessária e das características do próprio permutador de calor. A sua adaptabilidade e benefícios operacionais acompanham o desafio de criar um modelo para o seu comportamento de fluxo estacionário [1].

Até agora, foram realizados um número considerável de estudos para investigar as características da transferência de calor e da queda de pressão nos permutadores de placas, que estão a ser continuamente melhorados e desenvolvidos por académicos e tecnólogos [5].

Os investigadores exploraram e avaliaram o design dos permutadores de calor de placas. Neste sentido, [3] realizou investigação com o objetivo de obter uma compreensão mais clara de várias características das placas, como ângulos em chevron, espaçamento dos canais, alturas das placas e tipo de placa nos cálculos de transferência de calor e queda de pressão, utilizando o software PHEX® como recurso computacional para avaliar e ilustrar o impacto de cada parâmetro através da simulação de um estudo de caso

Industrial. Em [6], foi desenvolvido e construído um sistema experimental para examinar a influência do uso de nanofluidos dentro de um permutador de calor de placas. Os testes envolveram três fluidos de trabalho diferentes: água da torneira e nanofluidos contendo 1 e 0,5% de  $Al_2O_3$  em água, durante um ciclo quente, com caudais entre 100 e 450 L/h em cada caso. Além disso, [1] realizou uma avaliação de desempenho apoiada pelos princípios da primeira e segunda leis da termodinâmica para vários arranjos viáveis de funcionamento de permutadores de calor com juntas de placa. Para garantir isto, foram realizadas 40 simulações utilizando o modelo diferencial U-distribuído reportado por vários investigadores, aplicando uma técnica de disparo adaptativo com blotter amortecido. A eficácia da transferência de calor e exergia, geração de entropia adimensional, perdas entrópicas potenciais e índices de eficiência energética foram calculados quando ambos os fluidos estavam acima ou abaixo da temperatura ambiente, bem como quando pelo menos um dos fluidos ultrapassava o limiar de temperatura ambiente.

Em [7], a eficiência de um permutador de calor de placa corrugada transformada foi analisada numericamente usando ANSYS-Fluent 20R1. Foi implementado um modelo transitório baseado em pressão para a análise. Para este estudo, foi utilizado o modelo de turbulência  $k-\omega$  SST. Foi utilizado um nanofluido composto por água misturada com nanopartículas de óxido metálico ( $Al_2O_3$ ) para melhorar a condutividade térmica, e foi considerada uma ampla gama de números de Reynolds, variando entre 1.000 e 12.000. Noutras investigações [8], os investigadores procuraram melhorar a eficiência da transferência de calor entre placas e minimizar a perda de pressão durante o movimento de fluidos dentro do sistema. As simulações numéricas realizadas permitiram avaliar o fluxo de calor dentro do permutador de calor, bem como a queda de pressão e o desempenho global, alterando as taxas de fluxo e o espaçamento das placas. Outros autores [9] exploraram vários métodos para aumentar a eficiência térmica dos permutadores de placas usados no processamento de óleos vegetais através de múltiplos cálculos. Esta investigação partiu de um cenário base em que óleos vegetais foram arrefecidos com água dentro de permutadores de calor de placa, todos com um ângulo de chevron de 30°, juntamente com diferentes números de canais e superfícies de placas. De forma semelhante, em [10], o estudo numérico examinou a transferência de calor por convecção, eficiência energética e queda de pressão de  $\gamma-Al_2O_3$ /nanofluido de água num permutador de calor de placas com junta numa gama variada de concentração de partículas (0% a 6%), enquanto as características termofísicas do  $\gamma-Al_2O_3$ /nanofluido de água foram obtidas a partir de relações empíricas estabelecidas.

De forma semelhante, [5] realizou o projeto inicial de permutadores de calor de placas com juntas para fluxo monofásico usando o MATLAB como plataforma computacional. Posteriormente, foi criada uma aplicação de software para realizar cálculos térmicos e hidráulicos de

permutadores de calor com vedações de placa, com base em correlações estabelecidas encontradas em investigação existente. O programa de design desenvolvido foi posteriormente avaliado quanto à precisão e fiabilidade em comparação com vários designs aprovados de permutadores de calor de placas com juntas. Em [4], foi introduzida uma abordagem de design direta para permutadores de calor de placas, que enfatizava o uso de placas uniformes, negligenciando vários fatores, como a condução de calor ao longo das placas e nos condutos de fluxo, juntamente com as propriedades dos fluidos que mudam com a temperatura. Em [11], foi explorada uma otimização de design para permutadores de calor de placas e tramos de múltiplas passagens usando uma disposição mista de placas, onde a abordagem foi estruturada como um problema matemático para determinar o valor mínimo de uma função objetivo implícita discreta/contínua não linear limitada por desigualdades. Os parâmetros de otimização avaliados nesta investigação incluíram o número de passagens para ambos os fluxos de fluido, o número de placas com diferentes tipos de corrugação em cada passagem, e o tipo e tamanho das placas.

