



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

REBECA DE ARAUJO SILVA

MODELAGEM DE UM TROCADOR DE PLACAS MULTI-CORRENTE

FORTALEZA

2022

REBECA DE ARAUJO SILVA

MODELAGEM DE UM TROCADOR DE PLACAS MULTI-CORRENTE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Química do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do grau de bacharel em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Dr. Samuel Jorge Cartaxo.

FORTALEZA

2022

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Sistema de Bibliotecas
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

S583m Silva, Rebeca de Araujo.

Modelagem de um Trocador de Placas Multi-corrente / Rebeca de Araujo Silva. – 2022.

74 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia,
Curso de Engenharia Química, Fortaleza, 2022.

Orientação: Prof. Dr. Samuel Jorge Marques Cartaxo.

1. BAHE.. 2. Trocador de calor multi-corrente.. 3. Simulação. 4. Python.. 5. Transferência de Calor. I.
Título.

CDD 660

REBECA DE ARAUJO SILVA

MODELAGEM DE UM TROCADOR DE PLACAS MULTI-CORRENTE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Química do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do grau de bacharel em Engenharia Química.

Aprovada em: 01/12/2022

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Samuel Jorge Cartaxo (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Profa. Dra. Maria Valderez Ponte Rocha
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Profa. Dra. Andréa da Silva Pereira
Universidade Federal do Ceará (UFC)

À minha família, que não poderia ter me afogado
em mais amor!

AGRADECIMENTOS

A Deus, por sua maravilhosa criação, por me permitir entender um pouco dela.

Agradeço meu querido esposo, Rafael por sua alegria, inteligência e imenso amor em todos os momentos. À minha mãe, Mirian, que é doce como pudim de coco e tem alegrado meus dias desde sempre. À minha irmã, Alice, por seu carinho, amor e apoio em todos os momentos. Aos meus tios Janiz e Manoel e meu primo Bruno, que muitas vezes me deixaram estudar em suas casas e me ajudaram sempre que precisei.

A todos os meus amigos e colegas de curso, em especial Mariana Ferreira por me oferecer sua preciosa amizade.

Ao professor Samuel Cartaxo, por me orientar neste trabalho e ao longo do curso. Agradeço pelas suas preciosas indicações de sites e livros e pelo seu exemplo de trabalho duro e perseverante.

Ao professor Mac Gayver Castro, que me ensinou como finalmente estudar de maneira efetiva! Sem ele este trabalho teria sido muito mais difícil de concluir.

A todos os professores que me ensinaram, tirando dúvidas e sendo sempre solícitos, em especial à professora Valderez, uma das pessoas mais dedicadas e boas que já conheci. Ao professor Hosiberto, por nos ensinar a enxergar os problemas reais no dia a dia desta profissão. Ao professor Fabiano, que nos ofereceu generosas porções do seu conhecimento.

Ao querido professor Olavo de Carvalho pelas preciosas lições e pelo COF.

Ao Doutorando em Engenharia Elétrica, Ednardo Moreira Rodrigues, e seu assistente, Alan Batista de Oliveira, aluno de graduação em Engenharia Elétrica, pela adequação do *template* utilizado neste trabalho para que o mesmo ficasse de acordo com as normas da biblioteca da Universidade Federal do Ceará (UFC).

"Science comes to a stop at the frontiers of logic,
but nature does not: she thrives on ground as yet
untrodden by theory."

(Carl Jung)

RESUMO

O Trocador Brasado de Alumínio, do inglês *Brazed Aluminum Heat Exchanger* (BAHE) é um equipamento com grande potencial para redução de correntes de processo, área ocupada, melhoria na eficiência energética e reestruturação de processos, mas seu uso ainda é pouco explorado. Modelos que descrevam esse equipamento são bem vindos para auxiliar na compreensão de seu funcionamento e em uma previsão mais acertada de seus efeitos. O objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo para simular os perfis de temperatura de um BAHE com três correntes e fluxo cruzado para diferentes condições operacionais. O modelo é validado a partir dos dados experimentais obtidos por Vaisi *et al.* (2022a), Vaisi *et al.* (2022b). Foi utilizada uma abordagem diferencial dos balanços energéticos em cada camada do trocador considerando a condensação na camada central e a variação de temperatura nas camadas superior e inferior. O fluido de troca térmica utilizado é a água. As equações diferenciais desenvolvidas foram resolvidas computacionalmente utilizando o pacote *odeint* disponível na biblioteca *Scipy*, em linguagem *Python*. Foram obtidos os perfis de temperatura para as camadas superior e inferior e a qualidade de vapor na saída da camada central. O modelo apresenta boa concordância com os dados experimentais. O erro absoluto médio para a qualidade de vapor na saída da camada central em relação à primeira bissetriz é de 9,4% e o $R^2 = 0.870$ entre o modelo e os dados experimentais.

Palavras-chave: BAHE. Trocador de calor multi-correntes. Simulação. Python. Transferência de calor.

ABSTRACT

The Brazed Aluminum Heat Exchanger (BAHE) is a piece of equipment with great potential to reducing number of streams in a process, floor space used in facilities, enhancement of energy efficiency and remodelling processes, but its use is still scarce in industry. Models describing this heat exchanger are welcome to help understanding its operating characteristics and provide a more accurate measure of its effects. The objective of this work is to develop, apply and validate a model which simulates the temperature profiles of a three streams cross flow BAHE for different operating conditions. The model is validated using experimental data provided by Vaisi *et al.* (2022a) and Vaisi *et al.* (2022b). A differential approach was used for energy balances between the layers considering condensation in the central layer and sensible heat transfer in the top and bottom layers. The fluid in all three streams is water. The differential equations developed were solved numerically using the *Odeint* package available in the *Scipy Python* library. The temperature profiles were obtained for the top and bottom layers as well as the vapor quality in the central layer stream outlet. The model predictions are in good agreement with experimental data. The mean absolute error for vapor quality compared to the first bisector of an experimental versus simulated data is 9.4% and $R^2 = 0.870$.

Keywords: BAHE. Multi-stream heat exchanger. Simulation. Python. Heat Transfer.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 – Trocador de placas gaxetado (Trocador de Placas, do inglês <i>Plate Heat Exchanger</i> (PHE)) | 18 |
| Figura 2 – Trocador de placas soldado (Trocador de Placas Soldado, do inglês <i>Welded Plate Exchanger</i> (WPE)) | 19 |
| Figura 3 – Esquema de funcionamento de BAHE com três correntes | 20 |
| Figura 4 – Trocador tipo BAHE para aplicações criogênicas. | 20 |
| Figura 5 – Imagem da planta de Sasol (à esquerda), da Union Carbide, em 1980 comparada à planta de Secunda (à direita), Air Liquid, 2018. A primeira produzia 2000 ton/dia enquanto a segunda chega às 5000 ton/dia. | 21 |
| Figura 6 – À esquerda temos oxigênio em estado líquido e à direita nitrogênio em sua forma líquida, fluidos utilizados em BAHEs | 22 |
| Figura 7 – a) retangulares, b) triangulares, c) onduladas, d) OSF, e) perfuradas, f) veneziana. | 24 |
| Figura 8 – a) Simples b) Onduladas (também <i>wavy</i> ou <i>heringbone</i>), c) perfuradas e d) OSF | 25 |
| Figura 9 – Aletas OSF (esquerda) e onduladas (direita) | 25 |
| Figura 10 – Desenho esquemático da entrada e saída das correntes em cada camada | 28 |
| Figura 11 – Trocadores de calor construídos por Vaisi. (a) Camada central exposta, onde passa o vapor, (b) visão lateral das seções superior e inferior, onde passam água fria e quente, respectivamente, (c) diferentes trocadores com variações nos parâmetros das aletas onduladas (na camada central), (d) visão do trocador fechado com os bocais. | 29 |
| Figura 12 – Vistas do trocador de Vaisi com seus principais parâmetros | 30 |
| Figura 13 – Numero de Nusselt bifásico Nu_{tp} para cada Reynolds do fluido frio Re_c | 38 |
| Figura 14 – Variação das temperaturas de saída dos fluidos frio (1) e quente (3). | 42 |
| Figura 15 – Variação das temperaturas de saída dos fluidos frio (1) e quente (3). | 42 |
| Figura 16 – Variação das temperaturas de saída dos fluidos frio (1) e quente (3). | 43 |
| Figura 17 – Variação da Qualidade do Vapor (X_V). | 43 |
| Figura 18 – Erro percentual entre os resultados experimentais e os do modelo. | 44 |
| Figura 19 – Resultado Experimental versus Modelo. | 45 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 – Condições operacionais utilizadas | 28 |
| Tabela 2 – Parâmetros geométricos do núcleo do trocador | 30 |
| Tabela 3 – Parâmetros geométricos das aletas | 30 |
| Tabela 4 – Correlações elaboradas | 39 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|------|---|
| ASP | Unidade de separação de ar - do inglês <i>Air Separation Unit</i> |
| BAHE | Trocador Brasado de Alumínio, do inglês <i>Brazed Aluminun Heat Exchanger</i> |
| BPHE | Trocador de Placas Brasado, ou BPHE (Brazed Plate Heat Exchanger) |
| NIST | Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia, do inglês <i>National Institute of Standards e Technology</i> |
| OSF | do inglês <i>Offset Strip Fins</i> |
| PHE | Trocador de Placas, do inglês <i>Plate Heat Exchanger</i> |
| WPE | Trocador de Placas Soldado, do inglês <i>Welded Plate Exchanger</i> |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|------------|--|
| c_p | Calor específico, $\frac{kJ}{kg \cdot s}$ |
| ρ | Densidade, $\frac{kg}{m^3}$ |
| μ | Viscosidade dinâmica, $Pa \cdot s$ |
| k | fator de condutividade térmica, $\frac{W}{m \cdot C}$ |
| v_x | Velocidade do eixo x , $\frac{m}{s}$ |
| h | Coefficiente de convecção, $\frac{W}{m^2 K}$ |
| U | Coefficiente global de transferência de calor, $\frac{W}{m^2 K}$ |
| U_{12} | Coefficiente global de transferência de calor entre o fluido frio e o vapor, $\frac{W}{m^2 K}$ |
| U_{23} | Coefficiente global de transferência de calor entre o fluido quente e o vapor, $\frac{W}{m^2 K}$ |
| T | Temperatura, $^{\circ}C$ |
| m | Vazão mássica, $\frac{kg}{s}$ |
| m_c | Vazão mássica de condensado, $\frac{kg}{s}$ |
| A | Área superficial de troca térmica m^2 , amplitude de onda da aleta, mm |
| ΔA | Delta de área superficial de troca térmica, m^2 |
| dA | Elemento diferencial de área superficial de troca térmica, m^2 |
| T_{in} | Temperatura de entrada, $^{\circ}C$ |
| Q | Vazão volumétrica, $\frac{L}{min}$ |
| P_{in} | Pressão de entrada, kPa |
| P | Pressão, kPa |
| a | Área específica [m^2/m] |
| q | Taxa de transferência de calor, $\frac{kJ}{s}$ |
| x | Eixo x , m |
| y | Eixo y , m |
| N_{pi} | Número de passagens para cada fluido |
| H_t | Comprimento do cabeçote, mm |
| H_w | Largura do cabeçote, mm |

| | |
|--------------|---|
| H_h | Altura do cabeçote, mm |
| S_l | Comprimento da barra lateral, mm |
| S_h | Largura da barra lateral, mm |
| P_l | Comprimento da placa divisória, mm |
| P_w | Largura da placa divisória, mm |
| D | Diâmetro do bocal do cabeçote, mm |
| P_t | Espessura do prato separador, mm |
| L_1 | Comprimento do bloco de aletas, mm |
| L_2 | Largura da aleta, mm |
| b | Altura da aleta, mm |
| p_f | Passo da aleta(pitch), mm |
| L | Tamanho de cada tira, mm, calor latente |
| δ | Espessura da aleta, mm |
| λ | Comprimento de onda da aleta, mm |
| n_{f1} | Número de aletas |
| A_p | Área da superfície primária, mm ² |
| n_{off1} | número de aletas não contínuas |
| A_f | Área das aletas, mm ² |
| A_i | Área de troca térmica total do fluido i , mm ² |
| $L_{e_{un}}$ | Comprimento unitário da curva da aleta ondulada, mm |
| L_e | Comprimento total da curva da aleta ondulada |
| j | Fator de Colburn |
| Re | Número de Reynolds |
| Re_c | Reynolds do fluido frio |
| Re_h | Reynolds do fluido quente |
| Nu_{tp} | Nusselt da camada central, do inglês <i>two phase</i> |
| x_V | Qualidade do vapor |
| EPAM | Erro percentual absoluto médio |

EPA Erro percentual absoluto

Subscritos:

sat Referente à saturação *i*

i Referente ao fluido *i*

c Fluido frio, do inglês *cold*

v Referente ao vapor

h Fluido quente, do inglês *hot*

1 Fluido frio

2 Vapor

3 Fluido quente

e Referente a entrada

s Referente a saída

OSF Referente às aletas OSF

wavy Referente às aletas onduladas

As unidades explicitadas para cada símbolo servem principalmente de exemplo, para que fiquem claras quais as dimensões da grandeza física mencionada. São também as principais unidades utilizadas neste trabalho, o que não significa que outras unidades não sejam utilizadas ao longo do texto.

SUMÁRIO

| | | |
|--------------|--|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 15 |
| 1.1 | Trocadores Compactos | 15 |
| 1.2 | Objetivos | 16 |
| 1.2.1 | <i>Objetivos Gerais</i> | 16 |
| 1.2.2 | <i>Objetivos Específicos</i> | 17 |
| 2 | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 18 |
| 2.1 | Modelos de trocadores compactos | 18 |
| 2.1.1 | <i>Trocador de Placas Aletado Brasado de Alumínio (BAHE)</i> | 19 |
| 2.2 | Composição Construtiva de um BAHE | 22 |
| 2.2.1 | <i>Composição geral e vantagens</i> | 22 |
| 2.2.2 | <i>Aletas</i> | 23 |
| 2.2.3 | <i>Instalação e condições operacionais</i> | 26 |
| 3 | METODOLOGIA | 28 |
| 3.1 | Experimento de Vaisi | 28 |
| 3.2 | Modelagem Matemática | 31 |
| 3.2.1 | <i>Cálculo das áreas de troca térmica</i> | 34 |
| 3.2.2 | <i>Coefficientes de troca térmica</i> | 37 |
| 3.2.3 | <i>Propriedades dos fluidos e outros parâmetros</i> | 39 |
| 3.2.4 | <i>Qualidade do vapor</i> | 39 |
| 3.3 | Integração Numérica | 40 |
| 4 | VALIDAÇÃO E RESULTADOS | 41 |
| 5 | CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS | 45 |
| | REFERÊNCIAS | 46 |
| | APÊNDICE A –CÓDIGO FONTE | 48 |

1 INTRODUÇÃO

O Trocador de Calor Brasado de Alumínio é um equipamento comum na indústria de processos criogênicos, especialmente anexado às torres de destilação na separação de gases liquefeitos, submetido a temperaturas muito baixas e já tem aplicação em outros setores como refrigeração, indústria alimentícia e de processos, mas seu potencial para melhoria de processos industriais em aspectos como redução de correntes de processo, área ocupada, melhoria na eficiência energética e reestruturação de processos ainda é pouco explorado.

