

Design termo-hidráulico de um permutador de calor duplo sem aletas para arrefecimento de sumo de tomate. Parte 1 - Permutador de Calor Sem Aletas

Diseño térmico-hidráulico de un intercambiador de calor de doble tubo sin y con aletas para el enfriamiento de jugo de tomate. Parte 1 – Intercambiador de calor sin aletas

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

Recebido: 21/02/2026 – Aceite: 15/05/2026 – Publicado: 07/12/2026

Artigos de
Investigação ☒

Artigos de
Revisão ☐

Julgamentos ☐

* Autor
correspondente.



Esta obra está licenciada sob a licença Creative Commons Atribuição-NãoComercial-Partilhar Igual 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.

O Permutador de Calor de Duplo Tubo (DPHE) é frequentemente utilizado na indústria alimentar devido à sua simplicidade no design mecânico, manutenção mínima, facilidade de limpeza e também à capacidade de operar a altas temperaturas e pressões. O objetivo deste artigo é conceber um DPHE sem aletas do ponto de vista termo-hidráulico, para determinar a sua viabilidade de arrefecer um jato de sumo de tomate quente usando água fria como refrigerante. Os principais parâmetros de projeto calculados foram o número total de garfos (32), o fator de limpeza (0,708), a percentagem acima da superfície (41,29%) e a queda de pressão por fricção e potência de bombagem para ambos os fluidos. Da mesma forma, será necessário um fluxo mássico de água de arrefecimento de 6,50 kg/s, com uma carga térmica de 951,77 kW. O DPHE projetado não pode ser aplicado com sucesso ao serviço de transferência de calor solicitado devido aos elevados valores obtidos para o número total de forquilhas, a percentagem acima da superfície e a queda de pressão por fricção (16,56 atm) para o fluido anular (água fria), que está muito acima do valor máximo permitido estabelecido pelo processo (0,296 atm) para este fluxo, aumentando assim também a potência de bombagem deste fluido para um valor significativo (13,67 kW). O DPHE projetado sem aletas custará cerca de 165.500 USD em janeiro de 2026.

Palavras-chave.

Permutador de calor de tubo duplo, design, número total de garfos, percentagem acima da superfície, queda de pressão, potência de bombagem.

Resumen.

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

Palabras clave.

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

1. Introdução.

O equipamento do permutador de calor transfere calor de um fluido quente para um frio, onde ambos os fluidos são separados por uma parede sólida. Normalmente, a maioria dos permutadores de calor são de dois fluidos, embora os trocadores de três fluidos estejam a ganhar popularidade. Em termos de construção, os permutadores de calor podem ser classificados como permutadores de camada e tubos, tubos concêntricos e tubos com aletas. A escolha de um permutador de calor para uma dada aplicação depende da própria aplicação, dos recursos disponíveis, do espaço, da

economia, da seleção de materiais e de outros fatores. Qualquer que seja a escolha de um permutador de calor, é muito essencial que seja projetado de forma a proporcionar a transferência de calor necessária, ocupando menos espaço, com quedas de pressão abaixo dos limites permitidos pelo processo, e ainda assim competitivo em termos de custo [1].

O Permutador de Calor de Dois Tubos (DPHE) é considerado um dos tipos mais simples de permutador de calor tubular. É composta por tubos concêntricos separados por fechos mecânicos. Os permutadores de calor de dois

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

² Faculdades de Ciências Aplicadas; Universidade de Camagüey; laura.alvarez@reduc.edu; <https://orcid.org/0009-0007-2643-018X>, Camagüey; Cuba.

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

⁴ Área Técnica, Instalação de Armazenamento de Combustível 540; lizthalia.jimenez@reduc.edu; <https://orcid.org/0009-0004-4537-2366>, Camagüey, Cuba.

⁵ Faculdades de Ciências Aplicadas; Universidade de Camagüey; heily.victoria@reduc.edu; <https://orcid.org/0009-0007-9319-6506>, Camagüey, Cuba.

⁶ Faculdade de Ciências Aplicadas; Universidade de Camagüey; arlette.delacaridad@reduc.edu; <https://orcid.org/0000-0002-3193-0660>, Camagüey; Cuba.

tubos são relativamente baratos de construir e requerem manutenção mínima. São usados em aplicações de alta temperatura e alta pressão [2].

Os DPHEs (também chamados de permutadores de calor em garfo) são uma configuração amplamente utilizada em sistemas de aquecimento e industriais. Os DPHEs podem ser utilizados nas indústrias química, alimentar, petrolífera e de gás, aplicações de energia solar e geotérmica, aplicações de ar condicionado, reaquecimento, pré-aquecimento e processos de aquecimento por digestores. Além disso, o DPHE continua a ser amplamente utilizado para a investigação e desenvolvimento de instalações experimentais em laboratórios de engenharia energética. Uma vantagem é o baixo custo de design e manutenção. Este tipo de permutador de calor é simples na estrutura e fácil de instalar, limpar, manter e modificar, permitindo uma extensão significativa da vida útil e do serviço [3].

O DPHE consiste em um ou mais tubos colocados concêntricos dentro de outro tubo de maior diâmetro, com conexões apropriadas para direcionar o fluxo de uma seção para outra. Um fluido flui pelo tubo interior (lado do tubo) e o outro flui pelo espaço anular (anel). O tubo interior é ligado por curvas de retorno em forma de U fechadas numa caixa de retorno-curva. O DPHE pode ser organizado em várias disposições em série e paralelas para satisfazer os requisitos de queda de pressão. A principal utilização do DPHE é o processo sensato de aquecimento ou fluidos de arrefecimento, onde são necessárias pequenas áreas de transferência de calor (até 50m²). Esta configuração é também adequada para um ou ambos os fluidos de alta pressão devido ao diâmetro menor dos tubos. Podem ser usados quando um jato é gasoso, líquido viscoso ou de pequeno volume, e também sob condições severas de incrustação devido à facilidade de limpeza e manutenção [4].

Segundo [5], se o fluxo contiver sólidos em suspensão, o DPHE pode também ser uma melhor alternativa, pois podem ser construídos com um tubo interior de maior diâmetro para evitar obstruções. Além disso, os permutadores de calor de tubo duplo são facilmente limpos, e o fluxo longitudinal impede a existência de regiões de estagnação, que nos permutadores de camada e tubos são propensas a incrustações. Os DPHEs também têm a vantagem da flexibilidade graças à sua estrutura modular, que permite uma adaptação mais fácil às modificações do processo.

O moinho de tomate (*Lycopersicon esculentum*) é uma das culturas hortícolas mais consumidas a nível mundial e ocupa o segundo lugar na produção mundial entre as culturas hortícolas. O tomate recebe uma variedade de tratamentos diferentes para o transformar em produtos comerciais reconhecidos, como molhos, ketchup e sumo, tomates inteiros enlatados e extrato ou concentrado de tomate. Por exemplo, para a preservação pós-colheita, os tomates são tratados termicamente com várias técnicas,

como pasteurização e esterilização, e secagem e evaporação a altas temperaturas, o que ajuda a garantir a segurança e estabilidade microbiológica dos produtos resultantes [6].