Em [12], foram analisados avanços nos princípios de concepção de permutadores de placas, focando-se em como podem melhorar a recuperação de calor e a eficiência energética, ao mesmo tempo que se avalia a disposição ideal de um permutador de chapas multi-passagens e permutador de quadro com configurações de placas mistas. As variáveis consideradas para otimização nesta análise incluíram o número de passagens para cada fluxo de fluido, o número de placas com diferentes desenhos de corrugação em cada passagem, bem como o tipo e as dimensões das placas. Foi criado um modelo matemático para estimar o valor da função alvo dentro do espaço das variáveis de otimização para o permutador de calor de placas. Em [13], foi desenvolvido um sistema de placas e chassis para reduzir a temperatura de um fluxo de suspensão suspenso, para o qual foram calculados múltiplos parâmetros como a taxa de transferência de calor e o número necessário de placas para o PHE, e também foram analisadas otimizações de custos para o PHE projetado. Outros investigadores [14] introduziram uma abordagem simples de CAE para projetar e otimizar rapidamente as dimensões dos permutadores de placas, com o objetivo de recuperar calor. Nesta investigação, a dinâmica do fluxo e os processos de transferência de calor num permutador de placa de calor de recuperação ar-ar com placa de contrafluxo foram analisados usando métodos numéricos, enquanto a queda de pressão e a eficácia foram avaliadas com base na velocidade de entrada para três diferentes tamanhos de permutadores de calor reais.

Finalmente, [15] introduziu uma metodologia inovadora e abrangente para o design ideal de permutadores de calor com juntas e placas soldadas, adaptando-se a várias formas

de placas e padrões de fluxo. Este método combina uma nova estratégia de design com um sistema de otimização destinado a alcançar a melhor solução que minimize a área total de transferência, criando uma série de relações entre as temperaturas em cada bloco de passagem simples, utilizando as temperaturas conhecidas de entrada e saída dos fluxos de processo. Consequentemente, foi estabelecido neste estudo um modelo matemático MINLP para determinar a combinação ótima de configurações de passagens de escoamento comercialmente disponíveis e formas de placas, cumprindo as limitações viáveis do design. De seguida, foram enfatizadas as diferenças nas estratégias de design para PEFs de junta e soldados.

Numa determinada fábrica de laticínios cubana, deseja-se arrefecer 2.500 kg/h de um fluxo líquido de leite de vaca entre 85 °C e 25 °C usando água fria como refrigerante disponível a 5 °C. Por isso, foi proposto um permutador de calor de placas com junta para realizar este serviço de transferência de calor. Neste contexto, o objetivo deste estudo é conceber um permutador de calor de placas com junta do ponto de vista termo-hidráulico, utilizando a metodologia de concepção reportada por [16], onde foram calculados vários parâmetros importantes de projeto, como o número total de placas, a carga térmica, o coeficiente total de transferência de calor, a superfície e as quedas de pressão de ambos os fluidos. Além disso, foi estimado e atualizado o custo de compra do permutador de calor com placa de junta concebido para o ano de 2025.

## 2. Materiais e métodos.

### 2.1. Exposição do problema.

É necessário arrefecer 2.500 kg/h de um jato de leite de vaca líquido quente entre 85 °C e 25 °C usando água fria a 5 °C. Os valores de placa efetiva, comprimento efetivo e largura efetiva são 0,75 m<sup>2</sup>, 1,5 m e 0,5 m, respetivamente, enquanto o espaçamento das placas, espessura e material da placa são 0,003 m, 0,0006 m e aço inoxidável, respetivamente. É estabelecida uma queda máxima de pressão admissível de 50.000 Pa e 20.000 Pa para os fluxos de água e leite, respetivamente. Para projetar, do ponto de vista termo-hidráulico, um permutador de calor com vedações de placa adequado para este serviço de transferência de calor, com um sistema de fluxo 1:1 e utilizando a metodologia reportada por [16].

### 2.2 Metodologia de design.

#### Projeto preliminar

Passo 1. Definição dos dados iniciais disponíveis para os dois fluidos:

A Tabela 1 apresenta os dados iniciais que devem ser definidos para os dois fluidos.

Tabela 1. Dados iniciais a definir para os dois fluidos.

Parâmetro	Unidades	Fluido frio	Fluido quente
Caudal mássico	kg/h	$m_c$	$m_h$
Temperatura da entrada	°C	$t_1$	$T_1$

Temperatura de saída	°C	$t_2$	$T_2$
Queda máxima de pressão permitida	Pa	$\Delta P_{c(p)}$	$\Delta P_{h(p)}$
Fator de Incorporação	W/m <sup>2</sup> °C	$R_c$	$R_h$

Fonte: Explicação própria.

Passo 2. Temperatura média de ambos os cursos de água (ribeiros):

- Fluido Frio ( $\bar{t}$ )

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

- Fluido Quente ( $\bar{T}$ )

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

Passo 3. Propriedades físicas de ambos os fluidos à temperatura média:

A Tabela 2 apresenta as propriedades físicas que devem ser definidas para ambos os fluidos à temperatura média calculada no passo anterior.

Tabela 2. Propriedades físicas definidas para ambos os fluidos.