O desenvolvimento de modelos que descrevam matematicamente e fisicamente o fenômeno de transferência de calor em trocadores de utilização mais rara são bem vindos para popularizar seu uso e aprofundar sua compreensão, bem como fornecer uma previsão mais acertada de seus efeitos.

1.1 Trocadores Compactos

Dentre os primeiros passos para a eficiência energética de algum processo está o aumento ou a redução da troca térmica, o que envolve trocadores de calor. É possível associar diversos trocadores em série e em paralelo utilizando a tecnologia de pinch (do inglês, *pinch technology*), porém, se o objetivo for fazer associações mais compactas, entramos no campo de uso dos trocadores compactos (VAISI *et al.*, 2022a).

Trocadores de calor compactos têm sido reconhecidos pela sua importância nas indústrias aeroespacial, automotiva, de geração de energia a vapor e outras desde a década de 50 ou antes devido a fatores como fator de empacotamento maior, exigências de custo, alta performance ou ainda quando um dos fluidos de troca térmica era um gás ou vapor. Considera-se neste trabalho trocadores de calor compactos aqueles com fator de empacotamento acima de $200\text{m}^2/\text{m}^3$, que é uma definição bastante ampla (SHAH, 2001).

O desejo de reduzir o consumo de energia na operação e de reduzir o investimento inicial também começou a fazer parte dos motivos para tais mudanças após a década de 80, aproximadamente. Como resultado, o uso de trocadores de calor de placas, por exemplo, em indústrias onde era comum o uso de trocadores menos compactos, começou a aparecer. Além dos motivos mencionados, o uso de trocadores de calor compactos também oferece vantagens como a redução do espaço útil ocupado no chão de fábrica e pode ajudar a reduzir o inventário de fluidos ¹ (SHAH, 2001).

A indústria de processos com suas exigências técnicas severas, pressões e temperaturas elevadas, fluidos muitas vezes corrosivos, tóxicos ou reativos, enfrenta muitos desafios em relação à integração energética e ao uso de trocadores compactos. Contudo, as oportunidades também são muitas. O uso de equipamentos compactos oferece menores inventários, menor custo instalado e – algumas vezes – é possível remodelar o processo produtivo completamente usando conceitos como intensificação de processo², onde a abordagem é tentar integrar diferentes operações unitárias em uma única unidade de equipamento. Um exemplo são alguns modelos de reatores do tipo Plug-Flow que também funcionam como trocadores de calor (SHAH, 2001).

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivos Gerais

O objetivo deste trabalho é desenvolver um **modelo diferencial** que descreva adequadamente o fenômeno de troca térmica em um trocador de placas multi-correntes de fluxo cruzado.

¹ Uma das maneiras em que trocadores compactos ajudariam na redução no inventário de fluidos seria a seguinte: numa planta industrial frequentemente é necessário resfriar e aquecer diversos fluidos, normalmente aos pares, ou seja, dois fluidos interagindo por vez, pois a maioria dos equipamentos de troca térmica comportam dois fluidos. Muitas vezes é utilizado um fluido de processo que não precisaria estar no processo, caso três ou mais fluidos já presentes no processo pudessem interagir para realizar a troca de energia desejada. Trocadores compactos podem comportar mais que duas correntes (alguns comportam até 12 fluidos em um único equipamento), assim é possível melhorar a integração entre as correntes disponíveis na planta e evitar adicionar mais fluidos no processo apenas para resfriamento ou aquecimento.

² do inglês *Process Intensification*.

1.2.2 *Objetivos Específicos*

Deseja-se obter o perfil de temperatura e condensação ao longo de cada uma das placas de um trocador de placas multi-correntes de fluxo cruzado. Após o desenvolvimento o modelo será resolvido computacionalmente utilizando a linguagem de programação *Python*.

Foi desenvolvido um modelo diferencial semi-empírico para a obtenção do perfil de temperatura, taxa de transferência térmica e de condensação em um trocador de placas multi-correntes do tipo BAHE com fluxo cruzado para várias condições de entrada, um modelo esquemático é mostrado na Figura 1. Foram obtidos os perfis de temperatura e qualidade de vapor em função do comprimento de cada camada de um exemplar de bancada construído para fins experimentais, descrito nos trabalhos de Vaisi *et al.* (2022a) e Vaisi *et al.* (2022b), composto de três camadas. O fluido nas três camadas era água, sendo na primeira camada **água fria**, na segunda **vapor saturado** e na terceira **água quente**, de cima para baixo. Na camada central há condensação.

O modelo é semi-empírico, pois na camada central, onde há condensação, foram utilizados os valores dos coeficientes de transferência térmica h médios obtidos experimentalmente por Vaisi *et al.* (2022a), em vez de serem utilizadas de correlações.

Foram utilizadas diferentes condições operacionais de entrada variando a vazão do fluido frio e avaliando seu impacto na transferência de calor e condensação. Os outros parâmetros na entrada do trocador foram mantidos constantes. Os resultados são então validados utilizando os dados experimentais obtidos por Vaisi *et al.* (2022a).

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

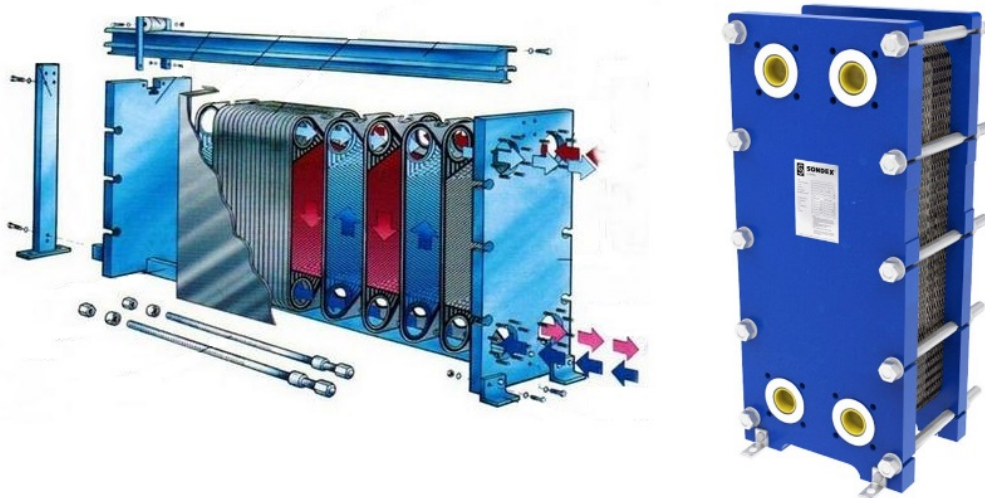
2.1 Modelos de trocadores compactos

O início da ampliação do uso de trocadores compactos coincidiu com a troca de conhecimento e tecnologias entre diferentes setores, ultrapassando os limites das divisões setoriais entre indústria de geração de energia a vapor, automotiva, aeroespacial, processos, processos criogênicos. Dessa maneira os avanços e o entendimento do uso de trocadores compactos nas áreas de aplicação já estabelecidas como a separação de gases (processos criogênicos) e indústria automotiva impactaram outros setores como o de refrigeração e ar-condicionado, geração de energia e setor de processos (SHAH, 2001).

A seguir são revisitados alguns avanços históricos no desenvolvimento e ampliação do uso de trocadores compactos.

O trocador de placas gaxetado PHE, atualmente conhecido pela indústria de maneira geral, passou por duas grandes mudanças. Uma delas foi o desenvolvimento do Trocador de Placas Brasado, ou BPHE (Brazed Plate Heat Exchanger) (BPHE), inicialmente desenvolvido pela SWEP, na Suécia, durante a década de 80. Esse modelo de trocador substituiu quase completamente o uso de trocadores do tipo casco e tubos em aplicações de baixa e média capacidade(100kW) no setores de refrigeração e ar condicionado³. Uma figura de um PHE modelo é mostrada na Figura 1 (SHAH, 2001).

Figura 1 – Trocador de placas gaxetado (PHE)

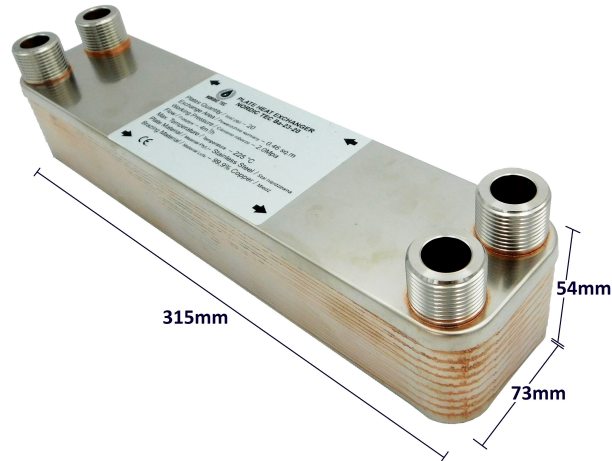


Fonte: Imagem à esquerda, Shebei (2022), direita, Danfoss (2022).

³ Confira aqui um [vídeo](#) do fabricante mostrando um BPHE.

Outro modelo derivado do PHE é o WPE, mostrado na Figura 2, que também é adequado para diversas aplicações de capacidade média.⁴

Figura 2 – Trocador de placas soldado (WPE)



Fonte: Norditec (2022).

As melhorias, principalmente no setor de refrigeração e ar condicionado, foram em grande parte dirigidas pela necessidade de reduzir o tamanho e o custo de evaporadores e condensadores.

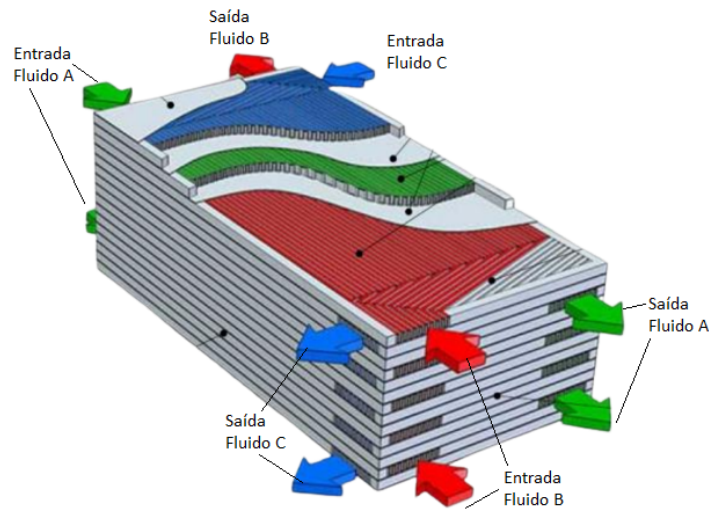
2.1.1 Trocador de Placas Aletado Brasado de Alumínio (BAHE)

Há ainda, dentro da classe de Trocadores de Calor de Placas Aletados, os Trocadores de Calor Brasados de Alumínio, desenvolvidos na década de 40 para a indústria de aviação para serviços de controle ambiental de emissões de gases e para troca térmica entre óleo e combustível.

O BAHE, é, como todo trocador de placas, um sanduíche de folhas metálicas. Entre cada par de placas passa uma corrente de fluido que troca calor com a corrente que passa acima e com a que passa abaixo. Não há transferência de massa entre camadas, ou seja, as correntes entre placas não se misturam, apenas trocam energia, assim **a corrente de fluido frio aquece** (pois recebe energia) e a **corrente de fluido quente arrefece** (pois cede energia). Um esquema de funcionamento de um BAHE é mostrado na Figura 3 e um exemplar real é representado na Figura 4.

⁴ [Vídeo](#) da Nexon apresentando o modelo de WPE.

Figura 3 – Esquema de funcionamento de BAHE com três correntes



Fonte: Alfa Laval (2022).

Figura 4 – Trocador tipo BAHE para aplicações criogênicas.



Fonte: Chart Industries (2022).

As aletas no caso de trocadores de placas compactos são, em geral superfícies corrugadas entre as placas metálicas lisas⁵. Elas têm duas funções principais. A primeira é oferecer uma densidade de área maior e, portanto, menores diâmetros hidráulicos, a segunda é oferecer sustentação mecânica para suportar a diferença de pressão entre os fluidos que correm no núcleo.

Essa classe de trocadores tem sido extensivamente aplicada há pelo menos 50 anos em processos criogênicos⁶ graças às excelentes propriedades do alumínio à baixas temperaturas (inferiores a -150°C , por exemplo). Também é muito utilizado em plantas de produção de etileno.

⁵ Como aquela folha ondulada nas caixas de papelão colocada entre duas folhas lisas, realmente um BAHE é parecido com um papelão de várias camadas.

⁶ A Cosipa, atual Usiminas, na década de 90 já operava pelo menos uma de suas unidades de destilação de ar, a FOX 4, usando BAHEs (ver trabalho do Boehme. O artigo dele é um trabalho experimental sobre esse trocador de calor, é um trabalho dos anos 2000, mas a tese de mestrado com o mesmo tema é de 1991(BOEHME, 1991).

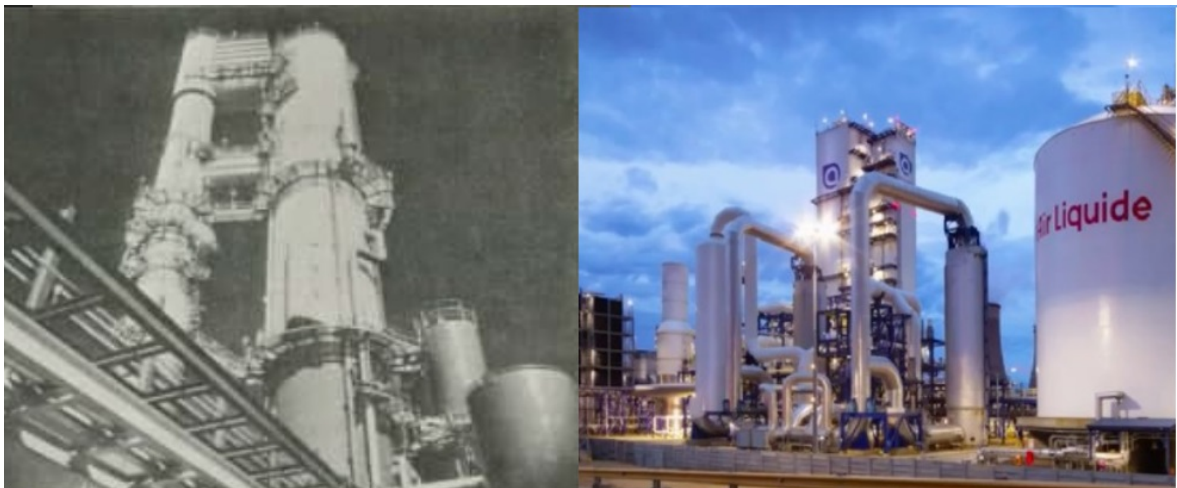
A técnica de brasagem a vácuo permite que sejam utilizados mais de 2 fluidos no núcleo do trocador, alguns comportam até doze fluidos. A elevada densidade de área, que permite diâmetros hidráulicos da ordem de 1 a 2 mm, reduz significativamente o peso e o custo desse modelo de equipamento. Há a possibilidade de arranjar as camadas do trocador em diferentes configurações como fluxo cruzado, contra-corrente e co-corrente. Unidades desse tipo chegam, por exemplo, a áreas da ordem de $1400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (WINDMEIER; BARRON, 2013).

Ainda devido a densidade de área mais alta é possível operar com diferenças de temperatura reduzidas, uma demanda importante de processos criogênicos, que possuem restrições estreitas para as diferenças de temperatura, estabelecidas pela 2ª lei da termodinâmica (SHAH, 2001).