A tecnologia para a produção de sumo de tomate é basicamente a mesma usada para a produção de pasta de tomate. O processo envolve a seleção de frutos maduros e saudáveis, seguida de lavagem, cortagem, remoção de sementes, pausa quente, pré-aquecimento da água desmineralizada e depois peneiração em malhas de 0,3-0,4 mm para extrair um sumo mais fino com menos sólidos em suspensão e remover ácidos gordos livres e matéria oleosa. O sumo obtido pode ser concentrado aquecendo-o no vácuo. Sal, açúcar e especiarias podem ser adicionados consoante o sabor. O produto acabado é geralmente armazenado em materiais de embalagem compatíveis feitos de embalagens revestidas a vidro ou alumínio [7].

Como indicado [8], são usados dois métodos comerciais para produzir sumo de tomate: a pausa quente e a pausa fria. "Corte quente" refere-se geralmente a uma temperatura de corte entre 85 e 90 °C, que provoca a inativação de enzimas importantes para o aroma e a viscosidade. A pectinmetilesterase e a poligalacturonase decompõem as cadeias de pectina no tecido do tomate. Ao inativar estas enzimas no processo de corte a quente, pode-se obter um produto mais viscoso, o que é geralmente desejável. Em contraste, a lipooxygenase é a enzima inicial envolvida na criação de importantes compostos aromáticos frescos ao decompor ácidos gordos insaturados e, quando inativada durante a pausa quente, estão menos compostos aromáticos presentes. Estes autores também mencionam que "cold break" se refere a uma temperatura abaixo dos 70 °C para aumentar a atividade enzimática. Uma característica do processo de quebra a frio é a diminuição da viscosidade. As vantagens do cold breaking em relação ao cold break são que o produto final é considerado ter uma cor mais natural e um sabor mais fresco. O método da pausa quente é utilizado para produzir a maioria dos produtos de tomate e, assim, manter uma alta viscosidade. No entanto, um aumento do uso do método da pausa fria deverá produzir produtos de tomate com aroma mais fresco.

Em [6] é indicado que os tratamentos térmicos convencionais são atualmente os mais comuns na indústria alimentar, mas devido ao mecanismo de transferência de calor (condução e convecção), estes processos apresentam algumas desvantagens como alta temperatura, perda de valor nutricional e alterações sensoriais. Além disso, a combustão do combustível usado para gerar calor provoca perdas económicas de energia. Estas desvantagens podem ser evitadas com tecnologias modernas como o aquecimento óhmico, que é um tratamento térmico que aquece os alimentos passando uma corrente elétrica alternada através deles; Como resultado, este método tem uma elevada capacidade para aquecimento rápido e homogêneo. Além disso, esta técnica proporciona produtos alimentares seguros e de alta qualidade, preservando o seu valor nutricional, e caracteriza-se por uma elevada energia

que permite reduzir o tempo de aquecimento entre 90 a 95%. Estes autores desenvolveram um sistema combinado de aquecimento ôhmico-vácuo para produzir tomate purta a temperaturas de 70, 80 e 90 °C e pressões de 0,3, 0,5 e 0,7 bar, e um campo elétrico de 1,82, 2,73 e 3,64 V/cm, utilizando um desenho central composto. Neste estudo, foram também avaliados os efeitos das condições de aquecimento na qualidade e avaliação sensorial da pasta de tomate, enquanto cada combinação de temperatura, pressão e campo elétrico foi quantificada para consumo energético específico, eficiência energética e produtividade.

Poucos estudos foram relatados relacionados com o design termo-hidráulico ou a avaliação de equipamentos de transferência de calor para o processamento de produtos de tomate. Neste sentido, [9] aplicou a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) para desenhar um permutador de calor de casca e tubo em escala industrial e para simular a transferência de calor, de modo a visualizar o processo de pasteurização da planta de tomate com o objetivo de apresentar à indústria, onde foi explicado o comportamento da viscosidade no processo de pasteurização da planta de tomate usando o modelo de Herschel-Bulkley. De forma semelhante, [10] pretendia estudar potenciais melhorias nas propriedades termofísicas dos nanofluidos quando usados como meio de aquecimento para reduzir o tempo e poupar energia nas indústrias alimentares pela primeira vez. Consequentemente, foram selecionadas três variáveis diferentes: temperatura (70, 80 e 90 °C), concentração de nanopartículas de alumina (0, 2 e 4 %) e tempo (30, 60 e 90 s) para o processamento térmico do sumo de tomate utilizando um permutador de calor de casca e tubo. De forma semelhante, [11] avaliou o desempenho térmico de um permutador de calor triplo equipado com aletas escalonadas para o processamento de concentrados de tomate. Neste estudo, foram encontrados desafios devido à elevada viscosidade dos fluidos não newtonianos tratados na indústria alimentar, o que levou ao fluxo laminar e à penetração térmica limitada. Simulações numéricas, implementadas num[®] ambiente ANSYS Fluent, foram usadas para resolver as equações que regem a dinâmica termofluida de um permutador de calor triplo com aletas escalonadas noanel interior. O comportamento reológico do concentrado de tomate foi modelado usando um modelo de lei de potência, combinado com a lei de Arrhenius, para introduzir a dependência da temperatura em relação ao índice de consistência. Foi adotada a validação experimental para verificar a precisão das simulações. Apesar de todos os estudos mencionados acima, até onde os autores sabem, o design de um DPHE para refrigeração do sumo de tomate ainda não foi reportado.

Alguns dos autores do presente estudo publicaram recentemente um artigo [12] no qual um DPHE sem aletas foi concebido do ponto de vista termo-hidráulico, para arrefecer um jato de leite de vaca líquido usando água fria como refrigerante. A metodologia de concepção utilizada nesta investigação foi a reportada por [13], obtendo como resultado principal que o DPHE sem aletas projetado não

pode ser aplicado satisfatoriamente no serviço de transferência de calor solicitado devido ao valor relativamente elevado obtido para a queda de pressão do fluido do lado do tubo.

Numa fábrica de processamento alimentar cubano, desejava-se arrefecer um jato de sumo de tomate usando água fria como refrigerante, e foram propostos dois DPHEs para este sistema térmico, o primeiro sem aletas e o segundo com aletas longitudinais no tubo interior (aletas). Por isso, este artigo pretende desenhar o DPHE sem aletas do ponto de vista termo-hidráulico, para conhecer a adequação deste permutador de calor para este serviço de troca de calor. A metodologia de design utilizada neste artigo foi a reportada por [13], onde são calculados vários parâmetros importantes de projeto, como o número total de garfos, o fator de limpeza, a percentagem acima da superfície, bem como a queda de pressão e a potência de bombeamento de ambos os fluxos de líquido. Além disso, é calculado o custo de compra do DPHE sem multas. Num segundo artigo, será concebido um DPHE com aletas para calcular os mesmos parâmetros de projeto mencionados acima, enquanto os resultados do presente artigo serão comparados com os do DPHE com aletas desenhado no segundo artigo, com o objetivo de selecionar o DPHE mais adequado e adequado do ponto de vista térmico e hidráulico para realizar este serviço de troca de calor.