Propriedade	Unidades	Fluido frio	Fluido quente
Densidade	kg/m <sup>3</sup>	$\rho_c$	$\rho_h$
Viscosidade	Pa.s	$\mu_c$	$\mu_h$
Capacidade calorífica	kJ/kg.°C	$Cp_c$	$Cp_h$
Condutividade Térmica	W/m.K	$k_c$	$k_h$

Fonte: Explicação própria.

Passo 4. Carga térmica ( $Q$ ):

- Para o fluido quente:

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

Onde a unidade de  $Q$  é kW.

Passo 5. Taxa de fluxo mássico necessária do fluido frio (água de arrefecimento) ( $m_c$ ):

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

Onde  $Q$  é dada em kW e em kJ/kg.K.  $Q/Cp_c$

Passo 6. Suposição do coeficiente global de transferência de calor ( $U_0$ )

O coeficiente total de transferência de calor será assumido com base nos valores reportados por [16] para trocadores de placas.

Passo 7. Diferença média de temperatura logarítmica ( $\Delta T_{lm}$ ):

- Para uma disposição contracorrente:

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

Passo 8. Número de Unidades de Transferência: ( $NTU$ )

$$NTU = (T_1 - T_2) / \Delta T_{lm} \quad (6)$$

Passo 9. Fator de correção da temperatura média logarítmica ( $F_t$ )

O fator de correção da temperatura média logarítmica será selecionado com base num valor reportado por [16] com base no valor NTU e na disposição do fluxo.

Passo 10. Diferença média de temperatura corrigida ( $\Delta T_m$ ):

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} \cdot F_t \quad (7)$$

Passo 11. Área de superfície necessária ( $A_0$ ):

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

Onde  $Q$  é dada em kW e  $U_0$  é dada em W/m<sup>2</sup>.K.

Passo 12. Seleção dos vários parâmetros para as matrículas:

- Área efetiva da placa ( $A_p$ )
- Comprimento Efetivo ( $L_p$ )
- Largura efetiva ( $W_p$ )

Passo 13. Número de inscrições necessárias: ( $N_0$ )

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

Passo 14. Disposição do fluxo e número de passagens ( $N_p$ ):

Passo 15. Número de canais por passagem ( $N_T$ ):

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

Passo 16. Assunção do espaçamento das placas ( $b$ ):

Passo 17. Área da Secção Transversal ( $A_f$ ):

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

Passo 18. Diâmetro médio equivalente (hidráulico) ( $d_e$ ):

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

- Fluido Quente:

Passo 19. Velocidade do canal para fluido quente: ( $v_{ph}$ )

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

Onde  $Q$  é dada em kg/s.  $m_h$

Passo 20. Número de Reynolds para fluido quente ( $Re_h$ ):

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

Passo 21. Número de Prandtl para fluido quente ( $Pr_h$ ):

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

Passo 22. Número de Nusselt para fluido quente: ( $Nu_h$ )



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

Onde o fator de correção de viscosidade = 1 segundo  $\left(\frac{\mu_h}{\mu_{hw}}\right)^{0.14}$  [16].

Passo 23. Coeficiente de transferência de calor para fluido quente ( $:h_h$ )

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

- Líquido frio:

Passo 24. Velocidade do canal para fluido frio ( $:v_{pc}$ )

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

Onde é dada em kg/s. $m_c$

Passo 25. Número de Reynolds para fluido frio ( $:Re_c$ ):

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

Passo 26. Número de Prandtl para fluido frio ( $:Pr_c$ )

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

Passo 27. Número de Nusselt para fluido frio ( $:Nu_c$ )

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

Onde o fator de correção de viscosidade = 1 segundo [16].  $\left(\frac{\mu_c}{\mu_{cw}}\right)^{0.14}$

Passo 28. Coeficiente de transferência de calor para fluido frio ( $:h_c$ )

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

Passo 29. Selecione a espessura da placa ( $:X_p$ )

Passo 30. Selecione o material da placa e, portanto, a sua condutividade térmica ( $:k_p$ )

Passo 31. Coeficiente global de transferência de calor calculado ( $:U_C$ )

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

O valor calculado do coeficiente global de transferência de calor deve ser comparado com o coeficiente global de transferência de calor assumido a partir do Passo 6. Se o erro percentual calculado pela equação (24) estiver entre -0% e +10%, o projeto é satisfatório, e então o projetista deve proceder ao cálculo da queda de pressão de ambos os fluidos.