Nos processos criogênicos, as exigências operacionais são elevadas. As vazões têm aumentado ao longo dos anos e as temperaturas são muito baixas.

A produção diária de uma Unidade de separação de ar - do inglês *Air Separation Unit* (ASP), em 1980 variava de 25 a 2000 toneladas/dia de oxigênio produzido e atualmente a maior planta em operação no mundo, a unidade da Air Liquid em Secunda, África do Sul chega a mais de 5000 ton/dia por ASP (SHEN; WOLSKY, 1980). Imagens das plantas citadas podem ser vistas na Figura 5.

Figura 5 – Imagem da planta de Sasol (à esquerda), da Union Carbide, em 1980 comparada à planta de Secunda (à direita), Air Liquid, 2018. A primeira produzia 2000 ton/dia enquanto a segunda chega às 5000 ton/dia.



Fonte: Shen e Wolsky (1980) e Air Liquid (2018).

Exemplos de fluidos de processo utilizados em trocadores BAHE são oxigênio e nitrogênio em estado líquido, conforme mostrado na Figura 6, o que indica uma temperatura de operação inferior a -150°C . Tais condições restringem o material de construção do equipamento ao alumínio por seu baixo custo e excelentes propriedades a baixas temperaturas.

Figura 6 – À esquerda temos oxigênio em estado líquido e à direita nitrogênio em sua forma líquida, fluidos utilizados em BAHES



Fonte: Eielson (2021), Market Research (2021).

2.2 Composição Construtiva de um BAHE

2.2.1 Composição geral e vantagens

A fabricação e operação bem sucedidas de um BAHE de grande escala foi considerada como talvez a realização mais importante no campo de transferência de calor nos últimos 25 anos pela *Modern Metals*, em outubro de 1951. O modelo de trocador posteriormente tornou-se o mais utilizado em processos criogênicos. No início dos anos 2000 já haviam mais de 40 mil BAHES em operação, agora não apenas em aplicações criogênicas, mas também em aplicações em temperaturas mais elevadas, em razão de sua grande área de transferência térmica (WEAVER, 2000).

Engenheiros de processo já entendem os principais benefícios de um BAHE em relação aos clássicos trocadores de casco e tubos. São elas, principalmente:

- **Densidade de área elevada**, em torno de 10 vezes a de um casco e tubos, tal característica permite uma operação com diferenças de temperatura muito reduzidas.

- **A possibilidade de combinar mais de 2 correntes de processo** no núcleo do equipamento, o que permite combinar serviços de maneira otimizada e atenua os custos de operação (WEAVER, 2000).

Considerando o tamanho, geometria, modelos de aleta, número de camadas, configuração do fluxo em paralelo, contracorrente ou cruzado as variações de construção são inúmeras. Cada peça fabricada costuma ser um item customizado único, projetado especificamente para a aplicação solicitada (WEAVER, 2000).

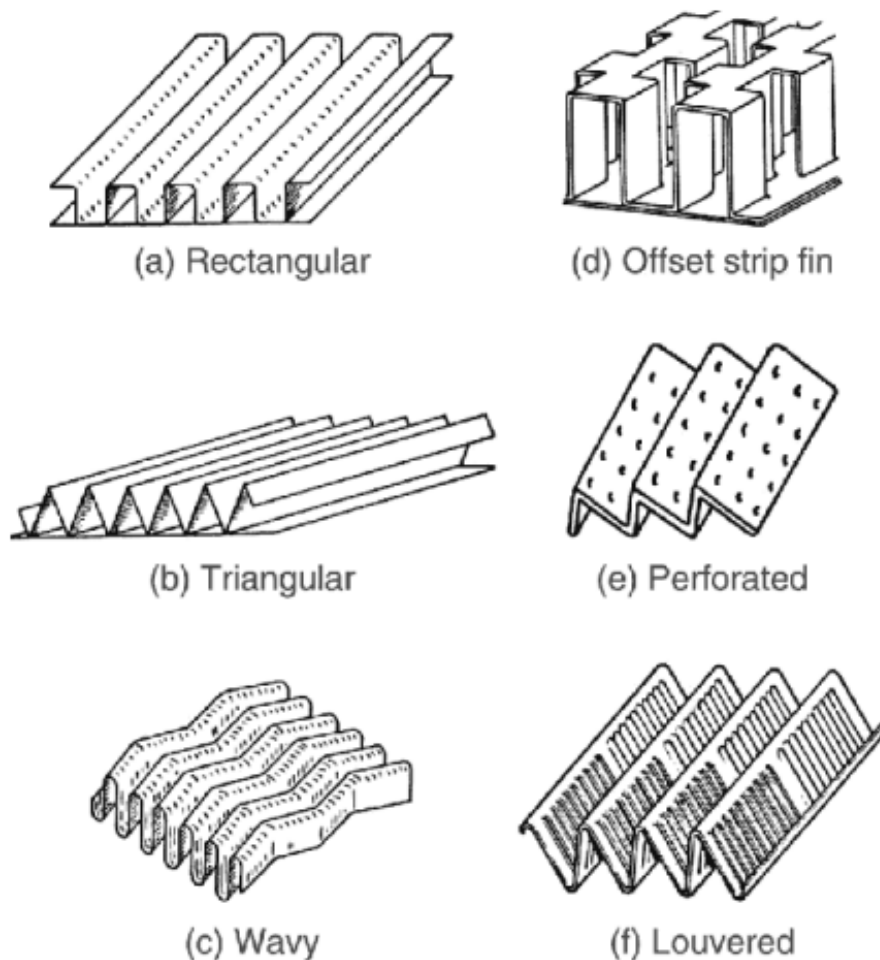
O trocador do tipo BAHE é um conjunto de placas metálicas sobrepostas. Entre cada dupla de placas há uma camada corrugada, composta por aletas, responsável pela elevada superfície secundária. O conjunto que forma o núcleo é fixado por barras metálicas e os bocais de entrada e saída possuem distribuidores de fluxo, pois uma boa distribuição é mandatória para uma boa performance térmica e hidráulica. O equipamento é permanentemente unido por meio da brasagem, que permite uma fixação mais segura contra vazamentos. O tamanho é determinado pelo volume do núcleo e a montagem costuma ser vertical (WEAVER, 2000).

2.2.2 Aletas

Os parâmetros mais importantes para a eficiência de troca térmica de um trocador compacto são os que estão relacionados à geometria das aletas. As aletas, localizadas entre as placas, são os elementos determinantes para a queda de pressão, área de troca térmica e a contribuição da área de troca térmica secundária (VAISI *et al.*, 2022a).

Muitos pesquisadores exploraram a influência dos parâmetros geométricos de trocadores de placas compactos na eficiência da troca térmica e na queda de pressão. Dong *et al.* (2007) investigaram a influência da altura, comprimento e passo de aleta em um trocador com aletas onduladas. Eles concluíram que o aumento do passo de aleta está relacionado ao aumento do fator de Colburn, j , e ao fator de Fanning, f . Song *et al.* (2015) investigaram numericamente a maximização de transferência de calor e a minimização da queda de pressão em canais com aletas onduladas. Wen *et al.* (2019) e Barboy *et al.* (2012) também investigaram os efeitos da otimização geométrica nos canais com aletas onduladas de trocadores compactos e o impacto da amplitude de onda das aletas onduladas no perfil de temperatura, respectivamente (VAISI *et al.*, 2022a).

Figura 7 – a) retangulares, b) triangulares, c) onduladas, d) OSF, e) perfuradas, f) veneziana.

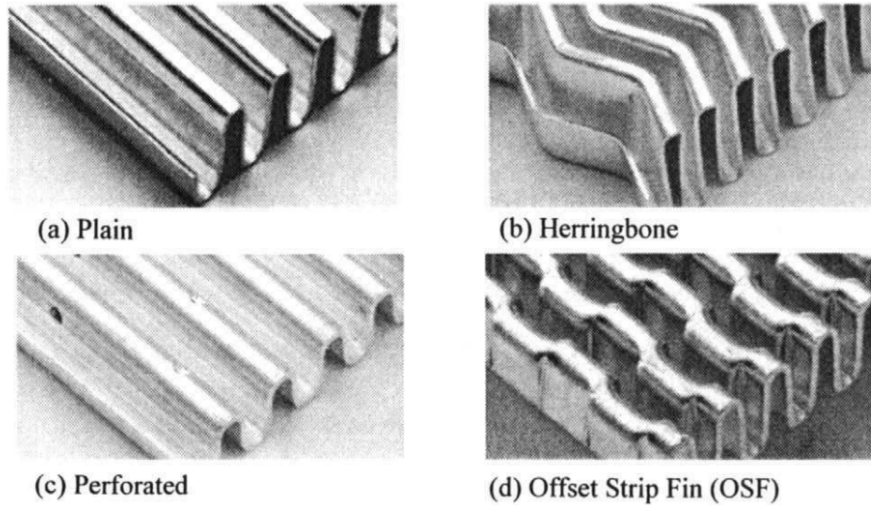


Fonte: Shah (2001).

A literatura deixa claro que os parâmetros geométricos das aletas entre placas são fundamentais para a performance do trocador, e precisam ser cuidadosamente selecionados. Eles influenciarão em variáveis como o coeficiente de troca térmica, o fator de Fanning, a eficiência das aletas (superfície secundária) e, conseqüentemente, o perfil de temperatura.

Diversos modelos de aletas estão disponíveis comercialmente, mas dentre os mais comuns estão as aletas serrilhadas, do inglês *Offset Strip Fins* (OSF), aletas onduladas e aletas do tipo veneziana. Os modelos OSF e ondulado já estão estabelecidos como os mais eficientes para a maioria das aplicações. A adição de aletas compensa a alta resistência térmica em um dos fluidos, especialmente se um deles for gás ou vapor. Esse tipo de trocador tem aletas corrugadas sobrepostas entre placas paralelas. Diferentes modelos representados nas Figuras 7, 8 e 9.

Figura 8 – a) Simples b) Onduladas (também *wavy* ou *heringbone*), c) perfuradas e d) OSF

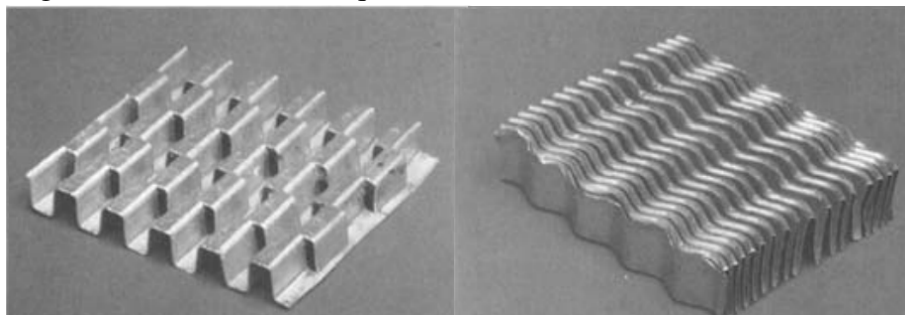


Fonte: Shah (2001).

A maior parte da superfície do trocador é secundária, formada pelas aletas do equipamento enquanto as placas divisórias compõem a superfície primária. Geralmente a altura de aleta fica entre 0.2 a 0.380 polegadas, com uma densidade de 18 aletas por polegada. A condutividade térmica do alumínio, porém, é tão elevada, que a eficiência da superfície secundária costuma superar os 80% (WEAVER, 2000).

Além de expandir a superfície do trocador, as aletas também oferecem a sustentação mecânica necessária para a operação, pois a diferença de pressão entre as camadas precisa ser balanceada para que não haja deformação nas placas. Por último esses componentes melhoram as características fluidodinâmicas da corrente que as atravessa, aumentando a turbulência, quebrando a camada limite e, desse modo, elevam a transferência térmica no sistema (WEAVER, 2000).

Figura 9 – Aletas OSF (esquerda) e onduladas (direita)



Fonte: Shah (2001).

Outra característica de um BAHE é a capacidade de comportar diversos tipos de correntes: líquidos, gases, vapores, fluxos com condensação ou evaporação e combinações dos mesmos. Isso é possível porque é possível por meio da quantidade e configuração das aletas, elevar a área de tal forma nas camadas com coeficiente de troca térmica menor, como no caso de uma corrente gasosa, que a resistência térmica pode ser balanceada com a das camadas de líquido, por exemplo, que possuem coeficiente maior (WEAVER, 2000).

2.2.3 *Instalação e condições operacionais*

Apesar de seus benefícios peculiares em relação aos trocadores clássicos, a especificação e operação de um BAHE não é uma tarefa simples. Algumas diretrizes para a aplicação do modelo são exemplificadas abaixo:

- **Um BAHE só deve ser especificado para condições em que os fluidos não são corrosivos para o alumínio.** A razão é simples: a brasagem, técnica utilizada para unir as placas às aletas, as aletas às próximas placas, é uma técnica de fixação permanente. Ou seja, após a fabricação, a maior parte do equipamento nunca mais poderá ser aberta, o que adiciona complicações para manutenção e operação de longo prazo. Além disso não é recomendado uso com fluidos reativos entre si, ou incompatíveis de alguma forma, pois a construção do equipamento torna a correção de vazamentos um verdadeiro pesadelo e o estresse mecânico ao longo do tempo pode gerar furos ou falhas na estrutura metálica. Comparativamente, caso houvesse furo ou vazamento em um casco e tubos bastaria substituir o tubo com vazamento e o problema estaria solucionado (WEAVER, 2000).

- **A temperatura de operação dos fluidos não deve exceder 204°C (400°F),** que é o limite de operação superior do alumínio (WEAVER, 2000).

- **A pressão máxima de operação é 1751 psig** (WEAVER, 2000).

- **A diferença de temperatura local entre os fluidos não deve ultrapassar 28°C,** como regra de segurança. Em condições especiais apropriadas a diferença pode ser de até 56°C⁷ (WEAVER, 2000).

⁷ não a ΔT_{ML} , mas a diferença de temperatura entres os fluidos em cada ponto das placas

Em sua instalação, muitas vezes o BAHE é instalado diretamente dentro da coluna de destilação em aplicações de destilação criogênica ⁸ para evitar trocas de energia indesejadas com o ambiente no percurso da tubulação. Há também a possibilidade de instalar um banco de trocadores dentro de uma caixa fria (*cold box*), que proporciona sustentação mecânica, o isolamento adequado e a tubulação (WEAVER, 2000).

Especificar BAHEs é uma tarefa complicada, principalmente se estiverem sendo utilizadas múltiplas correntes. A melhor maneira de garantir uma operação segura e eficiente é trabalhar desde as etapas iniciais de projeto junto aos engenheiros do fabricante, que indicarão como aplicar da melhor maneira o equipamento (WEAVER, 2000).

⁸ Alguns exemplos de destilação criogênica são a separação de ar e do gás liquefeito de petróleo.