2. Materiais e métodos.

2.1. Exposição do problema.

Numa fábrica de processamento de alimentos cubana, é necessário arrefecer 14.000 kg/h de um jato de sumo de tomate entre 90 °C e 30 °C usando água fria como refrigerante disponível a 5 °C, enquanto a temperatura de saída desta água fria não deve exceder os 40 °C. O material de construção selecionado para o DPHE é aço carbono, enquanto a queda de pressão dos jatos de sumo de tomate e água fria não deve exceder 300.000 Pa. Projetar um DPHE sem aletas adequado, do ponto de vista termo-hidráulico, para cumprir este serviço de transferência de calor, utilizando os seguintes dados de entrada para os tubos:

- Comprimento do tubo: 4,0 m.
- Diâmetro do anel interior: 0,07790 m.
- Diâmetro do tubo interior: 0,0525 m.
- Diâmetro exterior do tubo interior: 0,0603 m.
- Condutividade térmica do aço carbono: 54 W/m.K [13].

2.2. Metodologia de concepção

Número total de bifurcações e percentagem acima da superfície

Passo 1. Definindo os parâmetros iniciais para os fluxos:
A Tabela 1 apresenta os parâmetros iniciais que devem ser definidos para ambos os fluidos.

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

Parâmetro	Fluido quente	Fluido frio	Unidades
Caudal mássico	m_h	m_c	kg/h
Temperatura entrada	da T_1	t_1	°C
Temperatura saída	de T_2	t_2	°C
Queda máxima pressão permitida	de ΔP_{mh}	ΔP_{mc}	Pa
Fator Incorporação	de R_h	R_c	M2. K/W

Fonte: Explicação própria.

Passo 2. Definindo os dados geométricos para os forks:
A Tabela 2 mostra os dados geométricos que devem ser definidos para os forks.

Tabela 2. Dados geométricos a definir para os forks.

Parâmetro	Símbolo	Unidades
Duração	L_t	m
Anel de Diâmetro Interior	D_i	m
Diâmetro do Tubo Interior	d_i	m
Diâmetro exterior do tubo interior	d_e	m
Material metálico de condutividade térmica do tubo interior	k_m	W/m.K

Fonte: Explicação própria.

Passo 3. Definição do arranjo de fluxo dentro do permutador de calor de tubo duplo:

- Contrafluxo
- Paralelo

Passo 4. Alocação de fluidos dentro do permutador de calor de tubo duplo

Passo 5. Considere o isolamento do permutador de calor de duplo tubo contra perdas de calor.

Passo 6. Temperatura média de ambos os cursos de água (ribeiros):

- Fluido Quente (): T

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

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

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

Passo 7. Parâmetros físicos de ambos os fluidos à temperatura média:

A Tabela 3 mostra os parâmetros físicos que devem ser considerados para ambos os fluidos à temperatura média calculada no passo anterior.

Tabela 3. Parâmetros físicos a considerar para ambos os fluidos.

Parâmetro	Fluido quente	Fluido frio	Unidades
Densidade	ρ_h	ρ_c	kg/m ³
Viscosidade	μ_h	μ_c	Pa.s
Capacidade calorífica	Cp_h	Cp_c	kJ/kg. K
Condutividade Térmica	k_h	k_c	W/m.K

Fonte: Explicação própria.

Passo 8. Carga térmica (): Q

- Usando os dados para o fluido quente:

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

- Usando os dados para o fluido frio:

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

Enquanto que são dadas em kg/s. $m_h m_c$

Passo 9. Caudal em massa de um curso de água:

- Fluxo de massa de fluido quente:

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

- Caudal mássico do fluido frio:

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

Passo 10. Temperatura da parede do tubo (): T_w

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

Passo 11. Viscosidade de ambos os fluidos à temperatura da parede do tubo:

- Líquido quente () [Pa.s]. μ_{hw}
- Líquido frio () [Pa.s]. μ_{cw}

Passo 12. Área líquida de fluxo livre do tubo interior (): A_{ct}

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

Passo 13. Velocidade do fluido do lado do tubo (): v_t

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

Passo 14. Número de Reynolds de fluido do lado do tubo (): Re_t

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

Passo 15. Número de Prandtl do fluido do lado do tubo (): Pr_t

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

Onde é dada em J/kg.K. Cp_t

Passo 16. Número de Nusselt para fluido do lado do tubo ($):Nu_t$

- Fluxo laminar ($< 2.300)Re_t$

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

Adequado para tubos lisos para as seguintes condições:

$$0,48 < < 16.700 Re_t \cdot Pr_t$$

$$0,0044 < < 9,75 \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}}\right)^{0.14}$$

$$(Re_t \cdot Pr_t \cdot \frac{d_i}{L_t})^{0.33} \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}}\right)^{0.14} \geq 2$$

- Escoamento turbulento ($2.300 < < 10Re_t^4$) [correlação de Gnielinski]:

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

onde é o fator de atrito de Fanning para o fluido do lado do tubo e é calculado usando a seguinte correlação: f_t

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

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

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

Válido por $> 0,5.Pr_t$

Onde:

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

Passo 17. Coeficiente de transferência de calor para fluido do lado do tubo ($):h_t$

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

Passo 18. Área líquida de fluxo livre do anel ($):A_{ca}$

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

Passo 19. Velocidade do fluido anular ($):v_a$

$$v_a = \frac{\frac{m_a}{3.600}}{\rho_a \cdot A_{ca}} \quad (18)$$

Passo 20. Diâmetro Hidráulico ($):D_h$

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

Passo 21. Número de Reynolds de fluido anular ($):Re_a$

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

Passo 22. Número de Prandtl do fluido anular ($):Pr_a$

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

Onde é dada em J/kg.K. Cp_a

Passo 23. Número de Nusselt para fluido anular ($):Nu_a$

- Fluxo laminar ($< 2.300)Re_a$

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

Adequado para tubos lisos para as seguintes condições:

$$0,48 < < 16.700 Re_a \cdot Pr_a$$

$$0,0044 < < 9,75 \left(\frac{\mu_a}{\mu_{aw}}\right)^{0.14}$$

$$(Re_a \cdot Pr_a \cdot \frac{D_h}{L_t})^{0.33} \left(\frac{\mu_a}{\mu_{aw}}\right)^{0.14} \geq 2$$

- Escoamento turbulento ($2.300 < < 10Re_a^4$) [correlação de Gnielinski]:

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

onde é o fator de atrito de Fanning para fluido anular e é calculado usando a seguinte correlação: f_a

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

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

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

Válido por $> 0,5.Pr_a$

Onde:

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

Passo 24. Diâmetro equivalente para transferência de calor ($):D_e$

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

Passo 25. Coeficiente de transferência de calor para fluido anular ($):h_a$

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

Passo 26. Coeficiente total de transferência de calor cultivado com base na zona exterior do tubo interior ($):U_f$

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

Passo 27. Diferença média de temperatura logarítmica (ΔT_m)

- Para fluxo paralelo:

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

- Para o contrafluxo:

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

Passo 28. Área superficial da transferência de calor (A_o)

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

Onde é dada em kW.Q

Passo 29. Área de transferência de calor por forqueta (A_{hp})

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

Passo 30. Número de garfos (N_h)

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

Passo 31. Limpe o coeficiente global de transferência de calor com base na área exterior de transferência de calor (U_c)

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

Passo 32. Fator de limpeza (CF)

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

Passo 33. Total de faltas (R_{ft})

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

Passo 34. Percentagem sobre a superfície (OS)

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

Queda de pressão e potência de bombeamento

Passo 35. Queda de pressão devido ao atrito do fluido do lado do tubo (Δp_t)

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

Onde para o fluxo laminar (< 2.300): Re_t

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

Correção do fator de atrito de Fanning para o fluxo laminar (f_{ct})

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

Onde $m = -0,58$ para aquecimento e $-0,50$ para arrefecimento sob fluxo laminar.