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

Queda de pressão:

Passo 32. Defina o diâmetro da porta ( $:d_{pt}$ )

Passo 33. Área do Porto ( $:A_{pt}$ )

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

- Fluido Quente:

Passo 34. Fator de atrito para fluido quente ( $:j_{fh}$ )

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

Passo 35. Queda de pressão na placa para o fluido quente ( $: \Delta P_{ph}$ )

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

Passo 36. Velocidade pela porta para fluido quente ( $:u_{pth}$ )

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

Passo 37. Queda de pressão na porta para o fluido quente ( $: \Delta P_{pth}$ )

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

Passo 38. Queda total de pressão para fluido quente ( $: \Delta P_{Th}$ )

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

- Líquido frio:

Passo 39. Fator de atrito para fluido frio ( $:j_{fc}$ )

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

Passo 40. Queda de pressão na placa para o fluido frio ( $: \Delta P_{pc}$ )

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

Passo 41. Velocidade através da porta para fluido frio ( $:u_{ptc}$ )

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

Passo 42. Queda de Pressão na Porta para Fluido Frio ( $: \Delta P_{ptc}$ )

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

Passo 43. Queda total de pressão para fluido frio ( $: \Delta P_{Tc}$ )

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

### 2.3. Custo de compra do permutador de calor desenhado com junta

De acordo com [16], o custo de compra de um permutador de calor com placa e chassi de aço inoxidável pode ser calculado usando a seguinte correlação [16]:

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

Onde:

- $C_{(2007)}$  - Custo do equipamento adquirido com referência a janeiro de 2007.
- $A$  - Área do permutador de calor de placas [m<sup>2</sup>].

Uma vez calculado o custo de compra do permutador de placas para janeiro de 2007 usando a equação (36), foi atualizado para março de 2025 usando a seguinte equação:

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

Onde:

- $C_{(2025)}$  - Custo do equipamento adquirido mencionado em março de 2025.
- $CE\ Index_{(2025)}$  - Índice de Custos da Engenharia Química em março de 2025 = 791,6 [17].
- $CE\ Index_{(2007)}$  - Índice de Custos da Engenharia Química em janeiro de 2007 = 509,7 [16].

### 3. Análise e interpretação dos resultados.

#### 3.1. Projeto preliminar.

Passo 1. Definição dos dados iniciais disponíveis para os dois fluidos:

A Tabela 3 mostra os valores dos dados iniciais para os dois fluidos.

Tabela 3. Valores dos dados iniciais para os dois fluidos.

Parâmetro	Unidades	Água	Leite
Caudal mássico	kg/h	-	2,500
Temperatura da entrada	°C	5	85
Temperatura de saída	°C	30	25
Queda máxima de pressão permitida	Pa	50,000	20,000
Fator de Incorporação	W/m <sup>2</sup> °C	8,000	1,000

Fonte: Explicação própria.

Passo 2. Temperatura média de ambos os cursos de água (ribeiros):

- Fluido Frio ( $\bar{t}$ )

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

- Fluido Quente ( $\bar{T}$ )

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

Passo 3. Propriedades físicas de ambos os fluidos à temperatura média:

A Tabela 4 mostra os valores das propriedades físicas de ambos os fluidos à temperatura média calculada no Passo 2, que foram retirados dos dados reportados por [18] para o leite e por [19] para a água.

Tabela 4. Valores das propriedades físicas de ambos os fluidos.

Propriedade	Unidades	Água	Leite
Densidade	kg/m <sup>3</sup>	998.7	1,015.4
Viscosidade	Pa.s	0.00107	0.002127
Capacidade calorífica	kJ/kg.°C	4.184	3.931
Condutividade Térmica	W/m.K	0.599	0.559

Fonte: Explicação própria.

Passo 4. Carga térmica ( $Q$ ):

- Para o fluido quente:

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

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

$$= 163.79\ \text{kW}$$

Passo 5. Caudal mássico necessário do fluido frio (água fria) ( $m_c$ ):

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

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

Passo 6. Suposição do coeficiente global de transferência de calor ( $U_0$ ):

Tendo em conta os valores reportados por [16] entre o intervalo de 2.000 e 4.500 W/m<sup>2</sup>. K, assumiu-se um valor preliminar de 2.200 W/m<sup>2</sup>. K of  $U_0$ .

A Tabela 5 apresenta os valores dos parâmetros incluídos nos passos 7-18.

Tabela 5. Valores para os parâmetros incluídos nos passos 7-11.

Passo	Parâmetro	Valor	Unidades
7	Diferença média de temperatura logarítmica	34.60	°C
8	Número de Unidades de Transferência	1.73	-
9	Fator de correção da temperatura média logarítmica <sup>1</sup>	0.975	-
10	Diferença Média de Temperatura Corrigida	33.73	°C
11	Área de superfície necessária	2.21	M <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Conforme reportado [16].

Fonte: Explicação própria.

Passo 12. Seleção de vários parâmetros para as matrículas: Com base nas sugestões reportadas por [16] para dimensões típicas das placas, os seguintes valores foram selecionados para vários parâmetros das placas:

- Área de superfície efetiva da laje = 0,75 m<sup>2</sup>. ( $A_p$ )
- Comprimento efetivo = 1,5 m. ( $L_p$ )
- Largura efetiva = 0,5 m. ( $W_p$ )

Passo 13. Número de inscrições necessárias: ( $N_0$ )

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

Passo 14. Disposição do fluxo e número de passagens ( $N_p$ ):

A disposição do fluxo será 1:1, com um número de passagens ( $N_p$ ) de 1.  $N_p$

Passo 15. Número de canais por passagem ( $N_T$ ):

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

Passo 16. Assunção do espaçamento das placas ( $b$ ):

Assumiu-se um espaçamento das placas de 3 mm = 0,003 m, um valor típico segundo [16].