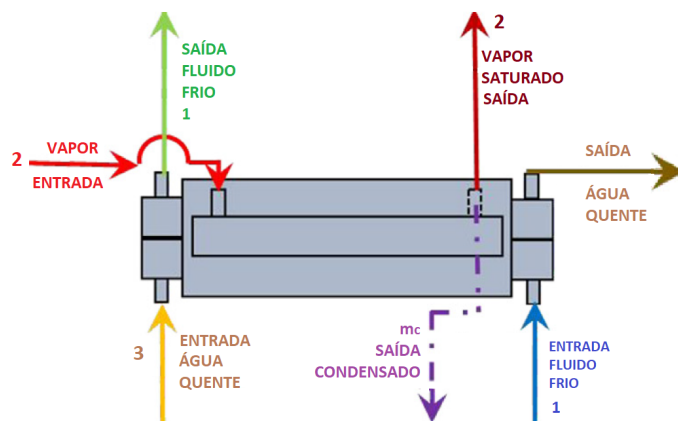
3 METODOLOGIA

3.1 Experimento de Vaisi

Foram utilizados os resultados experimentais de Vaisi et al. para validar o perfil de temperaturas obtido para cada uma das camadas e o perfil de qualidade de vapor na camada central do trocador. Em seu artigo Vaisi utiliza um BAHE e testa em condições operacionais distintas, medindo os dados de entrada e saída do trocador.

O equipamento é um modelo de bancada construído pela equipe de pesquisadores (Figura 11) para fins experimentais, mas cujo comportamento de transferência térmica pode ser expandido para exemplares reais. A maioria das condições operacionais é mantida constante, exceto pela vazão da corrente de água fria que é modificada (VAISI *et al.*, 2022a).

Figura 10 – Desenho esquemático da entrada e saída das correntes em cada camada



Fonte: Figura adaptada de Vaisi *et al.* (2022a).

Tabela 1 – Condições operacionais utilizadas

| Variável de Operação | Vapor (2) | Água Fria (1) | Água Quente (3) |
|----------------------|-----------|---------------|-----------------|
| $T_{in}(^{\circ}C)$ | 92 | 28,3 | 48,6 |
| m (kg/h) | 7,322 | – | – |
| Q (L/min) | – | 8,6 ~15,8 | 12,6 |
| P_{in} (kPa) | 13,9 | 55 ~110 | 82 |

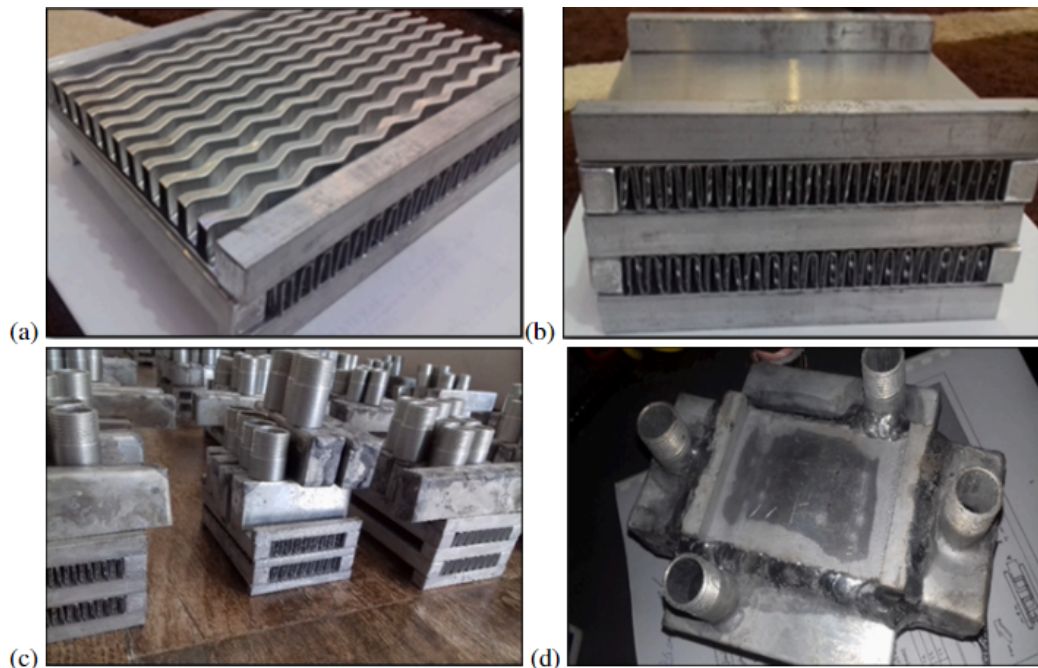
Fonte: Autora (2022).

Vaisi toma medidas na entrada e saída de seu equipamento, portanto a validade do modelo apresentado será confirmada pela obtenção de dados de saída similares aos experimentais.

Na camada superior passa uma corrente de água quente, na camada inferior passa uma de água fria e na camada intermediária entra vapor de água saturado e sai vapor de água e água líquida, proveniente da condensação, conforme representado na Figura 10. As camadas superior e inferior são construídas com aletas do tipo OSF, idênticas, ao passo que a camada central é constituída por aletas onduladas. As camadas são montadas de modo que entre elas o fluxo é cruzado (não paralelo) (VAISI *et al.*, 2022a).

As condições simuladas de temperatura, vazão e pressão na entrada foram $T_{2e} = 92\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_2 = 7,322\text{ kg/h}$ e $P_{2e} = 13,9\text{ kPa}$ para a corrente de vapor. Para o fluido frio $T_{1e} = 28,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\dot{Q}_1 = 8,6 - 15,8\text{ L/min}$ e $P_{1e} = 55 - 110\text{ kPa}$. Para o fluido quente $T_{3e} = 48,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\dot{Q}_3 = 12,6\text{ L/min}$ e $P_{3e} = 82\text{ kPa}$ (VAISI *et al.*, 2022a). As condições operacionais também podem ser consultadas na Tabela 1.

Figura 11 – Trocadores de calor construídos por Vaisi. (a) Camada central exposta, onde passa o vapor, (b) visão lateral das seções superior e inferior, onde passam água fria e quente, respectivamente, (c) diferentes trocadores com variações nos parâmetros das aletas onduladas (na camada central), (d) visão do trocador fechado com os bocais.

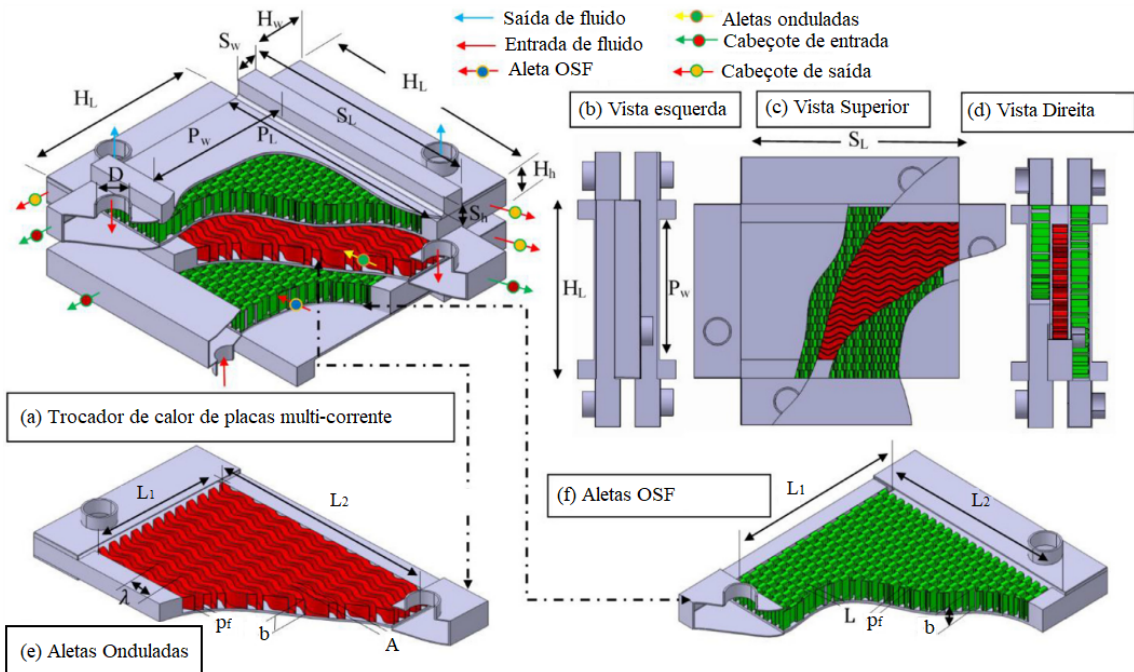


Fonte: Figura adaptada de Vaisi *et al.* (2022a).

Os parâmetros geométricos do equipamento e das aletas podem ser observados na Figura 12 e na Tabela 2 e Tabela 3.

¹⁰ Comprimento de aleta não contínua, em inglês *strip* (mm)

Figura 12 – Vistas do trocador de Vaisi com seus principais parâmetros



Fonte: Figura adaptada de Vaisi *et al.* (2022a).

Tabela 2 – Parâmetros geométricos do núcleo do trocador

| Símbolo | Parâmetro | Quantidade |
|----------|--------------------------------------|------------|
| N_{pi} | Número de passagens para cada fluido | 1 |
| H_l | Comprimento do cabeçote (mm) | 112,70 |
| H_w | Largura do cabeçote (mm) | 30,0 |
| H_h | Altura do cabeçote (mm) | 16,0 |
| S_l | Comprimento da barra lateral (mm) | 112,7 |
| S_h | Largura da barra lateral (mm) | 10,0 |
| P_l | Comprimento da placa divisória (mm) | 112,0 |
| P_w | Largura da placa divisória (mm) | 70,0 |
| D | Diâmetro do bocal do cabeçote (mm) | 15,8 |
| P_t | Espessura do prato separador (mm) | 0,7 |

Fonte: Adaptada de Vaisi *et al.* (2022b).

Tabela 3 – Parâmetros geométricos das aletas

| Símbolo | Parâmetro | Aletas OSF | Aletas Onduladas |
|-----------|---|------------|------------------|
| L_1 | Comprimento do bloco de aletas (mm) | 112,00 | 70,0 |
| L_2 | Largura da aleta (mm) | 50,0 | 88,0 |
| b | Altura da aleta (mm) | 12,0 | 10,0 |
| p_f | Passo da aleta (pitch) (mm) | 2,65 | 4,0 |
| L | Tamanho de cada tira ¹⁰ (mm) | 5,0 | — |
| δ | Espessura da aleta (mm) | 0,25 | 0,2 |
| λ | Comprimento de onda da aleta (mm) | — | 16,0 |
| A | Amplitude de onda da aleta (mm) | — | 3,3 |

Fonte: Adaptada de Vaisi *et al.* (2022b).

A seguir são desenvolvidas as equações que compõem o modelo utilizado para a solução numérica do problema. É realizado um balanço de energia nas camadas superior e inferior para obter equações diferenciais de temperatura em função da variação de área.

A seção central não apresenta variação significativa de temperatura, pois comporta principalmente fluxo bifásico e a variação de energia é utilizada para condensar o vapor que nela entra, calor latente ao invés de sensível. Após o balanço de energia nas camadas superior e inferior, será contabilizado o fluxo de calor em cada elemento diferencial de área do trocador, assim pode ser obtido por meio de balanço de massa e energia a quantidade de água condensada ao longo da placa central.

3.2 Modelagem Matemática

A seguir são desenvolvidas as equações que compõem o modelo utilizado para a solução numérica do problema apresentado. Primeiro é realizado um balanço de energia nas camadas superior e inferior com o objetivo de obter equações diferenciais de temperatura em função da variação de área.

A seção central não apresenta variação significativa de temperatura, pois comporta principalmente fluxo bifásico e a variação de energia é utilizada para condensar o vapor que nela entra, calor latente ao invés de sensível. Após o balanço de energia nas camadas superior e inferior, será contabilizado o fluxo de calor em cada elemento diferencial de área do trocador, assim pode ser obtido por meio de balanço de massa e energia a quantidade de água condensada ao longo da placa central.

Abaixo estão listadas as hipóteses adotadas no modelo para as camadas superior (1, fluido frio) e inferior (3, fluido quente) do trocador e posteriormente são realizados os balanços diferenciais de energia para as camadas 1 e 3 e feitas as devidas simplificações até chegar à Equação 3.7 e a Equação 3.8. Também é realizado o balanço energético na camada central para obter a quantidade de condensado, m_c , e posteriormente a qualidade de vapor, x_V .

Nas equações abaixo:

- o subscrito i se refere às uma camada qualquer dentro do trocador, que pode ser uma das explicitadas no item abaixo.
- os subscritos **1**, **2** e **3** se referem aos fluidos frio (água fria), vapor e fluido quente (água quente), respectivamente.
- a_i se refere à área específica de cada uma das camadas. Na Equação 3.7 não há troca térmica com um fluido acima dela, pois a fronteira superior é isolada do ambiente analogamente, na Equação 3.8 não há troca térmica com um fluido abaixo, pois a fronteira inferior é isolada do ambiente.

- Os termos U_{12} e U_{23} são os coeficientes globais de troca térmica entre as camadas de fluido frio e vapor e de fluido quente e vapor, respectivamente.
- m_1 , m_3 são as vazões mássicas dos fluidos frio e quente.
- m_c é a vazão mássica de condensado.
- Os subscritos **e** e **s** se referem à entrada e saída, respectivamente.
- L é o calor latente do vapor saturado.
- x_V é a qualidade de vapor.
- q é o calor trocado entre camadas do trocador.
- A é a área da superfície de troca térmica da camada.
- dA é um elemento diferencial de área.
- **sat** se refere à temperatura de saturação.
- x se refere à posição no eixo do comprimento da camada.

Hipóteses:

1. Estado estacionário;
2. As propriedades do sistema variam apenas com x , ou seja, temos um sistema unidimensional;
3. m , c_P , ρ e h são constantes, sendo os três últimos calculados através de correlações na temperatura média de cada placa.

Realizando o balanço de energia no volume de controle, temos:

$$m_i c_{P_i} T_i|_A - m_i c_{P_i} T_i|_{A+\Delta A} + q = 0 \quad (3.1)$$

Realizando expansão da série de Taylor:

$$m_i c_{P_i} T_i - \left(m_i c_{P_i} T_i + \frac{d(m_i c_{P_i} T_i)}{dA} dA \right) + U_{i-1} dA (T_{i-1} - T_i) + U_{i+1} dA (T_{i+1} - T_i) = 0 \quad (3.2)$$

$$-\frac{d(m_i c_{P_i} T_i)}{dA} dA + U_{i-1} dA (T_{i-1} - T_i) + U_{i+1} dA (T_{i+1} - T_i) = 0 \quad (3.3)$$

Como c_{P_i} e m_i são constantes e dividindo todos os termos por dA :

$$-m_i c_{P_i} \frac{dT_i}{dA} + U_{i-1} (T_{i-1} - T_i) + U_{i+1} (T_{i+1} - T_i) = 0 \quad (3.4)$$

Agora dividimos todos os termos por $-m_i c_{P_i}$:

$$\frac{dT_i}{dA} - \frac{U_{i-1}}{m_i c_{P_i}} (T_{i-1} - T_i) - \frac{U_{i+1}}{m_i c_{P_i}} (T_{i+1} - T_i) = 0 \quad (3.5)$$

$$\frac{dT_i}{dA} = \frac{U_{i-1}}{m_i c_{P_i}} (T_{i-1} - T_i) + \frac{U_{i+1}}{m_i c_{P_i}} (T_{i+1} - T_i) \quad (3.6)$$

O significado da Equação 3.6 é que a variação de temperatura na camada i com a área é proporcional à troca térmica com a camada superior ($i + 1$) e inferior ($i - 1$), trata-se de um balanço energético genérico para qualquer uma das placas do equipamento. Podemos ainda deixar a equação explícita em termos de x e da área específica de cada placa. Aplicando as equações de balanço desenvolvidas para o caso particular do trocador estudado, temos:

$$\frac{dT_1}{dx} = \frac{U_{12}}{m_1 c_{P_1}} (T_{2_{sat}} - T_1) a_1 \quad (3.7)$$

$$\frac{dT_3}{dx} = \frac{U_{23}}{m_3 c_{P_3}} (T_{2_{sat}} - T_3) a_3 \quad (3.8)$$

$$m_c = \frac{m_1 c_{P_1} (T_{1_s} - T_{1_e}) + m_3 c_{P_3} (T_{3_s} - T_{3_e})}{L} \quad (3.9)$$

Para a camada central é realizado um balanço de energia verificando a quantidade de condensado formada na saída da camada, resultante da troca térmica com as outras duas camadas, como é possível observar na Equação (3.9).