Passo 36. Potência de bombagem para fluido do lado do tubo (P_t)

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

Onde é dada em kg/s e é a eficiência isentrópica da bomba. $m_h \eta_p$

Passo 37. Queda de pressão por fricção do fluido anular (Δp_a)

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

Onde para o fluxo laminar (< 2.300): Re_a

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

Correção do fator de atrito de Fanning para o fluxo laminar (f_{ca})

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

Onde $m = -0,58$ para aquecimento e $-0,50$ para arrefecimento sob fluxo laminar.

Passo 38. Potência de bombagem para fluido anular (P_a)

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

Onde é dada em kg/s e é a eficiência isentrópica da bomba. $m_a \eta_p$

2.3. Custo de compra do DPHE projetado

Segundo [14], o custo de adquirir um DPHE infinito pode ser calculado usando a seguinte correlação numa base na Costa do Golfo dos EUA mencionada em janeiro de 2007:

$$C_{2007} = 1,600 + 2,100 \cdot A_0^{1,0} \quad (46)$$

Onde - Área superficial de transferência de calor calculada usando a equação (31), que deverá variar entre 1,0 e 80,0 m² [14]. A_0

Como o custo de compra do DPHE sem finalidade calculado pela equação (46) baseia-se em janeiro de 2007, este custo deve ser atualizado para 2026 usando a seguinte correlação [15]:

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

Onde:

C_{2007} – Custo de compra do DPHE sem aletas baseado em janeiro de 2007, calculado usando a equação (46).

$CEPCI_{2026}$ – Índice de custos de instalações de engenharia química baseado em janeiro de 2026 = 840,9 [16].

$CEPCI_{2007}$ – Índice de custos das instalações de engenharia química baseado em janeiro de 2007 = 509,7 [14].

C_{2026} – Custo de compra do DPHE sem aletas com base em janeiro de 2026.

3. Resultados.

3.1. Número total de garfos e percentagem acima da superfície

Abaixo estão os resultados numéricos de vários parâmetros-chave de design calculados pela metodologia para dimensionar o DPHE sem aletas, especificamente o número total de forquilha, o fator de limpeza e a percentagem acima da superfície.

Passo 1. Definindo os parâmetros iniciais para os fluxos:

A Tabela 4 mostra os valores numéricos dos parâmetros iniciais que devem ser definidos para cada fluido.

Tabela 4. Valores numéricos dos parâmetros iniciais para ambos os fluidos.

Parâmetro	Fluido quente (tomate zumo)	Fluido frio (água fria)	Unidades
Caudal mássico	m_h	m_c	kg/h
Temperatura da entrada	T_1	t_1	°C
Temperatura de saída	T_2	t_2	°C
Queda máxima de pressão permitida	ΔP_{mh}	ΔP_{mc}	Pa
Fator de falta1	R_h	R_c	M2. 76 K/W

¹ Os valores dos fatores de incrustação de ambos os fluidos foram retirados das sugestões reportadas por [13].

Fonte: Explicação própria.

Passo 2. Definindo as dimensões geométricas dos forks:

A Tabela 5 mostra os valores geométricos dos dados para os forks.

Tabela 5. Valores geométricos de dados para forks.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
Duração	L_t	4.0	m
Anel de Diâmetro Interior	D_i	0.00779	m
Diâmetro do Tubo Interior	d_i	0.0525	m
Diâmetro exterior do tubo interior	d_e	0.0603	m

Material metálico de condutividade térmica do tubo interior k_m 54 W/m.K

Fonte: Explicação própria.

Passo 3. Definição do arranjo de fluxo dentro do permutador de calor de tubo duplo:

Tendo em conta as sugestões reportadas por [13][17][18], o arranjo de fluxo escolhido para este sistema de troca de calor é contracorrente.

Passo 4. Alocação de fluidos dentro do permutador de calor de tubo duplo.

[3] indica que é apropriado usar um DPHE quando o meio aquecido é colocado no anel com uma secção transversal relativamente pequena e o meio de aquecimento (por exemplo, vapor, água quente, fluxo de processo quente) passa pelo tubo interior. Seguindo as sugestões deste estudo, bem como as recomendações reportadas por [14], o fluido quente (sumo de tomate) estará localizado no tubo interior, enquanto o líquido frio (água fria) estará no anel.

Passo 5. Considere o isolamento do permutador de calor de tubo duplo contra perdas de calor.

O DPHE projetado será isolado para evitar a perda indesejada de calor no equipamento.

Passo 6. Temperatura média de ambos os cursos de água (ribeiros):

- Fluido Quente (): T

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60^\circ\text{C} \quad (1)$$

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

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{5 + 40}{2} = 22.5^\circ\text{C} \quad (2)$$

Passo 7. Parâmetros físicos de ambos os fluidos à temperatura média:

A Tabela 6 apresenta os valores dos parâmetros físicos definidos tanto para sumo de tomate como para água fria à temperatura média calculada na etapa anterior, que foram retirados de [19] para sumo de tomate e [20] para água fria.

Tabela 6. Valores dos parâmetros físicos definidos para ambos os fluidos.

Parâmetro	Fluido quente (tomate zumo)	Fluido frio (água fria)	Unidades
Densidade	ρ_h 1,006.3	ρ_c 997.658	kg/m3
Viscosidade	μ_h 0.021	μ_c 0.000943	Pa.s
Capacidade calorífica	Cp_h 4.079	Cp_c 4.1825	kJ/kg. K
Condutividade de Térmica	k_h 0.630	k_c 0.6029	W/m.K

Fonte: Explicação própria.

Passo 8. Carga térmica (): Q

- Usando os dados para o fluido quente:

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

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

Passo 9. Caudal mássico do fluido frio (água fria):

$$m_c = \frac{Q}{C_{p_c} \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{951.77}{4.1825 \cdot (40 - 5)} = 6.50 \text{ kg/s} \quad (6)$$

Passo 10. Temperatura da parede do tubo (): T_w

$$T_w = \frac{1}{2} \cdot (\bar{T} + \bar{t}) = \frac{1}{2} \cdot (60 + 22.5) = 41.25 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7)$$

Passo 11. Viscosidade de ambos os fluidos à temperatura da parede do tubo:

Para um valor de temperatura na parede do tubo de 41,25 °C, sumo de tomate (fluido quente) e água fria (fluido frio) devem ter os seguintes valores de viscosidade [19][20]:

- Zumo de Tomate () = 0,03018 Pa.s. μ_{hw}
- Água fria () = 0,00064 Pa.s. μ_{cw}

Dado que o sumo de tomate estava no tubo interior e a água fria no anel, será aplicada a seguinte nova nomenclatura apresentada na Tabela 7 para os fluxos, parâmetros físicos e fatores de incrustação de ambos os cursos de água.