Passo 17. Área da Secção Transversal ( $A_f$ ):

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

Passo 18. Diâmetro médio equivalente (hidráulico) ( $d_e$ ):

$$d_e = 2 \cdot b = 2 \cdot 0.003 = 0.006 \text{ m} \quad (12)$$

A Tabela 6 mostra os resultados dos parâmetros incluídos nos passos 19-28, onde os coeficientes de transferência de calor são calculados para cada fluido.

Tabela 6. Resultados dos parâmetros incluídos nos passos 19-28.

Parâmetro	Leite	Água	Unidades
Velocidade do canal	0.456	1.045	m/s
Número de Reynolds	1,306	5,852	-
Número de Prandtl para fluido quente	14.96	7.47	-
Número de Nusselt	81.34	163.36	-
Coefficiente de transferência de calor	7,578	16,309	L/m <sup>2</sup> . K

Fonte: Explicação própria.

Passo 29. Selecione a espessura da placa ( $X_p$ ):

Foi selecionado um valor de 0,0006 m para a espessura da placa.

Passo 30. Selecione o material da placa e, portanto, a sua condutividade térmica ( $k_p$ ):

O aço inoxidável foi escolhido para o material da placa, por isso = 16 W/m.K  $k_p$  [16].

Passo 31. Coeficiente global de transferência de calor calculado ( $U_c$ ):

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

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{16,309} + \frac{1}{7,578} + \frac{1}{1,000} + \frac{1}{8,000} + \frac{0.0006}{16}}$$

$$U_c = 2,194.06 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Erro percentual

$$\%Error = \frac{U_c - U_0}{U_c} \cdot 100$$

$$\%Error = \frac{2,194.06 - 2,200}{2,194.06} \cdot 100 \quad (24)$$

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

### 3.2. Queda de pressão.

Passo 32. Defina o diâmetro da porta ( $d_{pt}$ ):

O valor de seleção para o diâmetro da porta (era de 0,1 m.  $d_{pt}$ )

Passo 33. Área do Porto ( $A_{pt}$ ):

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

A Tabela 7 mostra os resultados dos parâmetros incluídos nos passos 34-43 para cada fluido:

Tabela 7. Resultados dos parâmetros incluídos nos passos 34-43.

Parâmetro	Leite	Água	Unidades
Fator de atrito	0.0697	0.0445	-
Queda de pressão na placa	14,716.33	48,532	Pa
Velocidade pelo porto	0.087	0.1997	m/s
Queda de pressão nas portas	4.996	25.888	Pa
Queda total de pressão	14,720	48,558	Pa

Fonte: Explicação própria.

### 3.3. Custo de compra do permutador de calor concebido com placa juntada.

Usando a equação (36), onde  $A$  – área superficial necessária = 2,21 m<sup>2</sup>, o custo de compra do permutador de placas, referindo-se a janeiro de 2007, é:

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

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

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

Depois, para atualizar este custo de compra para março de 2025, foi utilizada a equação (37):

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

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

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

## 4. Discussão

De acordo com os resultados, a carga térmica ( $Q$ ) tinha um valor de 163,79 kW, o que requer uma taxa de fluxo mássico para a água de arrefecimento ( $m_c$ ) de 1,5659 kg/s (5.637,24 kg/h). Além disso, a área superficial necessária era de 2,21 m<sup>2</sup>, com uma diferença de temperatura média corrigida de 33,73 °C e um número obrigatório de placas de 3. Este baixo número de painéis deve-se ao valor relativamente baixo da carga térmica e ao valor elevado do coeficiente global de transferência de calor assumido (2.200 W/m<sup>2</sup>. K), que depois influencia o valor baixo da área calculada e, assim, o

número necessário de placas. No permutador de calor de placas 1:1 projetado em [16] para arrefecer 27,8 kg/s de um fluxo de metanol de 95 °C a 40 °C usando água salobra a 25 °C, a capacidade térmica é de 4.340 kW, o caudal mássico necessário de água salobra é de 68,9 kg/s e a área superficial requerida é de 72,92<sup>m²</sup>, por isso, precisavam de 97 matrículas.

O coeficiente de transferência de calor para a água de arrefecimento (16.309 W/m<sup>2</sup>. K) era 2,15 vezes superior ao valor deste parâmetro para o leite (7.578 W/m<sup>2</sup>. K), o que se deve ao facto de o caudal mássico da água de arrefecimento (5.637,24 kg/h) ser 2,25 vezes superior ao caudal mássico do leite (2.500 kg/h). Isto influencia então a velocidade do canal para a água (1.045 m/s) é maior do que a velocidade do canal para o leite (0,456 m/s), obtendo assim que o número de Reynolds para a água (5,852) é 4,48 vezes superior ao número de Reynolds para o leite (1,306), que influencia esta diferença. Isto coincide com o reportado por [16], onde o coeficiente de transferência de calor para água salobra (16,439 W/m<sup>2</sup>. K) é 3,37 vezes superior ao coeficiente de transferência de calor do metanol (4.870 W/m<sup>2</sup>. K). Os valores do número de Reynolds obtidos no presente estudo coincidem com os reportados por (Mehrabian, 2009), indicando que o fluxo de fluido nos canais dos permutadores de placas é geralmente em números de Reynolds baixos, e ao mesmo tempo em condições turbulentas.