A temperatura constante nas placas superior e inferior da camada 2, onde está o vapor, é considerada como idêntica à temperatura de saturação, $T_{2_{sat}}$, pois é considerado que a troca de calor sensível para que o vapor chegue até sua temperatura de saturação ocorre em uma área desprezível comparada à área de troca térmica na forma de calor latente.

Na camada de fluido central, o vapor, **a princípio consideraremos não haver variação considerável na temperatura**, pois a maior parte da troca térmica ocorre na forma de calor latente. Posteriormente a coerência dessa hipótese com os dados experimentais será verificada.

Aqui foi considerado um modelo unidimensional para simular um fluxo cruzado. Um modelo mais rigoroso traria um equacionamento diferencial bidimensional, considerando a variação da temperatura tanto no eixo x como y das placas. Acontece que neste caso, foi possível considerar temperatura uniforme na placa central, o que permitiu considerar um modelo simplesmente unidimensional sem grande prejuízo.

Obtido o sistema de equações, o mesmo será ainda aprofundado, adicionando-se as equações detalhadas para o cálculo da superfície de troca térmica das aletas e das placas nas camadas. Será ainda detalhado o cálculo dos coeficientes globais de troca térmica e então realizada a solução computacional do sistema.

3.2.1 Cálculo das áreas de troca térmica

Nas equações que seguem aparecerão estes símbolos, cujo significado está explicado abaixo:

- p_l , espessura das placas divisórias entre as camadas de fluido;
- N_{pi} , número de passagens do fluido i , $i = 1, 2, 3$;
- L_3 , altura do núcleo (de todo o sanduíche de aletas);

Aletas OSF:

- L_{1OSF} , comprimento do bloco de aletas OSF;
- L_{2OSF} , largura do núcleo de aletas onduladas (faces em que entram os fluido 1 e 3);
- L_{OSF} , comprimento da tira (ou aleta não contínua);
- b_{OSF} , altura da aleta OSF;
- δ_{OSF} , espessura da aleta OSF;
- p_{fOSF} , espaçamento da aleta OSF.

Aletas onduladas (wavy fins):

- L_{1wavy} , comprimento do bloco de aletas onduladas;
- L_{2wavy} , largura do bloco (face em que entra o fluido 2);
- b_{wavy} , altura da aleta;
- δ_{wavy} , espessura da aleta;
- p_{fwavy} , espaçamento da aleta.
- L_e , comprimento da curva das aletas onduladas;
- λ_{wavy} , comprimento de onda da aleta;
- A_{wavy} , amplitude de onda da aleta;

Por definição, o número de passagens é o número de passagens do fluido entre pratos, não cada canal individual entre os pratos, aqui cada camada do equipamento equivale a uma passagem. O número total de aletas para o fluido 1 (água fria) é calculado como:

Número de aletas, n_{f_1} :

$$n_{f_1} = \frac{L_{2OSF}}{P_{fOSF}} N_{p_1} \quad (3.10)$$

A **área primária** é dada por:

- i) área total das placas
- ii) área da base das aletas
- iii) área lateral das paredes das passagens
- iv) área das paredes frontal e traseira

Essa é a área em que o fluido está em contato direto com as placas (superfície primária) e não com as aletas (superfície secundária).

$$A_p = \underbrace{2L_{1OSF}L_{2OSF}N_{p_1}}_i - \underbrace{2\delta_{OSF}L_{1OSF}n_{f_1}}_{ii} + \underbrace{2b_{OSF}L_{1OSF}N_{p_1}}_{iii} + \underbrace{2(b_{wavy} + 2P_t)L_{1OSF}N_{p_2}}_{iv} \quad (3.11)$$

O número de aletas não contínuas, n_{off_1} , e o número de aletas é calculado para cada fluido i , conforme a equação:

$$n_{off_1} = \frac{L_{1OSF}}{L_{OSF}} \quad (3.12)$$

Calculamos agora a área das aletas, ou **área secundária** que é dada por:

- i) área dada pela superfície da aleta paralela à direção do fluxo referente à altura da aleta;
- ii) área dada pela superfície da borda das aletas referente à sua altura;
- iii) área dada pela superfície da borda das aletas referente à sua largura.

$$A_{f_1} = \underbrace{2(b_{OSF} - \delta_{OSF})L_{1OSF}n_{f_1}}_i + \underbrace{2(b_{OSF} - \delta_{OSF})\delta_{OSF}n_{off_1}n_{f_1}}_{ii} + \underbrace{(p_{fOSF} - \delta_{OSF})\delta_{OSF}(n_{off_1} - 1)n_{f_1} + 2p_{fOSF}\delta_{OSF}n_{f_1}}_{iii} \quad (3.13)$$

Assim, a **área total de troca térmica** de um fluido i é dada por:

$$A_i = A_{p_i} + A_{f_i} \quad (3.14)$$

Para o fluido 1:

$$A_1 = A_{p_1} + A_{f_1} \quad (3.15)$$

Sabemos que o fluido 2 passa por um bloco de aletas idêntico ao do fluido 1, com aletas deslocadas OSF em mesmas quantidades e medidas, e placas divisórias idênticas. Assim a área de troca térmica para o fluido 2 será a mesma do fluido 1.

$$A_3 = A_1 \quad (3.16)$$

O cálculo da área do fluido dois, assim como dos outros, envolve a área primária e secundária. A área secundária, porém é composta de aletas onduladas, ou *wavy fins*, o que modificará o procedimento de cálculo, que envolverá a integral da onda formada pela geometria da aleta.

A **área primária** é dada por:

- i) área total das placas
- ii) área da base das aletas
- iii) área lateral das paredes das passagens
- iv) área das paredes frontal e traseira

Essa é a área em que o fluido está em contato direto com as placas (superfície primária) e não com as aletas (superfície secundária).

$$A_{p2} = \underbrace{2L_{1wavy}L_{2wavy}N_{p2}}_i - \underbrace{2\delta_{wavy}L_e n_{f2}}_{ii} + \underbrace{2b_{wavy}L_{1wavy}N_{p2}}_{iii} + \underbrace{2(b_{wavy} + 2P_t)L_{2wavy}N_{p2}}_{iv} \quad (3.17)$$

No caso das aletas onduladas é necessário levar em conta o **comprimento da curva** formada pelas aletas, representado pelo símbolo L_e .

A curva pode ser descrita pela seguinte equação de onda:

$$f(x) = A \cdot \text{sen} \left(\frac{2\pi x}{\lambda} \right) \quad (3.18)$$

Onde:

- x são os valores reais $\forall x \in [0, L_{1wavy}]$ [mm]
- A é a amplitude de onda [mm]
- λ é o comprimento de onda [mm]

Não é preciso ir muito longe para concluir que será necessário realizar uma integração, assim poderemos obter o comprimento da curva e calcular a área superficial corretamente.

Um comprimento unitário da curva pode ser calculado assim:

$$L_{eun} = 2 \int_0^{\frac{\lambda}{2}} \sqrt{1 + [f'(x)]^2} dx \quad (3.19)$$

O comprimento total da curva da aleta é, portanto:

$$L_e = \int_0^{L_{1wavy}} \sqrt{1 + [f'(x)]^2} dx \quad (3.20)$$

$$f'(x) = \frac{2A\pi}{\lambda} \cos\left(\frac{2\pi x}{\lambda}\right) \quad (3.21)$$

A seguir vamos fazer o cálculo dessa integral numericamente:

Inicialmente calculamos o número de canais individuais formados pelas aletas onduladas, n_{f_2} :

$$n_{f_2} = \frac{L_{2wavy}}{P_{fwavy}} N_{p2} \quad (3.22)$$

Agora calculamos agora a área das aletas, ou **área secundária**, para o **fluido 2**, que passa por aletas onduladas que é dada por:

- i) área dada pela superfície da aleta paralela à direção do fluxo referente à altura da aleta;
- ii) área dada pela superfície da borda das aletas referente à sua altura;
- iii) área dada pela superfície da borda das aletas referente à sua largura.

$$A_{f_2} = \underbrace{2(b_{wavy} - \delta_{wavy})L_e n_{f_2}}_i + \underbrace{2(b_{wavy} - \delta_{wavy})\delta_{wavy} n_{f_2}}_{ii} + \underbrace{2(P_{fwavy} - \delta_{wavy})\delta_{wavy} n_{f_2}}_{iii} \quad (3.23)$$

Assim, a **área total de troca térmica** de um fluido 2 é dada por:

$$A_2 = A_{p2} + A_{f_2} \quad (3.24)$$

A **área total de troca térmica**, contabilizando todos os fluidos, é dada por A_t :

$$A_t = A_1 + A_2 + A_3 \quad (3.25)$$

3.2.2 Coeficientes de troca térmica

Os coeficientes de troca térmica h_1 , para o fluido frio, e h_3 , para o fluido quente a partir da seguinte correlação, que utiliza o fator de Colburn (HESSELGREAIVES, 2001):

$$j = 0,6522 Re^{-0,5403} \left(\frac{P_f}{b - \delta}\right)^{-0,1541} \left(\frac{P_t}{L}\right)^{0,1499} \left(\frac{P_t}{P_f}\right)^{-0,0678} \left[1 + 5,209 \cdot 10^{-5} Re^{1,34} \left(\frac{P_f}{b - \delta}\right)^{0,504} \left(\frac{P_t}{L}\right)^{0,456} \left(\frac{P_t}{P_f}\right)^{-1,055}\right]^{0,1} \quad (3.26)$$

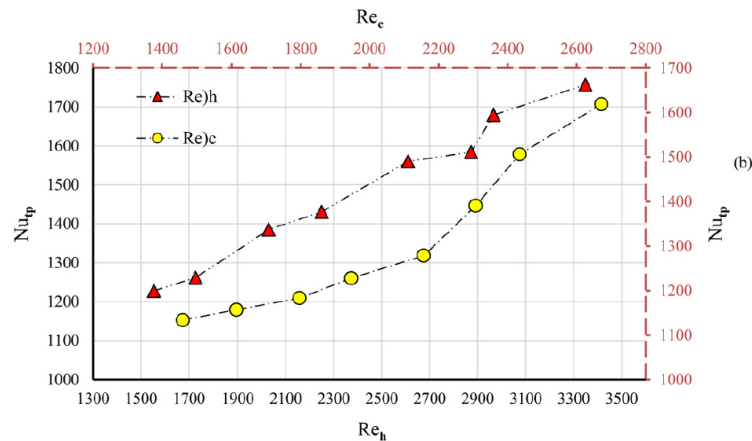
$$h = \frac{j\rho c_P}{Pr^{\frac{2}{3}}} \quad (3.27)$$

As Equações 3.26 e 3.27 são válidas para $0,5 < Pr < 15$, para regimes laminar e turbulento.

O número de Nusselt para a corrente bifásica(vapor) e, conseqüentemente, o coeficiente convectivo, h , foi retirado dos valores experimentais obtidos por Vaisi *et al.* (2022a).

O número de Nusselt para a corrente bifásica(vapor) e, conseqüentemente, o coeficiente convectivo, h , foi retirado dos valores experimentais obtidos por Vaisi *et al.* (2022a), conforme ilustra a Figura 13. O número de Nusselt da camada central foi extraído da figura para cada Reynolds do fluido frio (Re_c)¹¹ e a partir daí calculado o h_2 .

Figura 13 – Numero de Nusselt bifásico Nu_{tp} para cada Reynolds do fluido frio Re_c



Fonte: Vaisi *et al.* (2022b)

Após a obtenção dos valores de h_1 , h_2 e h_3 , segue-se o cálculo dos coeficientes globais de troca térmica entre o fluido frio e o vapor, U_{12} , na Equação 3.28 e o vapor e o fluido quente, U_{23} , na Equação 3.29. A resistência oferecida pelas camadas de alumínio entre os fluidos é desprezada.

$$U_{12} = \frac{1}{1/h_1 + 1/h_2} \quad (3.28)$$

Analogamente:

$$U_{23} = \frac{1}{1/h_2 + 1/h_3} \quad (3.29)$$

¹¹ A curva no gráfico é a amarela e os eixos são os da direita e superior, em vermelho

3.2.3 Propriedades dos fluidos e outros parâmetros

As propriedades utilizadas no cálculo do modelo foram calculadas na temperatura média entre a entrada e a saída da seção do trocador, todas foram extraídas da página oficial do Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia, do inglês *National Institute of Standards e Technology* (NIST). Foram desenvolvidas correlações para o cálculo das propriedades que possuíssem sensibilidade à temperatura na faixa de temperatura estudada, a saber: calor específico a pressão constante (c_p), viscosidade dinâmica (μ), densidade (ρ) e condutividade térmica (k). Na Tabela 4 estão listadas todas as correlações utilizadas com as respectivas faixas de temperatura em que os dados foram extraídos, não foram feitas extrapolações.

Tabela 4 – Correlações elaboradas

| Propriedade | Unidades | Faixa de Temperatura (C) | Correlação | R^2 |
|-------------|-------------------------------|--------------------------|--|-------|
| c_p | $\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$ | 25 a 92 | $0.0086 \cdot T^2 - 0.6107 \cdot T + 4190.4$ | 0,999 |
| ρ | $\frac{kg}{m^3}$ | 28 a 49 | $1006,9 - 0,3696 \cdot T$ | 0,997 |
| μ | $Pa \cdot s$ | 28 a 49 | $0,014e^{-0019T}$ | 0,999 |
| k | $\frac{W}{m \cdot C}$ | 25 a 55 | $0,0013T + 0,5751$ | 0,996 |

Fonte: Autora (2022).

A condutividade térmica do fluido bifásico foi calculada nas condições de entrada. A água a $13,9kPa$ evapora a $52,6^\circ C$, por isso o calor latente de evaporação foi calculado a partir da subtração entre a entalpia do vapor e do líquido saturado nas condições de saturação.

3.2.4 Qualidade do vapor

A qualidade do vapor, x_V , é um cálculo da proporção de fluido na fase líquida e na fase vapor. O vapor na camada central condensa a uma determinada taxa por conta da troca térmica, x_V será calculado na saída da camada central do trocador:

$$x_V = \frac{\dot{m}_2 - \dot{m}_c}{\dot{m}_2} \quad (3.30)$$

3.3 Integração Numérica

O modelo diferencial desenvolvido na seção anterior foi resolvido computacionalmente para gerar o perfil de temperaturas para os fluidos frio e quente e fornecer a qualidade de vapor na saída da camada central. As condições de entrada do fluido central e do fluido quente são mantidas constantes, mas a vazão do fluido frio é modificada, sendo ao todo simuladas oito vazões diferentes. A modificação da vazão do fluido frio influencia no seu coeficiente de convecção, h_1 , que por sua vez tem influencia nos coeficientes de troca térmica globais, U_{12} e U_{23} .