Tabela 7. Será aplicada uma nova nomenclatura para ambos os ramos.

Parâmetro	Líquido quente (sumo de tomate)	Líquido frio (água fria)
	Nomenclatura anterior	Nomenclatura nova
Caudal	m_h	m_t
Densidade	ρ_h	ρ_t
Viscosidade	μ_h	μ_t
Capacidade calorífica	C_{p_h}	C_{p_t}
Condutividade	k_h	k_t
Térmica	R_h	R_t
Fator de Incorporação	R_h	R_t

Fonte: Explicação própria.

A Tabela 8 mostra os resultados dos parâmetros calculados nos passos 12 a 25.

Tabela 8. Resultados dos parâmetros calculados nos passos 12 a 25.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
12	Área líquida de fluxo livre do tubo interior	A_{ct}	0.00216	M2
13	Velocidade do fluido do lado do tubo (sumo de tomate)	v_t	1.785	m/s
14	Número de fluidos do lado do tubo de Reynolds	Re_t	4,492	-
15	Número de Prandtl do fluido na lateral do tubo	Pr_t	135.97	-
16	Fator de fricção da ventilação para fluido do lado do tubo	f_t	0.00998	-
17	Número de Nusselt para fluido do lado do tubo	Nu_t	99.45	-
18	Coeficiente de transferência de calor para fluido do lado do tubo	h_t	1,194	L/m2. K
19	Área líquida do anel de fluxo livre	A_{ca}	0.00191	M2
20	Velocidade anular do fluido (água fria)	v_a	3.411	m/s
21	Diâmetro hidráulico	D_h	0.0176	m
22	Número de fluido anular de Reynolds	Re_a	63,521	-
23	Número de prandtl do fluido anular	Pr_a	6.542	-
24	Fator de fricção do ventilador para fluido de anel	f_a	0.00496	-
25	Número de Nusselt para	Nu_a	303.17	-

24	fluido anular2 Diâmetro equivalente para transferência de calor	D_e	0.0403	m
25	Coefficiente de transferência de calor para fluido anular	h_a	4,531.13	L/m2. K

¹ De $2.300 < Re_t < 10Re_t^4$, a correlação de Gnielinski foi usada para calcular Nu_t .

² a partir de $104 < Re_a < 5 \times 10Re_a^6$, a correlação de Prandtl foi usada para calcular Nu_a .

Fonte: Explicação própria.

A Tabela 9 analisa os resultados dos parâmetros calculados nos passos 26-34.

Tabela 9. Resultados dos parâmetros calculados nos passos 27-40.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
26	Coefficiente total de transferência de calor contaminado com base na zona exterior do tubo interior	U_f	561.46	L/m2. K
27	Diferença média de temperatura logarítmica	ΔT_m	36.07	°C
28	Área de transferência de calor superficial	A_o	47	M2
29	Área de transferência de calor por forquilha	A_{hp}	1.515	M2
30	Número de bifurcações	N_h	32	-
31	Limpa o coeficiente global de transferência de calor com base na zona exterior de transferência de calor	U_c	793.33	L/m2. K
32	Fator de limpeza	CF	0.708	-
33	Total Ausência	R_{ft}	0.000521	M2. K/W
34	Porcentagem da superfície	OS	41.29	%

¹ Calculado para disposição de contrafluxo.

Fonte: Explicação própria.

3.2. Queda de pressão e potência de bombagem

A Tabela 10 apresenta os resultados dos parâmetros calculados nos passos 35-38, que compreendem o cálculo da queda de pressão e da potência de bombagem para ambos os fluidos.

Mesa 10. Resultados dos parâmetros calculados nos passos 35-38.

Passo	Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
35	Queda de pressão devido ao atrito do fluido do lado do tubo	Δp_t	312,558 3.08	Pa ATM
36	Potência de bombagem para o fluido do tubo lateral	P_t	1.51	kW
37	Queda de pressão por fricção do fluido do anel	Δp_a	1,678,128 16.56	Pa ARM
38	Potência de bombagem para fluido anular	P_a	13.67	kW

Fonte: Explicação própria.

3.3. Custo de compra do DPHE projetado

Usando correlação (46), e para um valor de 47 m2, o custo de compra do DPHE sem aletas com base em janeiro de 2007 é: A_o

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

$$C_{2007} = 1,600 + 2,100 \cdot 47^{1.0}$$

$$= USD \$ 100,300$$

Assim, o custo de compra do DPHE sem aletas com base em janeiro de 2026 é:

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

$$C_{2026} = 100,300 \cdot \frac{840.9}{509.7} \approx USD \$ 165,500$$

4. Discussão

A carga térmica do sistema de troca de calor era de 951,77 kW, enquanto um caudal mássico de 6,50 kg/s de água fria a 5 °C era necessário para arrefecer 14.000 kg/h de sumo de tomate entre 90 °C e 30 °C. Em [12], foi concebido um DPHE sem aletas para arrefecer 4.320 kg/h a partir de um jato de leite líquido de vaca usando água fria como fluido de arrefecimento disponível a 2°C. Neste estudo, o fluido quente (leite de vaca) estava localizado no anel, enquanto o fluido frio (água fria) estava no tubo interior, obtendo assim uma carga térmica de 235,14 kW e um fluxo mássico necessário de água fria de 9,32 kg/s.

De acordo com os resultados da Tabela 8, a velocidade do sumo de tomate (fluido do lado do tubo) era de 1,785 m/s, o que está dentro do intervalo proposto por [14] de 1-2 m/s para fluidos de processo que fluem em trocadores tubulares, enquanto a velocidade da água fria (fluido anular) era de 3,411 m/s, que está acima do intervalo proposto por [14] de 1,5-2,5 m/s para água corrente em trocadores tubulares. A velocidade do fluido do anel era 1,91 vezes maior do que a velocidade do fluido do lado do tubo. Em [12] as velocidades calculadas do fluido lateral do tubo (água fria) e do fluido anular (leite líquido de vaca) são de 16,64 m/s e 0,92 m/s, respetivamente.

O número de Reynolds do fluido do lado do tubo (sumo de tomate) tinha um valor de 4.492, indicando que este fluido flui na zona de transição, enquanto o fluido anular (água fria) flui na zona turbulenta porque o valor do seu número de Reynolds (63.521) é superior a 10.000 [13]. O número de Reynolds de água fria era 14,14 vezes superior ao número de Reynolds de sumo de tomate. O sumo de tomate tinha este valor baixo do número de Reynolds principalmente devido ao valor relativamente elevado da sua viscosidade (0,021 Pa.s) e também devido ao baixo valor do diâmetro interior do tubo interior (0,0525 m). Em [12], o número de Reynolds de fluido do lado do tubo (água fria) e fluido anular (leite líquido de vaca) é 291.629 e 16.796, respetivamente, pelo que ambos os fluidos fluem sob regime turbulento.