Um valor para o coeficiente global de transferência de calor calculado de 2.194,06 W/m<sup>2</sup>. K foi obtido, o que coincide muito de perto com o coeficiente global de transferência de calor assumido (2.200 W/m<sup>2</sup>. K), embora tenha sido obtido um erro percentual calculado de -0,27%, que corresponde ao intervalo proposto por [16] para este parâmetro, indicando assim que o projeto é satisfatório, não é necessário realizar iterações adicionais e que devemos proceder ao cálculo das quedas de pressão para ambos os fluidos. No permutador de placas projetado em [16], o valor inicial assumido para o coeficiente total de transferência de calor era de 2.000 W/m<sup>2</sup>.K.

Relativamente às quedas de pressão, o valor do fator de atrito para o leite (0,0697) era 1,57 vezes superior ao fator de atrito para a água (0,0445), o que se deve ao valor mais baixo obtido para o número de leite de Reynolds em comparação com o número de água de Reynolds. A queda de pressão na placa para a água (48.532 Pa) foi 3,29 vezes maior do que o valor deste parâmetro para o leite, o que se deve em grande parte ao valor mais elevado obtido para a velocidade do canal de água (1,045 m/s) em comparação com a velocidade do canal de leite (0,456 m/s). De forma semelhante, a velocidade através do porto é maior para a água (0,1997 m/s) em comparação com o valor deste parâmetro para o leite (0,087 m/s) porque a água tem um caudal mássico mais elevado, enquanto a queda de pressão na porta para a água (25,888 Pa) é 5,18 vezes maior do que a queda de pressão na porta para o leite (4,996 Pa) principalmente porque a água tem um valor mais elevado da

velocidade através da porta. A queda total de pressão para a água (48.558 Pa) é 3,29 vezes maior do que a queda total para o leite (14.720), porque tanto a queda de pressão da placa como a queda de pressão na porta são mais elevadas para a água em comparação com os valores destes parâmetros para o leite.

Isto é consistente com os resultados do permutador de calor de placas com junta projetado em [16], onde a queda de pressão na placa (26.547 Pa), a queda de pressão na porta (50.999 Pa) e a queda total de pressão (77.546 Pa) são superiores para o fluido frio (água) em comparação com o valor da queda de pressão da placa (5.799 Pa), a queda de pressão na porta (10.860 Pa) e a queda total de pressão (16.659 Pa) para o fluido quente (metanol). Finalmente, no serviço de troca de calor estudado neste artigo, os valores calculados das quedas totais de pressão para ambos os fluidos estão abaixo das quedas de pressão máximas estabelecidas pelo processo, que são 50.000 Pa para água e 20.000 Pa para leite. Assim, conclui-se que o permutador de calor de placas concebido neste estudo é adequado e apropriado do ponto de vista termo-hidráulico, podendo ser implementado com sucesso na aplicação solicitada de transferência de calor para arrefecimento do leite de vaca.

Em [13], foi projetado um permutador de calor de placas para arrefecer 231.000 kg/h de um fluxo de suspensão de 86,6 °C a 66 °C usando água de arrefecimento a 34 °C. Neste estudo, o número total de placas foi de 108, a área do permutador de calor das placas foi de 110,377<sup>m²</sup>, a carga térmica foi de 1.132.500 kcal/h e o coeficiente total de transferência de calor foi de 327,17 kcal/h.m<sup>2</sup> (°C).

O custo de compra do permutador de calor de placas com junta, referido em janeiro de 2007, foi de 1.733 USD, enquanto o custo de compra do mesmo permutador de placas com junta, atualizado para março de 2025, foi de 2.692 USD.

## 5. Conclusões.

Um permutador de calor de placas com juntas foi concebido para arrefecer um jato de leite quente usando água fria como refrigerante. Foram calculados vários parâmetros importantes de projeto, sendo os mais importantes a carga térmica, o caudal mássico necessário da água refrigerada, a área superficial e o número de placas. De forma semelhante, os coeficientes de transferência de calor para ambos os fluidos foram estimados com base em correlações bem estabelecidas, bem como no coeficiente global de transferência de calor. Finalmente, as quedas de pressão de ambos os fluxos de fluido foram também calculadas e comparadas com os valores máximos estabelecidos pelo processo de permutador de calor. O permutador de calor projetado terá três placas, uma disposição de fluxo de 1:1, uma área de superfície de 2,21 m<sup>2</sup>, uma carga térmica de 163,79 kW, um fluxo mássico necessário de água fria de 1,5659 kg/s (5.638 kg/h) e um coeficiente global de transferência de calor calculado de 2.194,06 W/m<sup>2</sup>.K.