A seguir as principais partes da aplicação computacional desenvolvidas são explicadas:

As propriedades são definidas em função de T de acordo com as correlações desenvolvidas anteriormente. Posteriormente será necessário fazer uma iteração dessas funções para encontrar os valores na temperatura média.

O modelo é definido para ser resolvido posteriormente. O modelo diferencial é função dos coeficientes globais, que por sua vez são funções compostas, isto é, funções compostas por propriedades que também são funções. A biblioteca computacional utilizada na integração numérica é a *odeint*, disponível no pacote *Scipy*. *Odeint* é uma biblioteca com uma coleção de métodos avançados para solução de equações diferenciais do tipo problema de valor inicial. Em sua programação interna há métodos explícitos e implícitos, que em sua maioria são versões melhoradas do método de Runge-Kutta (AHNERT; MULANSKY, 2011)

Após esse trecho é feita uma iteração, onde o modelo diferencial é resolvido para cada Q_1 , vazão de fluido frio. Acontece que inicialmente as temperaturas de saída não são conhecidas, apenas as temperaturas de entrada. Por isso primeiramente as propriedades são calculadas nas condições de entrada, como um chute inicial. Desse modo obtemos uma temperatura de saída para as correntes 1 e 3. Contudo a temperatura obtida ainda é inexata, pois é função de propriedades calculadas nas condições de entrada e não na temperatura média.

Assim é utilizado um laço de repetição do tipo *while*, que resolve o modelo e calcula as propriedades na temperatura média, obtendo uma nova temperatura de saída, então ele recalcula as propriedades na nova temperatura média e obtém uma nova temperatura de saída e assim por diante. Esse processo é repetido até que as temperaturas médias para os fluidos 1 e 3 tenham variação inferior a 0.1°C . Para ler o código fonte completo ver Apêndice A.

4 VALIDAÇÃO E RESULTADOS

O modelo desenvolvido fornece os perfis de temperatura dos fluidos frio e quente ao trocarem calor com a mistura gás líquido na camada central. A partir desses dados foi possível também obter a qualidade do vapor para diversas vazões de entrada para o fluido frio. As Figuras 14 e 15 apresentam os perfis de temperatura dos fluidos frio (1) e quente (3) em função da posição no eixo x do trocador de placas.

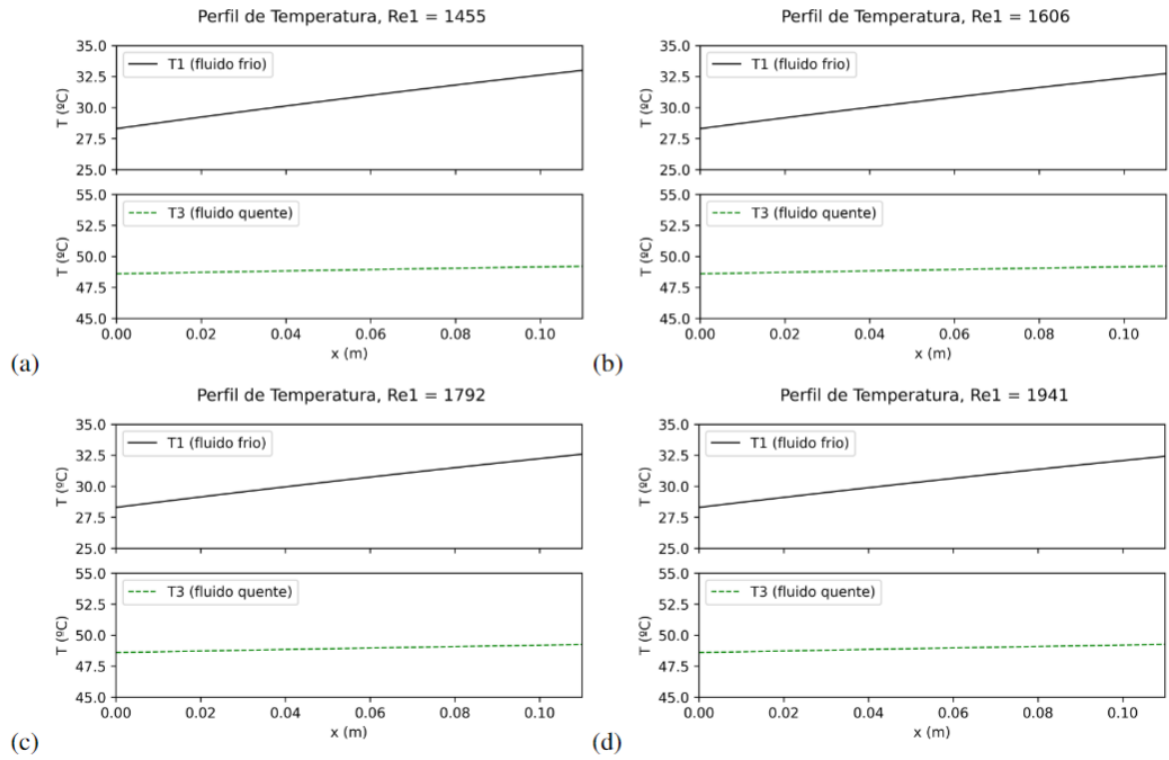
É possível observar que a variação entre as temperaturas de entrada e saída do fluido frio está entre $3,6^{\circ}\text{C}$ e $4,8^{\circ}\text{C}$ enquanto a variação entre as temperaturas de entrada e saída do fluido quente está entre $0,6^{\circ}\text{C}$ e $0,73^{\circ}\text{C}$. Isso se dá porque a diferença de temperatura entre o fluido frio e a mistura líquido-vapor – que permanece na maior parte do trocador em sua temperatura de saturação, aproximadamente 50°C – é bem maior que a diferença de temperatura entre o fluido quente e a mistura, resultando em um maior gradiente de temperatura ao longo da superfície de troca térmica. Esses resultados são coerentes com os dados experimentais de Vaisi¹² (VAISI *et al.*, 2022a).

Além disso a vazão mássica do fluido quente é superior à do fluido frio na maioria das condições estudadas, de modo que a troca da mesma quantidade de energia entre os fluidos implica em uma maior variação na temperatura do fluido frio. O coeficiente global de troca térmica entre o fluido frio e a mistura líquido-vapor, U_{12} também é inferior ao coeficiente global de troca térmica entre o fluido quente e a mistura líquido-vapor, U_{23} , em quase todos os pontos de operação estudados de modo que a variação de temperatura também é influenciada por esse fator, assim para que a mesma troca térmica seja realizada é necessária um maior ΔT para o fluido frio.

Na Figura 16 podemos observar como se comporta a variação na temperatura de saída dos fluidos frio e quente para diferentes vazões de fluido frio. Conforme Q_1 é elevado há uma redução na temperatura de saída T_{1s} e um ligeiro aumento na temperatura de saída T_{3s} . Esse resultado também é coerente com o fenômeno físico pois conforme a vazão mássica m_1 é elevada, menor a variação na temperatura, pois existe uma maior quantidade de massa (por tempo) para comportar essa variação de energia. Em resumo, conforme a massa de água disponível para absorver energia da mistura vapor-líquido aumenta, menor o aumento da temperatura dos fluidos (1) e (3), que absorvem essa energia. Ambas as temperaturas de saída aumentam, mas **aumentam menos** com maior m_1 .

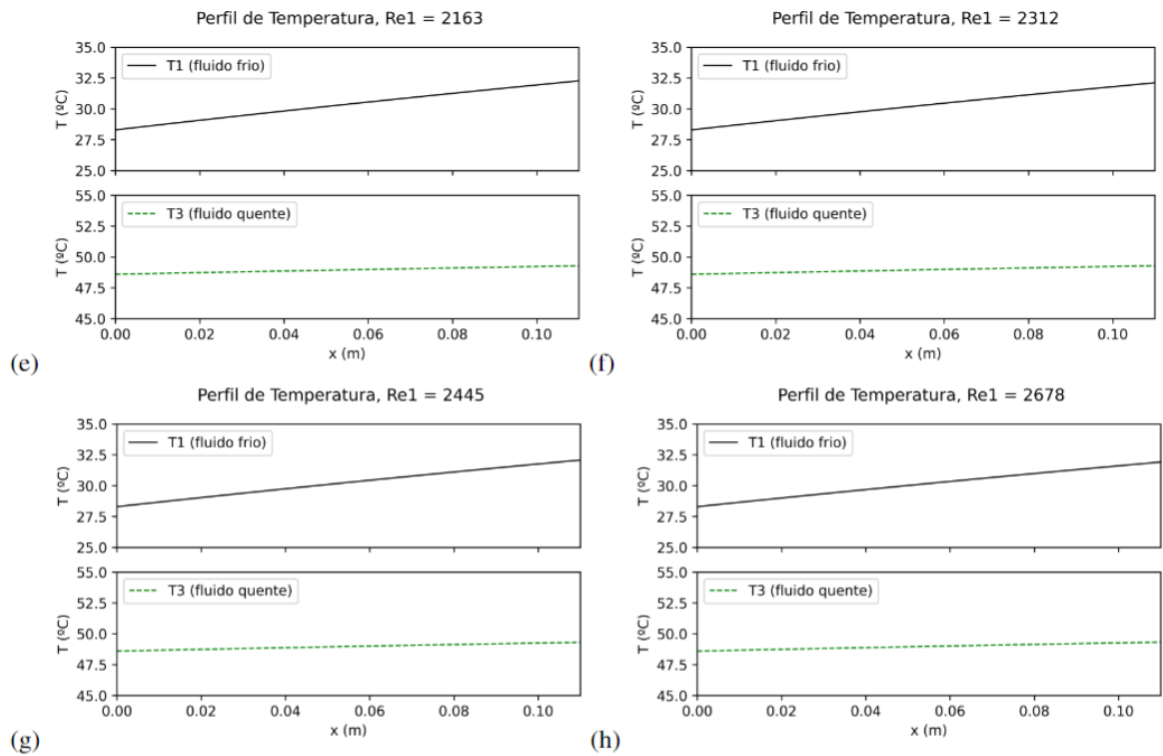
¹² Conforme descrito no final da seção 7.1 do artigo citado.

Figura 14 – Variação das temperaturas de saída dos fluidos frio (1) e quente (3).



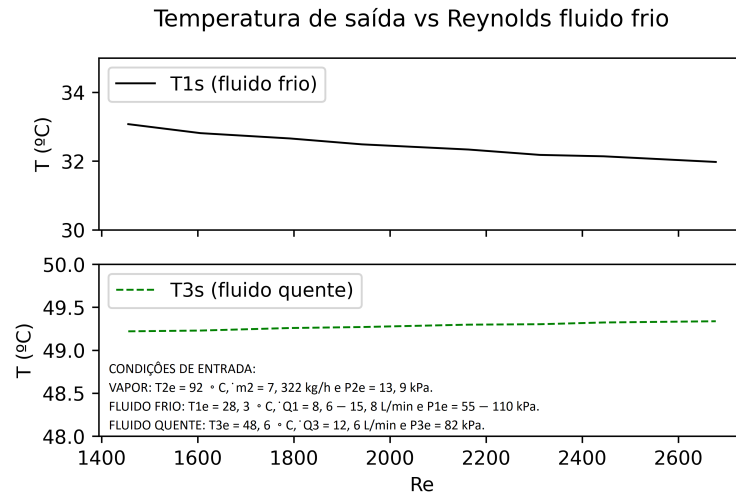
Fonte: Autora (2022).

Figura 15 – Variação das temperaturas de saída dos fluidos frio (1) e quente (3).



Fonte: Autora (2022).

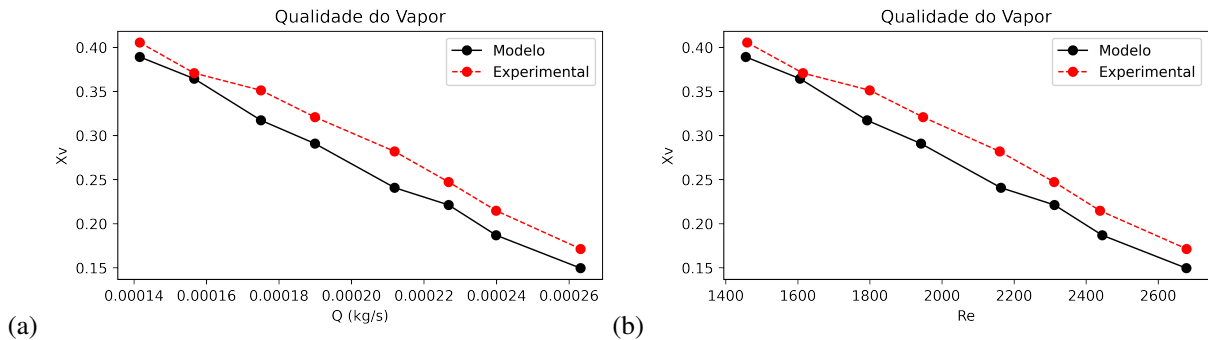
Figura 16 – Variação das temperaturas de saída dos fluidos frio (1) e quente (3).



Fonte: Autora (2022).

A qualidade do vapor é reduzida conforme a taxa m_1 é elevada, o que também é coerente pois, conforme m_1 aumenta, maior a energia transferida da mistura vapor-líquido para o fluido frio, causando uma taxa de condensação maior e, logo, menor fração da corrente (2) na fase vapor ou a qualidade de vapor (X_V). Esses resultados podem ser observados na Figura 17.

Figura 17 – Variação da Qualidade do Vapor (X_V).



Fonte: Autora (2022).

O modelo apresenta boa aproximação dos resultados experimentais, com erro percentual médio absoluto igual a 9,4% e $R^2 = 0.870$.

O **erro percentual absoluto** é calculado conforme descrito na Equação 4.1 para cada uma das condições estudadas. O EPA também é explicitado na Figura 18.

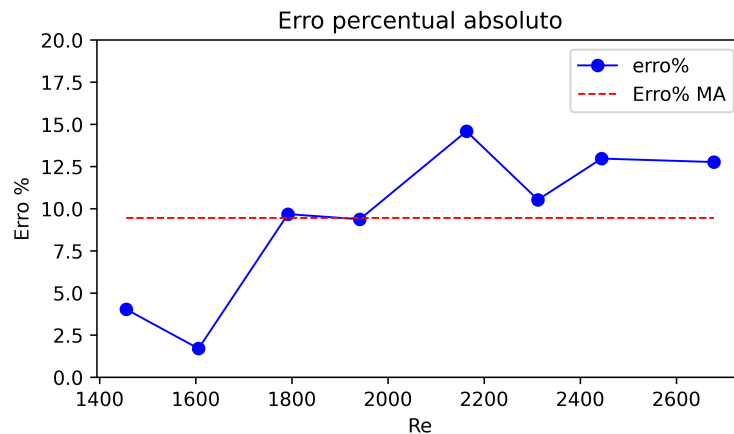
$$EPA = \left| \frac{xV_{modelo} - xV_{exp}}{xV_{exp}} \right| \cdot 100 \quad (4.1)$$

Já a média do erro percentual absoluto ou **erro percentual absoluto médio**, é calculado como a soma dos erros dos pontos estudados dividido pelo numero de pontos, conforme mostra a equação Equação 4.2:

$$EPAM = \sum \frac{\left| \frac{xV_{modelo} - xV_{exp}}{xV_{exp}} \right| \cdot 100}{N_{pontos}} \quad (4.2)$$

É possível observar na Figura 17 que os resultados do modelo possuem uma tendência muito semelhante à dos dados experimentais, porém são sistematicamente inferiores, apresentando maior desvio conforme o número de Reynolds aumenta, como mostrado nas Figuras 18 e 19. No modelo desenvolvido não foi considerada a variação da contribuição da superfície de transferência das aletas onduladas, presentes na camada central, onde está a mistura líquido-vapor, conforme o número de Reynolds aumenta e, conseqüentemente, a taxa de condensação. Conforme a condensação ocorre a contribuição da superfície de troca térmica aumenta, por isso quanto maior o número de Reynolds maior o erro do modelo para baixo, pois o seu aumento faz com que aumente também a taxa de condensação.