O valor calculado do número de Prandtl para sumo de tomate foi 132,97, sendo 20,78 vezes superior ao número de Prandtl para água fria (6,542). Esta diferença deve-se em grande parte à maior viscosidade do sumo de tomate (0,021 Pa.s) em comparação com a viscosidade da água fria (0,000943 Pa.s). Em [12], o número de Prandtl de fluido do lado do tubo (água fria) e fluido anular (leite líquido de vaca) é 11,19 e 7,16, respetivamente.

O número de Nusselt do fluido do lado do tubo (sumo de tomate) foi 99,45, enquanto o valor deste parâmetro para o fluido do anel (água fria) foi 303,17. O número de Nusselt para água fria foi 3,05 vezes superior ao número de Nusselt para sumo de tomate, o que se deve ao facto de o número de Reynolds apresentado pela água fria (63.521) ser superior ao número de Reynolds para sumo de tomate (4.492). No entanto, vale a pena mencionar que as equações usadas para calcular os números de Nusselt para ambos os fluidos eram diferentes, ou seja, a correlação de Gnielinski foi usada para calcular o número de Nusselt para sumo de tomate, enquanto a correlação de Prandtl foi usada para calcular o número de Nusselt para água fria, baseada nos valores numéricos de Reynolds para ambos os fluidos. Em [4], foi projetado um DPHE sem aletas para arrefecer 5 kg/s de um jato de óleo de motor quente (fluido anular) entre 65 e 55 °C usando água do mar (fluido do lado do tubo) como líquido de arrefecimento. O número de Nusselt calculado para o fluido do lado do tubo (água do mar fria) variava entre 422,0330 e 798,6098 para um intervalo de fator de fricção do lado do tubo de 0,002-0,004, dependendo do conjunto de correlação usado para calcular estes parâmetros, enquanto o

número de Nusselt calculado para o fluido do anel (óleo quente do motor) era 34,693 para um valor de fator de fricção de 0,024. Em [12], o número de Nusselt do fluido do lado do tubo (água fria), calculado usando a correlação de Prandtl e totalizando 1.237,84, é 12,44 vezes superior ao número de Nusselt do fluido anular (leite líquido de vaca), que também foi calculado usando a correlação de Prandtl e totalizou 99,49.

O coeficiente de transferência de calor para o fluido anular (4.531,13 W/m². K) era 3,78 vezes superior ao coeficiente de transferência de calor para o fluido do lado do tubo (1.194 W/m². K). Isto ocorreu principalmente porque o valor mais elevado foi obtido a partir do número de Nusselt para a água em comparação com o valor deste parâmetro para sumo de tomate. Em [4], o coeficiente de transferência de calor para a água do mar que flui dentro dos tubos variou entre 12.885 W/m². K a 24.382 W/m². K, dependendo das correlações usadas para calcular o número de Nusselt. Da mesma forma, o coeficiente de transferência de calor para o óleo do motor que flui no anel para o DPHE sem aletas é de 64,549 W/m². K. Em [12], o coeficiente de transferência de calor do fluido do lado do tubo (água fria) é de 26.531,78 W/m². K, enquanto o coeficiente de transferência de calor do fluido anular (leite líquido de vaca) é de 1.175,24 W/m². K, ou seja, o coeficiente de transferência de calor para água fria é 22,58 vezes superior ao coeficiente de transferência de calor para leite líquido de vaca.

Os valores dos coeficientes totais de transferência de calor entrelaçado e limpo foram de 561,46 W/m². K e 793,33 W/m². K, respetivamente, e estavam dentro do intervalo reportado por [21] de 280-850 W/m². K; o alcance reportado por [14] de 350-900 W/m². K, enquanto o coeficiente total de transferência de calor enredada estava dentro do intervalo proposto por [13] de 370-750 W/m². K, enquanto o coeficiente global de transferência de calor limpo era superior ao intervalo reportado por estes autores. Os valores do coeficiente global de transferência de calor reportados pela literatura correspondem a uma transferência de calor sensata sem mudança de fase usando água como refrigerante, ajustando-se adequadamente ao nosso sistema de transferência de calor. Em [12], os coeficientes totais de transferência de calor sujo e limpo têm valores de 774,31 W/m². K e 1.030,11 W/m². K, respetivamente.

A diferença média de temperatura logarítmica calculada teve um valor de 36,07 °C, com uma superfície de transferência de calor de 47 m², uma superfície de transferência de calor por bifurcação de 1,515 m², resultando assim num total de 32 forqu岸tes, o que pode ser considerado elevado e atípico para um DPHE [13]. Consideramos que as razões por detrás deste valor elevado para o número total de forks foram o valor elevado da carga térmica (951,77 kW) e os valores relativamente baixos obtidos para o coeficiente total de transferência de calor sujo (561,46 W/m². K) e a diferença média logarítmica de temperatura (36,07 °C). De forma semelhante, o fluxo do fluido do lado do tubo (sumo de tomate) sob a zona de

transição, uma zona que deve ser evitada ao projetar permutadores de calor [17], pode ter influenciado a obtenção de um valor tão elevado para o número total de garfos, porque o valor baixo obtido para o número de sumo de tomate de Reynolds reduziu o valor do coeficiente total de transferência de calor em condições de incrustação (ϵ). Assim, aumenta a superfície de transferência de calor (A_o) e, consequentemente, o número total de forquilha. Em [4], o número total de forquilha para um DPHE sem aletas com óleo de motor/água do mar é de 85 e 87 em condições limpas e emaranhadas, respectivamente. Em [12], a diferença logarítmica média de temperatura, superfície de transferência de calor e transferência de calor por garfo é de 23,51 °C, $12,92U_f A_o^{m^2}$ e 0,629 m², respectivamente, totalizando 21 pinos.

O fator de limpeza, que é um termo desenvolvido para a indústria de energia a vapor que relaciona o coeficiente total de transferência de calor quando o permutador está ensujado com quando está limpo [13], tinha um valor de 0,708, um resultado que pode ser considerado inferior ao valor proposto por [13] de 0,85 para trocadores tubulares típicos. Isto ocorreu devido ao valor relativamente elevado do coeficiente global de transferência de calor limpo ($793,33 W/m^2$). K). Em [4] o fator de limpeza tinha um valor de 0,9819 para um intervalo de números de Nusselt de 422,0330 a 798,6098 durante o desenho de um DPHE sem aletas. Em [12], o fator de limpeza tem um valor de 0,752 para um DPHE sem nadadeiras.

A percentagem acima do solo foi de 41,29%, o que pode ser considerado elevado em comparação com o valor médio recomendado por [13] de não ultrapassar cerca de 30%. É, portanto, um permutador de calor bastante grande, que poderia ser reduzido para cumprir as especificações do processo com limpezas mais frequentes. Pode ser preferível usar um design de 30% acima do solo para reduzir o custo de investimento, de modo a que o calendário de limpeza possa ser organizado em conformidade. Portanto, o desenho proposto pode ser modificado e reclassificado [13]. Em [4] a percentagem acima da superfície oscilou entre 1,8400 % e 1,8455 % para um intervalo do número de Nusselt entre 422,0330 e 798,6098 durante o desenho de um DPHE sem aletas. Em [12], o valor da percentagem na superfície é de 32,96%.