Tanto a queda total de pressão da água fria (48.558 Pa) como do leite (14.720 Pa) está abaixo dos valores máximos permitidos pelo processo, ou seja, 50.000 Pa para água e 20.000 Pa para leite. Concluiu-se que o PHE projetado custará 2.692 USD e poderá ser implementado satisfatoriamente, do ponto de vista termo-hidráulico, no serviço de transferência de calor.

#### 6.- Contribuições dos autores (Taxonomia dos Papéis dos Contribuintes (CRediT))

1. Conceptualização: (Nome e apelido do autor)
2. Retenção de dados: (Nome e apelido do autor)
3. Conceptualização formal: Amaury Pérez Sánchez.
4. Curadoria de dados: Laura de la Caridad Arias Aguila.
5. Análise formal: Amaury Pérez Sánchez Lizthalía Jiménez Guerra.
6. Aquisição de fundos: Não aplicável.
7. Investigação: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguila.
8. Metodologia: Amaury Pérez Sánchez, Lizthalía Jiménez Guerra.
9. Gestão de Projetos: Não aplicável.
10. Recursos: Não aplicável.
11. Software: Não aplicável.
12. Supervisão: Amaury Pérez Sánchez.
13. Validação: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Aguila.
14. Ecrã: Não aplicável.
15. Escrita - rascunho original: Lizthalía Jiménez Guerra, Laura de la Caridad Arias Aguila.
16. Escrita - revisão e edição: Amaury Pérez Sánchez.

#### 7.- Apêndice

##### Nomenclatura.

$A_0$	Área de superfície necessária	M2
$A_f$	Área de secção transversal	M2
$A_p$	Área efetiva da placa	M2
$A_{pt}$	Área do porto	M2
$b$	Espaçamento das placas	-
$C_p$	Capacidade calorífica	kJ/kg.°C
$d_e$	Diâmetro Médio Equivalente (Hidráulico)	m
$d_{pt}$	Diâmetro da Porta	m
$k$	Condutividade Térmica	W/m.K
$F_t$	Fator de correção da temperatura média logarítmica	-
$h$	Coefficiente de transferência de calor	L/m <sup>2</sup> . K
$j_f$	Fator de atrito	-
$k_p$	Condutividade térmica das placas	W/m.K
$L_p$	Comprimento Efetivo	m
$m$	Caudal mássico	kg/h

$N_0$	Número de inscrições necessárias	-
$N_p$	Número de passagens	-
$N_T$	Número de canais por passagem	-
$NTU$	Número de Unidades de Transferência	-
$Nu$	Número de Nusselt	-
$Pr$	Número de Prandtl	-
$\Delta P_p$	Queda de pressão na placa	Pa
$\Delta P_{pt}$	Queda de pressão nas portas	Pa
$\Delta P_T$	Queda total de pressão	Pa
$Q$	Carga Térmica	kW
$R$	Fator de Incorporação	W/m <sup>2</sup> .°C
$Re$	Número de Reynolds	-
$t$	Fluido de Temperatura Fria	°C
$\bar{t}$	Fluido frio a temperatura média	°C
$T$	Fluido de Temperatura Quente	°C
$T$	Fluido quente a temperatura média	°C
$\Delta T_{lm}$	Diferença média de temperatura logarítmica	°C
$\Delta T_m$	Diferença Média de Temperatura Corrigida	°C
$u_{pt}$	Velocidade pelo porto	m/s
$U_c$	Coefficiente global de transferência de calor calculado	L/m <sup>2</sup> . K
$U_0$	Coefficiente global de transferência de calor assumido	L/m <sup>2</sup> . K
$v_p$	Velocidade do canal	m/s
$W_p$	Largura efetiva	m
$X_p$	Espessura da placa	m

##### Símbolos gregos

$\rho$	Densidade	kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	Viscosidade	Pa.s
$\mu_h$	Viscosidade do fluido à temperatura da parede	Pa.s