Figura 18 – Erro percentual entre os resultados experimentais e os do modelo.



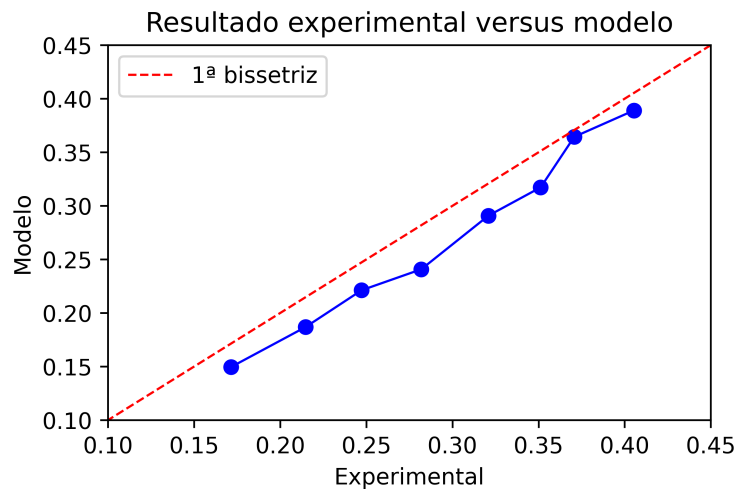
Fonte: Autora (2022).

A comparação dos resultados do modelo em relação aos experimentais e comparados à primeira bissetriz são mostrados na Figura 19.

5 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

O modelo obtido apresenta boa concordância com os valores experimentais, com erro absoluto médio inferior a 10% e $R^2 = 0,870$ em relação à primeira bissetriz. Foram obtidos os perfis de temperatura do fluido frio e do fluido quente ao longo do trocador, a partir dos dados obtidos foi calculada a qualidade de vapor na saída para cada vazão de fluido frio e comparados os resultados aos resultados experimentais de Vaisi *et al.* (2022a) e Vaisi *et al.* (2022b).

Figura 19 – Resultado Experimental versus Modelo.



Fonte: Autora (2022).

Apesar da boa concordância, os erros obtidos podem ser decorrentes de alguns fatores, enumerados a seguir, que podem ser explorados em trabalhos futuros:

1. O modelo é relativamente sensível ao calor latente da água, então esse valor pode ser revisto para melhores resultados.
2. O modelo considerou temperatura constante na seção central, considerando desprezível a troca térmica entre a temperatura de entrada do vapor até a temperatura de saturação.
3. Não foi considerada a perda de carga nas placas.
4. Não foram feitos considerados cálculos detalhados da eficiência da área das aletas onduladas em contato com a mistura bifásica.
5. Em trabalhos futuros seria interessante ter uma correlação para o coeficiente convectivo, h_2 , para misturas líquido-vapor.

REFERÊNCIAS

- AHNERT, K.; MULANSKY, M. Odeint – solving ordinary differential equations in c++. **AIP Conference Proceedings**, v. 1389, 2011.
- AIR LIQUID. **The world's largest oxygen production unit**. 2018. Disponível em: <https://www.airliquide.com/magazine/customer-experience/worlds-largest-oxygen-production-unit>. Acesso em: 29 mai. 2022.
- ALFA LAVAL. **How does a plate heat exchanger work**. 2022. Disponível em: <http://www.alfalaval.my/how-plate-heat-exchanger-work/>.
- BARBOY, S.; RASHKOVAN, A.; ZISKIND, G. Determination of hot spots on a heated wavy wall in channel flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, p. 3576–3581, 2012.
- BOEHME, R. Simulação numérica de uma unidade de separação de ar. **Universidade Federal do Rio de Janeiro**, 1991.
- CHART INDUSTRIES. **Brazed Aluminum Heat Exchangers, Chart Inc**. 2022. Disponível em: <https://chartindustriesv12.azurewebsites.net/Brazed-Aluminum-Heat-Exchangers>. Acesso em: 21 mai. 2022.
- DANFOSS. **WPE right**. 2022. Disponível em: <https://www.danfoss.com/en/products/dhs/heat-exchangers/welded-heat-exchangers/all-welded-heat-exchangers/>. Acesso em: 14 ago. 2022.
- DONG, J.; JIANGPING, C.; ZHIJIU, C.; YIMIN, Z.; WENFENG, Z. Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers. **Applied Thermal Engineering - APPL THERM ENG**, v. 27, p. 2066–2073, 2007.
- EIELSON. **Cryogenics keeps it cool in the ice**. 2021. Disponível em: <https://www.eielson.af.mil/News/Article-Display/Article/382562/cryogenics-keeps-it-cool-in-the-ice/>. Acesso em: 21 mai. 2022.
- HESSELGREAves, J. E. **Compact Heat Exchangers**. Oxford: Pergamon, 2001. ISBN 978-0-08-042839-0.
- MARKET RESEARCH. **Global Liquid Nitrogen Market Size, Share | Industry Report 2027**. 2021. Disponível em: <https://marketresearch.biz/report/liquid-nitrogen-market/>. Acesso em: 21 mai. 2022.
- NORDITEC. **WPE**. 2022. Disponível em: <https://norditec-store.com/gb/module/iqitsearch/searchiqit?s=phe>. Acesso em: 24 nov. 2022.
- SHAH, R. K. **Compact Heat Exchangers**. Oxford: Pergamon, 2001. ISBN 978-0-08-042839-0. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780080428390500008>.
- SHEBEI, Y. **3- WPE left**. 2022. Disponível em: <https://www.yojointernational.com/news/Manufacturing-process-of-all-welded-phe.shtml>. Acesso em: 14 ago. 2022.
- SHEN, S.; WOLSKY, A. M. **Energy and materials flows in the production of liquid and gaseous oxygen**. 1980. Disponível em: <https://www.osti.gov/biblio/6574363>.

SONG, Y.; ASADI, M.; XIE, G.; ROCHA, L. Constructal wavy-fin channels of a compact heat exchanger with heat transfer rate maximization and pressure losses minimization. **Applied Thermal Engineering**, v. 75, p. 24–32, 2015.

VAISI, A.; JAVAHERDEH, K.; MOOSAVI, R. Condensation heat transfer performance in multi-fluid compact heat exchangers with wavy and strip fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 182, 2022.

VAISI, A.; JAVAHERDEH, K.; MOOSAVI, R. Experimental investigation of the thermal performance in a single-component two-phase flow in multistream multi-fluid plate-fin heat exchangers. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 171, 2022.

WEAVER, R. **Brazed Aluminum Plate-Fin Heat Exchangers Reduce Costs**. 2000. Disponível em: <https://www.process-cooling.com/articles/84569-brazed-aluminum-plate-fin-heat-exchangers-reduce-costs>. Acesso em: 14 ago. 2022.

WEN, J.; LI, K.; WANG, C.; ZHANG, X.; WANG, S. Optimization investigation on configuration parameters of sine wavy fin in plate-fin heat exchanger based on fluid structure interaction analysis. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 131, p. 385–402, 2019.

WINDMEIER, C.; BARRON, R. Cryogenic technology. In: **Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry**. [S. l.: s. n.], 2013.

APÊNDICE A – CÓDIGO FONTE

Código fonte completo desenvolvido pelo autor em *Python*. Esta é uma versão em PDF do documento desenvolvido no *Jupyter Notebook*, instaladas as bibliotecas necessárias, deve funcionar perfeitamente apenas copiando e colando.

1 Simulação de um Trocador de Placas Multi-corrente

```
[1]: #Importações
import numpy as np
from scipy.integrate import odeint, quad
import matplotlib.pyplot as plt
from math import *
import pandas as pd
from sklearn.metrics import *
```

Nas equações que seguem aparecerão estes símbolos, cujo significado está explicado abaixo:

- p_l , espessura das placas divisórias entre as camadas de fluido;
- N_{pi} , número de passagens do fluido i , $i = 1, 2, 3$;
- L_3 , altura do núcleo(de todo o sanduíche de aletas);

Aletas OSF:

- L_{1OSF} , comprimento do bloco de aletas OSF.
- L_{2OSF} , largura do núcleo de aletas onduladas(faces em que entram os fluido 1 e 3);
- L_{OSF} , comprimento da tira (ou aleta não contínua);
- b_{OSF} , altura da aleta OSF;
- δ_{OSF} , espessura da aleta OSF;
- p_{fOSF} , espaçamento da aleta OSF.

Aletas onduladas (wavy fins):

- L_{1wavy} , comprimento do bloco de aletas onduladas
- L_{2wavy} , largura do bloco (face em que entra o fluido 2);
- b_{wavy} , altura da aleta;
- δ_{wavy} , espessura da aleta;
- p_{fwavy} , espaçamento da aleta.
- L_e , comprimento da curva das aletas onduladas;
- λ_{wavy} , comprimento de onda da aleta;
- A_{wavy} , amplitude de onda da aleta;

(OBS: Não se assuste com a notação carregada. Talvez eu tenha carregado um pouco demais com o objetivo de ser o mais clara possível. Basta consultar esta tabela de símbolos sempre que tiver dúvida que você acabará por memorizar o que é cada coisa depois de umas poucas consultas.)

```
[2]: #parâmetros experimentais [Vaisi]
#Número de passagens de cada fluido
Np1 = 1 #número de passagens do fluido 1(água fria)
Np2 = 1 #número de passagens do fluido 2(vapor)
Np3 = 1 #número de passagens do fluido 3(água quente)

#Núcleo do trocador
Hl = 112.70 #[mm] Comprimento do cabeçote
Hw = 30.0   #[mm] Largura do cabeçote
Hh = 16.0   #[mm] Altura do cabeçote
```

```

S1 = 112.7 #[mm] Comprimento da barra lateral
Sw = 12.0  #[mm] Largura da barra lateral
Sh = 10.0  #[mm] Largura da barra lateral
Pl = 112.0 #[mm] Comprimento da placa divisória
Pw = 70.0  #[mm] Largura da placa divisória
D = 15.8   #[mm] Diâmetro do bocal do cabeçote
Pt = 0.7   #[mm] Espessura do prato separador.

#Offset strip-fin
L1_osf = 112.0 #[mm] Comprimento do bloco de aletas.
L2_osf = 50.0  #[mm] Largura da aleta
b_osf = 12.0   #[mm] Altura da aleta
pf_osf = 2.65  #[mm] Passo da aleta(pitch)
L_osf = 5.0    #[mm] Tamanho de cada tira ou (aleta não contínua)(strip)
delta_osf = 0.25 #[mm] Espessura da aleta

#Aletas onduladas (wavy fin)
L1_wavy = 70.0 #[mm] Comprimento da aleta.
L2_wavy = 88.0 #[mm] Largura da aleta
b_wavy = 10.0  #[mm] Altura da aleta
pf_wavy = 4.0  #[mm] Passo da aleta(pitch)
delta_wavy = 0.2 #[mm] Espessura da aleta
lambda_wavy = 16.0 #[mm] Comprimento de onda da aleta
A_wavy = 3.3     #[mm] Amplitude de onda da aleta

#-----

```

```
[3]: nf1 = (L2_osf/pf_osf)*Np1
```

```
print('O número total de aletas para o fluido 1 é {:.2f}'.format(nf1))
```

O número total de aletas para o fluido 1 é 18.87

```
[4]: #Calculando a área primária para o fluido 1
```

```
Ap1 = 2*L1_osf*L2_osf*Np1 - 2*delta_osf*L1_osf*nf1 + 2*b_osf*L1_osf*Np1 +
↪2*(b_wavy + 2*Pt)*L1_osf*Np2
```

```
print('A área primária para o fluido 1 é {:.2f} mm², ou {:.2f} cm²'.format(Ap1,
↪Ap1/100))
```

A área primária para o fluido 1 é 15385.00 mm², ou 153.85 cm²

```
[5]: #Número de aletas não contínuas para o fluido 1
```

```
n_off1 = L1_osf/L_osf
```

```
print('O número de aletas não contínuas é {:.2f}'.format(n_off1))
```

O número de aletas não contínuas é 22.40.

```
[6]: #Cálculo da área secundária para o fluido 1
eff_OSF = 0.8 #eficiencia aletas OSF
Af1 = eff_OSF*(2*(b_osf - delta_osf)*L1_osf*nf1 + 2*(b_osf -
↳delta_osf)*delta_osf*n_off1*nf1 + (pf_osf -
↳delta_osf)*delta_osf*(n_off1-1)*nf1 + 2*pf_osf*delta_osf*nf1)
print('A área secundária é {:.2f} mm2 ou {:.2f} cm2.'.format(Af1, Af1/100))
```

A área secundária é 41928.53 mm² ou 419.29 cm².

```
[7]: #Cálculo da área de troca térmica total para o fluido 1
A1 = Ap1 + Af1
print('A área de troca térmica total para o fluido 1 é {:.2f} mm2 ou {:.2f} cm2.'.
↳format(A1, A1/100))

#área específica de troca térmica
a1 = (A1/L1_osf)/1000
print('Área específica de troca térmica: {:.2e} m2/m'.format(a1))
```

A área de troca térmica total para o fluido 1 é 57313.52 mm² ou 573.14 cm².
 Área específica de troca térmica: 5.12e-01 m²/m

```
[8]: #Cálculo da área de troca térmica total para o fluido 3
A3 = A1
print('A área de troca térmica total para o fluido 3 é {:.2f} mm2 ou {:.2f} cm2.'.
↳format(A3, A3/100))
#área específica de troca térmica

a3 = A3/L1_osf/1000
print('Área específica de troca térmica: {:.2e} m2/m'.format(a3))

#função para calcular o diâmetro hidráulico das OSF
def dh(pf, b, L, delta): #compound function
    # Aqui eu forcei o dh, tenho que desfazer isso depois

    dh = 4*pf*b*L/(2*(pf*L + b*L + delta*b) + delta*pf)
    dh = dh/1000 # convertendo para metros

    #dh = 150.00e-3 #m
    #print('dh = {:.2f} m')
    return dh

#def Ac(dh, Af): #área de fluxo dos fluidos, Manglic & Bergles (1990)
    # Ac = dh*Af/4
    #return Ac
```