A queda de pressão por fricção para o fluido do lado do tubo (sumo de tomate, 312.558 Pa ou 3,08 atm) excedeu ligeiramente o limite máximo permitido pelo sistema de troca de calor (300.000 Pa), enquanto a queda de pressão por fricção do fluido anular (água fria) teve um valor bastante elevado (1.678.128 Pa ou 16,56 atm), que era 5,59 vezes superior ao limite máximo permitido estabelecido pelo processo para este fluxo (300.000 Pa). Este valor elevado obtido pela queda de pressão por fricção da água fria deve-se principalmente ao elevado valor da velocidade da água fria de 3,411 m/s, ao elevado número de forquilha necessárias (32) e ao valor baixo do diâmetro hidráulico (0,0176 m). Em [17] afirma-se que, se a queda de pressão

calculada for excessiva, será necessário aumentar a área de fluxo, seja aumentando o diâmetro dos tubos ou instalando mais ramos em paralelo. A queda de pressão por fricção do fluido anular foi 5,37 vezes maior do que a queda de pressão do fluido do lado do tubo. Os resultados do nosso estudo são consistentes com os relatados por [4], onde as quedas de pressão do fluido anular (óleo quente do motor) são maiores do que as quedas de pressão do fluido lateral do tubo (água do mar), tanto em condições sujas como limpas. No entanto, os resultados do nosso estudo não são consistentes com os reportados por [12], onde a queda de pressão por fricção do fluido lateral do tubo (água fria) é 122,51 vezes maior do que a queda de pressão por fricção do fluido do anel (leite líquido de vaca).

Finalmente, a potência de bombeamento do fluido anular (13,67 kW) foi 9,05 vezes superior à queda de pressão do fluido lateral do tubo (1,51 kW), principalmente devido ao valor relativamente elevado da queda de pressão obtida para água fria em comparação com o valor deste parâmetro para sumo de tomate. Este resultado coincide com os reportados por [4], onde o valor da potência de bombeamento do fluido anular é maior do que a potência de bombeamento do fluido lateral do tubo, tanto para a DPHE limpa sem aletas como para a DPHE suja sem aletas projetada neste estudo. No entanto, os resultados do nosso estudo relativamente a este parâmetro diferem dos reportados por [12], onde a potência de bombeamento do fluido do tubo lateral (água fria) é de 110,5 kW, enquanto a potência de bombagem do fluido do anel (leite líquido da vaca) é de 114,58 W.

O custo de compra do DPHE sem aletas, com base em janeiro de 2026, rondou os USD 165.500 para uma superfície de transferência de calor (ϵ) de $474 A_o^{m^2}$. Em [12], o custo de compra de um DPHE sem aletas projetado para arrefecer um jato de leite líquido de vaca é de 45.600 dólares, segundo maio de 2025, para uma superfície de transferência de calor de 12,92 m² e aplicando a mesma correlação reportada por [14].

5. Conclusões.

No presente artigo, foi concebido um DPHE sem aletas do ponto de vista termo-hidráulico, para arrefecer um jato de sumo de tomate quente usando água fria como refrigerante e aplicando a metodologia de design relatada por [13]. Foram calculados vários parâmetros chave de projeto, como a carga térmica (951,77), a taxa de fluxo mássico necessária da água refrigerada (6,50 kg/s) e o coeficiente total de transferência de calor contaminado ($561,46 W/m^2$). K), o número total de garfos (32), o fator de limpeza (0,708) e a percentagem na superfície (41,29%). De forma semelhante, a queda de pressão por fricção e a potência de bombagem também foram calculadas para ambos os fluidos. Concluiu-se que o DPHE projetado não pode ser implementado no serviço de transferência de calor solicitado devido aos valores elevados obtidos para o número total de forquilha e à percentagem acima da superfície, que se devem principalmente ao fluxo do fluido lateral do tubo (sumo de

tomate) na zona de transição. Esta conclusão pode ser corroborada tendo em conta o valor relativamente elevado obtido para a queda de pressão por fricção do fluido anular (16,56 atm), que é 5,59 vezes superior ao limite máximo permitido estabelecido pelo processo para este fluxo, que por sua vez aumentou a potência de bombeamento deste fluido para um valor significativo (13,67 kW). O DPHE projetado custará cerca de \$165.500 em janeiro de 2026. Recomenda-se aumentar o diâmetro de ambos os tubos e redesenhar o DPHE sem aletas para diminuir a queda de pressão do fluido anular, bem como para evitar o desenho do DPHE sem aletas com um dos fluidos a fluir na zona de transição.

6. Agradecimentos (se aplicável)

7.- Contribuições dos autores (Taxonomia dos Papéis dos Contribuintes (CRediT))

1. Conceptualização: Amaury Pérez Sánchez
2. Curadoria de dados: Laura Thalía Álvarez Lores, Laura de la Caridad Arias Águila.
3. Análise formal: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores, Lizthalía Jiménez Guerra.
4. Aquisição de fundos: Amaury Pérez Sánchez.
5. Investigação: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores, Laura de la Caridad Arias Águila.
6. Metodologia: Laura Thalía Álvarez Lores, Heily Victoria González, Arlette de la Caridad González Abad.
7. Gestão de projetos: Amaury Pérez Sánchez, Lizthalía Jiménez Guerra.
8. Recursos: Laura Thalía Álvarez Lores, Lizthalía Jiménez Guerra, Heily Victoria González.
9. Software: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores, Arlette de la Caridad González Abad.
10. Supervisão: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores.
11. Validação: Amaury Pérez Sánchez, Laura de la Caridad Arias Águila, Lizthalía Jiménez Guerra.
12. Exibição: Heily Victoria González, Arlette de la Caridad González Abad.
13. Redação - rascunho original: Lizthalía Jiménez Guerra, Heily Victoria González, Arlette de la Caridad González Abad.
14. Escrita - revisão e edição: Amaury Pérez Sánchez, Laura Thalía Álvarez Lores, Laura de la Caridad Arias Águila.

8. Apêndice.

Nomenclatura.