##### Subíndices

1	Entrada
2	Saída
c	Fluido frio
h	Fluido quente

#### 8.- Referências.

- [1] J. S. R. Tabares, L. Perdomo-Hurtado e J. L. Aragón, "Estudo do Desempenho dos Permutadores de Calor com Junta Baseado em Índices de Eficiência Energética," *Applied Thermal Engineering*, vol. 159, p. 113902, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113902>
- [2] F. A. S. Mota, E. P. Carvalho e M. A. S. S. Ravagnani, "Capítulo 7. Modelação e Design de Permutadores de Calor de Chapas", em *Heat Transfer Studies and Applications*, M. S. N. Kazi, Ed. Londres, Reino Unido: InTech, 2015. <http://dx.doi.org/10.5772/60885>
- [3] M. M. Abu-Khader, "Perspetivas sobre Parâmetros de Projeto para Melhorar o Desempenho de Permutadores de Calor de Placas Juntadas," *Chemical Engineering Transactions*, vol. 115, pp. 13-18, 2025. <https://doi.org/10.3303/CET25115003>
- [4] M. A. Mehrabian, "Construção, Desempenho e Design Térmico de Trocadores de Calor de Placa," *Proc. IMechE: Parte E: J. Process Mechanical Engineering*, vol. 223, pp. 123-131, 2009. <https://doi.org/10.1243/09544089JPME270>
- [5] M. S. S. Misbah e A. R. Ballil, "Projeto Preliminar Assistido por Computador de Permutadores Práticos de Placas de Calor com Juntas," *LJEST*, Vol. 4, Nº 2, 2024. [https://www.researchgate.net/publication/384291441\\_Computer-Aided\\_Preliminary\\_Design\\_of\\_Practical\\_Gasket\\_Plate\\_Heat\\_Exchange\\_Angers](https://www.researchgate.net/publication/384291441_Computer-Aided_Preliminary_Design_of_Practical_Gasket_Plate_Heat_Exchange_Angers)
- [6] U. Kayabaşı, S. Kakaç, S. Aradag e A. Pramuanjaroenkij, "Investigação Experimental do Desempenho Térmico e Hidráulico de um Permutador de Placas de Calor Usando Nanofluidos," *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 92, Nº 3, pp. 783-796, 2019. <https://doi.org/10.1007/s10891-019-01987-7>
- [7] S. Biswas, M. I. Inam e P. C. Roy, "Transferência de Calor e Análise de Fluxo de Fluidos num Permutador de Calor de Chapas Corrugadas", apresentado na Conferência Internacional de Engenharia Mecânica, Industrial e Energética, Khulna, Bangladesh, 2022. [https://www.researchgate.net/publication/367219221\\_Heat\\_Transfer\\_and\\_Fluid\\_Flow\\_Analysis\\_in\\_a\\_Corrugated\\_Plate\\_Heat\\_Exchange](https://www.researchgate.net/publication/367219221_Heat_Transfer_and_Fluid_Flow_Analysis_in_a_Corrugated_Plate_Heat_Exchange)
- [8] K. Boukhadia e H. Ameer, "Estudo Numérico do Fluxo em Placas e Permutadores de Calor com Juntas," *J. Sc. & Tech*, vol. 02, nº 01, pp. 120-127, 2020. <https://jst.univ-tam.dz/wp-content/uploads/2020/07/ID-20-2-01-18.pdf>
- [9] A.-A. Neagu e C. I. Koncsag, "Melhoria da Eficiência Térmica dos Permutadores de Calor de Junta Usados no Processamento de Óleos Vegetais," *Inventions*, vol. 10, p. 10, 2025. <https://doi.org/10.3390/inventions10010010>
- [10] N. Bozorgan e M. Shafahi, "Análise de Desempenho de Trocadores de Calor de Placas Juntadas Usando Nanofluido," *Journal of Heat and Mass Transfer Research*, vol. 4, pp. 65-72, 2017. <https://doi.org/10.22075/jhmtr.2017.1089.1077>
- [11] O. Arsenyeva, L. Tovazhnyansky, P. Kapustenko e G. Khavin, "Modelação Matemática e Design Ótimo de Permutadores de Calor de Placas e Quadros," *Chemical Engineering Transactions*, vol. 18, pp. 1-6, 2009. <https://doi.org/10.3303/CET0918129>
- [12] O. P. Arsenyeva, L. L. Tovazhnyansky, P. O. Kapustenko e G. L. Khavin, "Projeto Ótimo de Trocadores de Calor de Chapas e Estruturas para Recuperação Eficiente de Calor nas Indústrias de Processo," *Energy*, vol. 36, pp. 4588-4598, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.03.022>
- [13] K. Sreejith, B. Varghese, D. Das, D. Devassy, Harikrishnan e G. K. Sharath, "Design e Otimização de Custos de Trocadores de Calor de Placas," *Research Inventy: International Journal of Engineering and Science*, vol. 4, nº 10, pp. 43-48, 2014. <https://www.researchinventy.com/papers/v4i10/F0410043048.pdf>
- [14] V. Dvořák e T. Vít, "Métodos CAE para o Design de Permutadores de Calor de Placas," *Energy Procedia*, vol. 134, pp. 234-243, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.613>
- [15] K. Xu, K. Qin, H. Wu e R. Smith, "Um Novo Método Baseado em Otimização Assistida por Computador para o Projeto de Permutadores de Calor de Placas Multi-Passagem Single-Pass," *Processes*, vol. 10, p. 767, 2022. <https://doi.org/10.3390/pr10040767>
- [16] R. Sinnott e G. Towler, *Design de Engenharia Química*, 6.ª ed. Oxford, Reino Unido: Butterworth-Heinemann, 2020.
- [17] S. Jenkins, "Indicadores Econômicos," *Chemical Engineering*, vol. 132, nº 6, p. 48, 2025.
- [18] P. F. Fox, T. Uniacke-Lowe, P. L. H. McSweeney e J. A. O'Mahony, *Química e Bioquímica de Laticínios*, 2.ª ed. Londres, Reino Unido: Springer, 2015. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-14892-2>
- [19] ChemicaLogic, "Propriedades Termodinâmicas e de Transporte da Água e do Vapor," 2.0 ed. Burlington, EUA: ChemicaLogic Corporation, 2003.