A_o	Área de transferência de calor superficial	M2
A_{ca}	Área líquida do anel de fluxo livre	M2
A_{ct}	Área líquida de fluxo livre do tubo interior	M2
A_{hp}	Área de transferência de calor por forquilha	M2

C_p	Capacidade calorífica	kJ/kg. K
CF	Fator de limpeza	-
d_e	Diâmetro exterior do tubo interior	m
d_i	Diâmetro do Tubo Interior	m
D_e	Diâmetro equivalente para transferência de calor	m
D_h	Diâmetro hidráulico	m
D_i	Anel de Diâmetro Interior	m
f	Fator de atrito do ventilador	-
f_c	Fator de fricção do ventilador corrigido	-
h	Coefficiente de transferência de calor	L/m2. K
k	Condutividade Térmica	W/m.K
k_m	Material metálico de condutividade térmica do tubo interior	W/m.K
L_t	Comprimento do tubo	m
m	Caudal mássico	kg/h
N_h	Número de bifurcações	-
Nu	Número de Nusselt	-
OS	Percentagem da superfície	%
P	Potência de bombagem	kW ou W
Pr	Número de Prandtl	-
Δp	Queda de pressão por fricção	Pa
ΔP_m	Queda máxima de pressão permitida	Pa
Q	Carga Térmica	kW
R	Fator de Incorporação	M2. K/W
Re	Número de Reynolds	-
R_{ft}	Total Ausência	M2. K/W
t	Fluido de Temperatura Fria	°C
$\bar{t}$	Fluido frio a temperatura média	°C
T	Fluido de Temperatura Quente	°C
T_w	Temperatura da parede do tubo	°C
$\bar{T}$	Fluido quente a temperatura média	°C
ΔT_m	Diferença de temperatura média logarítmica	°C
U_c	Coefficiente Global de Transferência de Calor Limpo	L/m2. K
U_f	Coefficiente total de transferência de calor sujo	L/m2. K
v	Velocidade	m/s
Símbolos gregos		
ρ	Densidade	kg/m3
μ	Viscosidade	Pa.s
μ_w	Viscosidade do fluido à temperatura da parede do tubo	Pa.s
η_p	Eficiência da bomba isentrópica	-
Subíndices		
1	Entrada	
2	Saída	
a	Fluido anular	
c	Fluido frio	
h	Fluido quente	
t	Fluido do Lado do Tubo	

7.- Referências.

- [1] K. Silaipillayarputhur, T. A. Mughanani, A. A. Mojil e M. A. Dharmouh, "Análise Analítica e Numérica do Design de Trocadores de Calor de Tubos Concêntricos – Uma Revisão," *IOP Conf. Series: Ciência e Engenharia de Materiais*, vol. 272, p. 012006, 2017. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/272/1/012006>
- [2] N. Nwoko, P. Mukumba e K. Obileke, "Avaliação do Desempenho Térmico de um Permutador de Calor de Duplo Tubo Instalado num Sistema de Gaseificação de Biomassa", *Journal of Engineering*, pp. 1-8, 2020. <https://doi.org/10.1155/2020/6762489>
- [3] J. Havlik, T. Dlouhy, e J. Krempasky, "Transferência de Calor em Permutadores de Calor de Dois Tubos com Espaçamento de Tubos Pequenos," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 147, pp. 1-10, 2025.
- [4] C. Ezgi e Ö. Akyol, "Design Térmico de Permutador de Calor de Dois Tubos Usado como Arrefecedor de Óleo em Navios: Um Estudo de Caso Comparativo," *Journal of Ship Production and Design*, vol. 35, nº 1, pp. 12-18, 2019. <https://doi.org/10.5957/JSPD.170009>
- [5] A. Peccini, J. C. Lemos, A. L. H. Costa e M. J. Bagajewicz, "Projeto Ótimo de Estruturas de Permutadores de Calor de Dupla-Tubo," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 58, pp. 12080-12096, 2019. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.9b01536>
- [6] Z. T. Alkanan, A. B. Altemimi, A. R. S. Al-Hilphy, F. Cacciola e S. A. Ibrahim, "Aplicação e Efeitos do Aquecimento Combinado por Vácuo Ôhmico nos Fatores de Qualidade da Pasta de Tomate," *Foods*, vol. 10, p. 2920, 2021. <https://doi.org/10.3390/foods10122920>
- [7] G. I. Igile, O. O. Ekpe, N. M. Essien, S. C. Bassey e M. A. Agiang, "Características de qualidade do sumo de tomate produzido e preservado com e sem as suas sementes," *Donnish Journal of Food Science and Technology*, vol. 2, nº 1, pp. 001-009, 2016.
- [8] C. L. Goodman, S. Fawcett e S. A. Barringer, "Análise do Sabor, Viscosidade e Cor dos Sumos de Tomate Inovadores Quentes e Frios," *Journal of Food Science*, vol. 67, Nº 1, pp. 404-408, 2002.
- [9] S. Asadbeigi, E. Ahmadi, M. Goodarzi e A. Sagharichian, "Análise e Simulação de Transferência de Calor e Design de um Permutador de Calor de Casca e Tubo para o Processo de Pasteurização de Extrato de Tomate: Um Estudo CFD," *Heliyon*, vol. 9, p. e21593, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2023.e21593>
- [10] S. M. Jafari, S. S. Jabari, D. Dehad e S. A. Shahidi, "Melhoria da Transferência de Calor no Processamento Térmico de Sumo de Tomate pela Aplicação de Nanofluidos," *Food Bioprocess Technol*, vol. 10, pp. 307-316, 2017. <https://doi.org/10.1007/s11947-016-1816-9>
- [11] L. Pagliarini, U. Neviani e S. Rainieri, "Modelação Numérica e Validação Experimental de Transferência de Calor Melhorada e Mistura Térmica num Permutador de Calor de Três Tubos para Processamento Alimentar," *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Vol. 35, Nº 11, pp. 3749-3774, 2025.
- [12] A. P. Sánchez, L. d. l. C. A. Águila, H. V. González, M. I. L. R. Veliz e Z. M. S. Rodríguez, "Projeto termo-hidráulico de um permutador de calor de dois tubos sem aletas e aletas para refrigeração do leite. Parte 1 - Permutador de Calor Sem Aletas," *Ingeniería Química y Desarrollo*, vol. 08, nº 01, pp. 88-101, 2026. <https://doi.org/10.53591/fv3x4n54>
- [13] S. Kakaç, H. Liu e A. Pramuanjaroenkij, *Trocador de Calor - Seleção, Classificação e Design Térmico*, 3.ª ed. Boca Raton, EUA: CRC Press, 2012.
- [14] R. Sinnott e G. Towler, *Design de Engenharia Química*, 6.ª edição Oxford, Reino Unido: Butterworth-Heinemann, 2020.
- [15] J. R. Couper, D. W. Hertz e F. L. Smith, "9. Economia de Processos," no *Manual de Engenheiros Químicos de Perry*, D. W. Green e M. Z. Southard, eds. 9.ª ed. Nova Iorque, EUA: McGraw-Hill Education, 2019.
- [16] S. Jenkins, "Indicadores Económicos," *Chemical Engineering*, vol. 135, nº 3, p. 40, 2026.
- [17] E. Cao, *Transferência de Calor em Engenharia de Processos*. Nova Iorque, EUA: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2010.
- [18] A. M. Flynn, T. Akashige, e L. Theodore, *Transferência de Calor do Processo Kern*, 2.ª ed. Nova Jérsei, EUA: John Wiley & Sons, Inc., 2019.
- [19] Y. Choi e M. R. Okos, "As Propriedades Térmicas dos Concentrados de Sumo de Tomate," *Transactions of the ASAE*, vol. 26, nº 1, pp. 305-311, 1983.
- [20] M. Z. Southard, R. L. Rowley e W. V. Wilding, "2. Dados Físicos e Químicos," no *Perry's Handbook of Chemical Engineers*, 9.ª Edição. Nova Iorque, EUA: McGraw-Hill Education, 2019.
- [21] S. M. Hall, *Regras Gerais para Engenheiros Químicos*, 6.ª ed. Amsterdão, Países Baixos: Elsevier, 2018.