A área de troca térmica total para o fluido 3 é 57313.52 mm² ou 573.14 cm².
 Área específica de troca térmica: 5.12e-01 m²/m

```
[9]: # Cálculo da superfície de troca térmica para o fluido 2 - Vapor
def integrand(x):
    #Aletas onduladas (wavy fin)
    lambda_wavy = 16.0 #[mm] Comprimento de onda da aleta
    A_wavy = 3.3      #[mm] Amplitude de onda da aleta

    dfdx = (2*A_wavy*pi/lambda_wavy)*cos((2*pi*x/lambda_wavy)) #derivada da
    ↪ equação de onda
    gx = sqrt(1 + dfdx**2) #função g(x) para integrar

    return gx

Le = quad(integrand, 0, L1_wavy)[0]
print('O comprimento da curva Le = {:.2f} mm'.format(Le))

#função para calcular o diâmetro hidráulico das aletas onduladas
def dh_wavy(lambda_onda, A_onda): #compound function

    #lambda_onda = comprimento de onda
    # A_onda = amplitude de onda

    a = lambda_onda/2
    b = A_onda

    alpha = (b/a)
    #print('alpha = {:.2f}'.format(alpha))

    dh_wavy = (2*a)*(1.0542 - 0.4670*alpha - 0.1180*(alpha**2) + 0.
    ↪ 1794*(alpha**3) - 0.0436*(alpha**4))*alpha
    #print('dh_wavy = {:.2f} mm'.format(dh_wavy))
    dh_wavy = dh_wavy/1000 # convertendo para metros

    #print('dh = {:.2f} m')
    return dh_wavy
```

O comprimento da curva Le = 93.24 mm

```
[10]: #Calculando o número de canais individuais para o fluido 2:
nf2 = (L2_wavy/pf_wavy)*Np2

print('O número total de canais para o fluido 2 é {:.2f}'.format(nf2))
```

O número total de canais para o fluido 2 é 22.00

```
[11]: #Cálculo da área primária para o fluido 2:
Ap2 = 2*L1_wavy*L2_wavy*Np2 - 2*delta_wavy*Le*nf2 + 2*b_wavy*L1_wavy*Np2 +
    ↪ 2*(b_wavy + 2*Pt)*L2_wavy*Np2
```

```
print('A área primária para o fluido 2 é {:.2f} mm2, ou {:.2f} cm2'.format(Ap2,
↪Ap2/100))
```

A área primária para o fluido 2 é 14905.89 mm², ou 149.06 cm²

```
[12]: #Cálculo da área secundária para o fluido 2
eff_wavy = 0.8 #eficiencia aletas onduladas
Af2 = eff_wavy*(2*(b_wavy - delta_wavy)*Le*nf2 + 2*(b_wavy -
↪delta_wavy)*delta_wavy*nf2 + 2*(pf_wavy - delta_wavy)*delta_wavy*nf2)
print('A área secundária é {:.2f} mm2 ou {:.2f} cm2'.format(Af2, Af2/100))
```

A área secundária é 32259.89 mm² ou 322.60 cm².

```
[13]: A2 = Ap2 + Af2
print('A área de troca térmica total para o fluido 2 é {:.2f} mm2 ou {:.2f} cm2'.
↪format(A2, A2/100))

a2 = (A2/L1_wavy/1000)
print('Área específica de troca térmica: {:.2e} m2/m'.format(a2))
```

A área de troca térmica total para o fluido 2 é 47165.77 mm² ou 471.66 cm².
Área específica de troca térmica: 6.74e-01 m²/m

```
[14]: A = A1 + A2 + A3
print('A área de troca térmica total é {:.2f} mm2 = {:.2f} cm2 = {:.2f} m2'.
↪format(A, A/100, A/1000000))
```

A área de troca térmica total é 161792.82 mm² = 1617.93 cm² = 0.16 m².

1.1 Cálculo do Coeficiente de Transferência de Calor

*Considerando $\rho = \rho$ tomada como função de T e na pressão média 82,3 kPa

```
[15]: #Utilizando a correlação utilizada por Vaisi para calcular h
#Propriedades da água fria

#Vazões para o fluido frio em m3/s
Q1 = [1.416e-04, 1.566e-04, 1.750e-04, 1.899e-04, 2.119e-04, 2.268e-04, 2.
↪399e-04, 2.632e-04]
T10 = 28.3 #°C
#Pc = 55 a 110 kPa

#Propriedades da corrente de vapor
#Número de Nusselt do vapor para cada Qc
Nu_tp = [1198.26, 1228.63, 1334.92, 1378.3, 1488.92, 1510.61, 1597.38, 1662.45]
↪#Cada Nu_tp está relacionado a um valor de Qc, respectivamente.
Pv = 13.9e3 #Pa
T20 = 92.0 #°C
```

```

T2sat = 52.58          #°C
L = 2452.3e3*1.10     #J/kg calor latente água + calor específico para
↳ elevar a água da Tsat a Te a 13.9kPa
m2 = 7.322/3600       #kg/s de vapor entrando
cp2 = 19.127e3        #J/kg/K calor específico de vapor de água a 13.9 kPa e
↳ 92°C
cp2l_sat = 41.823e3   #J/kg/K calor específico de água líquida saturado a 13.
↳ 9 kPa
cp2v_sat = 14.6e3     #J/kg/K calor específico de vapor de água saturado a
↳ 13.9 kPa

#propriedades da água quente
Q3 = 2.10e-4          #m³/s
T30 = 48.6            #°C
Ph = 82               #kPa

#declarando listas
Re1_vector = list()   #declarando a lista que receberá os valores de Reynolds
↳ do fluido frio, para cada valor de Q1
T1s_vector = list()   #valores da temperatura de saída do fluido frio
T3s_vector = list()   #valores da temperatura de saída do fluido quente
m1_vector = list()    #valores de vazão mássica do fluido frio
xv_vector = list()    #valores de qualidade de vapor para o fluido 2 (vapor +
↳ água)

#correlação para o calor específico da água entre 25°C e 92°C a 82.5kPa
def cp(T): #J/kg/°C
    cp = 0.0086*(T**2) - 0.6107*T + 4190.4

    return cp

#viscosidade em Pa.s e T em °C
def mu(T): #simple function
    mu = 0.0014*exp(-0.019*T)

    return mu

#Densidade em kg/m³
def rho(T):
    rho = 1006.9 - 0.3696*T

    return rho

#Condutividade térmica para os fluidos frio e quente em W/m/K
def k(T):
    k = 0.0013*T + 0.5751

    return k

```



```

#Função para calcular a velocidade do fluido que passa pelas aletas OSF
def u(Q, dh): #compound function
    #Vazão dividida pela área de fluxo
    u = 4*Q/(pi*(dh**2))/38

    return u

#função para calcular Reynolds
def Re(rho, u, dh, mu): #compound function

    Re = rho*u*dh/mu
    return Re

#função para calcular Prandtl
def Pr(cp, mu, k):

    Pr = cp*mu/k
    return Pr

#Função para calcular coeficiente de transferência térmica, h
def h(Re, pf, b, delta, L, rho, u, cp, Pr):
    j = 0.6522*(Re**(-0.5403))*((pf/b)**(-0.1541))*((delta/L)**(0.1499))*((delta/
↪ pf)**(-0.0678))*(1 + (5.259e-5*(Re**1.340))*((pf/b)**0.504))*((delta/L)**0.
↪ 456)*((delta/pf)**(-1.055))**0.1
    h = j*rho*u*cp/(Pr**0.666)

    return h

#condutividade térmica da camada bifásica em função da fração volumétrica de
↪ vapor alpha_tp
def k_tp(alpha_tp):
    kl = 0.64322          #W/k/K cond. térm. líquido
    kv = 0.019446
    k_tp = alpha_tp*kv + (1 - alpha_tp)*kl

    return k_tp

def h_tp(k_tp, Nu_tp, dh_wavy):

    h_tp = Nu_tp*k_tp/dh_wavy
    return h_tp

#calculando o coeficiente de transferência global
def U(h1, h2):

```

```

#desprezando a resistência térmica do alumínio...
U = 1/((1/h1)+(1/h2))

```

```

return U

```

```

#for flow_rate in Q1:
#    print(flow_rate)

```

```

[16]: def modelTprofile(T0, m1, m3, U12, U23, cp1, cp3):
def model(T, A):
    T1 = T[0]
    T3 = T[1]
    #m = T[2]

    dTcdx = (U12/m1/cp1)*a1*(T2sat-T1)
    dThdx = (U23/m3/cp3)*a3*(T2sat-T3)
    #dmLdx = -((U12/L)*(T1-T2)*a1 + (U23/L)*(T3-T2)*a3)

    return (dTcdx, dThdx)#, dmLdx)
global T1, T3, x#, m, mc
#pontos no volume
x = np.linspace(0, (L1_osf+0.01)/1000, 113) #área adimensional

#solve ode
T = odeint(model, T0, x)

T1 = T[:,0]
T3 = T[:,1]
#m = T[:,2]
#
return

i = 0 #contador
for flow_rate in Q1: #Para cada vazão do fluido frio
    #Calculando os parâmetros para o fluido frio
    print('')
    #print('contador ',i)
    Qc = flow_rate

    #condições iniciais
    T0 = [T10, T30]#, m0] #K Temperatura do fluido na entrada.
    T1_avr = [0, 30.0] #°C chute inicial para T do fluido frio, o 0
    ↪ aqui não significa nada.
    T3_avr = [0, 30.0] #°C chute inicial para T do fluido quente

```

```

while (abs(T1_avr[-1] - T1_avr[-2]) and abs(abs(T3_avr[-1] - T3_avr[-2]))) > 0.1:
↪0.1:
    #Calculando as propriedades na temperatura média
    rho1 = rho(T1_avr[-1])
    cp1 = cp(T1_avr[-1])
    m1 = Qc*rho1 #kg/s
    k1 = k(T1_avr[-1])
    mu1 = mu(T1_avr[-1])
    dh1 = dh(pf_osf, b_osf, L_osf, delta_osf)
    u1 = u(Qc, dh1)
    Re1 = Re(rho1, u1, dh1, mu1)
    Pr1 = Pr(cp1, mu1, k1)
    h1 = h(Re1, pf_osf, b_osf, delta_osf, L_osf, rho1, u1, cp1, Pr1)

    #Calculando os parâmetros para o fluido quente
    rho3 = rho(T3_avr[-1])
    cp3 = cp(T3_avr[-1])
    m3 = Q3*rho3 #kg/s
    k3 = k(T3_avr[-1])
    mu3 = mu(T3_avr[-1])
    dh3 = dh1
    u3 = u(Q3, dh3)
    Re3 = Re(rho3, u3, dh3, mu3)
    Pr3 = Pr(cp3, mu3, k3)
    h3 = h(Re3, pf_osf, b_osf, delta_osf, L_osf, rho3, u3, cp3, Pr3)

    #Calculando os parâmetros para o vapor
    dh2 = dh_wavy(lambda_wavy, A_wavy)
    k2 = k_tp(alpha_tp = 1)
    Nu2 = Nu_tp[i]
    h2 = h_tp(k2, Nu2, dh2)

    #Calculando coeficientes globais de troca térmica
    U12 = U(h1, h2)
    U23 = U(h2, h3)

    #Resolvendo o modelo
    modelTprofile(T0, m1, m3, U12, U23, cp1, cp3)
    #print(T1)

    #Armazenando temperaturas de saída para cada condição
    T1s = T1[-1]
    T3s = T3[-1]

    T1_avr.append((T1[0] + T1[-1])/2)
    T3_avr.append((T3[0] + T3[-1])/2)

```

```

        #print(T1_avr)
        #print(T3_avr)
        #fim do while

    T1s_vector.append(T1s) #armazenando vapores valores da temperatura de saída
↳do fluido frio para cada Qc
    T3s_vector.append(T3s) #armazenando vapores valores da temperatura de saída
↳do fluido quente para cada Qc
    m1_vector.append(m1)

    #Imprimindo os parâmetros para os fluidos para cada Q1
↳
↳print('-----')
    print('Vapor:')
    print('dh_wavy = {:.5f} m'.format(dh2))
    print('h2 = {:.5f} W/m2/°C'.format(h2))
    print('-----')
    print('Fluido frio:')
    print('dh1_OSF = {:.5f} m'.format(dh1))
    print('Q1 = {:.3e} m3/s'.format(Qc))
    print('m1 = {:.3e} kg/s'.format(m1))
    print('mu1 = {:.3e} Pa.s'.format(mu1))
    print('rho1 = {:.2f} kg/m3'.format(rho1))
    print('dh1 = {:.3e} m'.format(dh1))
    print('u1 = {:.3f} m/s'.format(u1))
    print('cp1 = {:.3f} J/kg/s'.format(cp1))
    print('Re1 = {:.3f}'.format(Re1))
    print('Pr1 = {:.6f}'.format(Pr1))
    print('h1 = {:.3f} W/m2/°C'.format(h1))
    print('T1s = {:.3f}'.format(T1s))
    print('-----')
    print('Fluido quente:')
    print('dh2_OSF = {:.5f} m'.format(dh3))
    print('m3 = {:.3e} kg/s'.format(m3))
    print('mu3 = {:.3e} Pa.s'.format(mu3))
    print('rho3 = {:.2f} kg/m3'.format(rho3))
    print('dh3 = {:.3e} m'.format(dh3))
    print('u3 = {:.3f} m/s'.format(u3))
    print('cp3 = {:.3f} J/kg/s'.format(cp3))
    print('Re3 = {:.3f}'.format(Re3))
    print('Pr3 = {:.6f}'.format(Pr3))
    print('h3 = {:.3f} W/m2/°C'.format(h3))
    print('T3s = {:.3f}'.format(T3s))
    print('-----')
    print('Coeficientes de transferência de calor globais')
    print('U12 = {:.2f} W/m2/K'.format(U12))

```

```

print('U23 = {:.2f} W/m2/K'.format(U23))
i = i + 1

## plot results
fig, axs = plt.subplots(2, sharex = True, sharey = False, figsize=(1.2*5,0.
↪9*4))
fig.dpi=600
fig.suptitle('Perfil de Temperatura, Re1 = {:.0f}'.format(Re1))
axs[0].set_ylim(25,35)
axs[0].set_ylabel('T (°C)')
axs[0].plot(x, T1, 'black', linewidth = 1, linestyle='-')
axs[0].legend(['T1 (fluido frio)'], loc='upper left', shadow=False)
axs[1].set_ylim(45,55)
axs[1].set_ylabel('T (°C)')
axs[1].set_xlabel('x (m)')
axs[1].set_xlim(0, 0.11)
axs[1].plot(x, T3, 'green', linewidth = 1, linestyle='--')
axs[1].legend(['T3 (fluido quente)'], loc='upper left', shadow=False)
plt.show()

#Armazenando todos os valores de Re1
Re1_vector.append(Re1)
#fim do for

for j in range(8):
    m_cond = (m1_vector[j]*cp1*(T1s_vector[j] - T10) + m3*cp3*(T3s_vector[j] -
↪T30))/L
    xv = (m2 - m_cond)/m2
    if xv < 0: #quando todo o vapor foi condensado
        xv = 0

    #print(m_cond)
    xv_vector.append(xv)

#print(xv_vector)
#print('m1 = ', m1_vector)
#print('T1s = ', T1s_vector)
#print('T3s = {:.2f}', T3s_vector)
#print(m1_vector)

#Resultados experimentais
Re1_exp = [1459.49, 1614.05, 1799.52, 1947.21, 2160.16, 2311.28, 2438.36, 2678.79]
Xv_exp = [0.405389, 0.370728, 0.351231, 0.320902, 0.281909, 0.247247, 0.214753, 0.
↪171426]
plt.figure(figsize=(1.2*5,0.9*3.5), dpi=600)
plt.title('Qualidade do Vapor')

```

```

plt.plot(Q1, xv_vector , label = 'Modelo', color='black', linewidth = 1,
↳linestyle='-', marker='o')
plt.plot(Q1, Xv_exp , label = 'Experimental', color='red', linewidth = 1,
↳linestyle='--', marker='o')
plt.xlabel('Q (kg/s)')
plt.ylabel('Xv')
plt.legend(loc='upper right')
plt.show()

plt.figure(figsize=(1.2*5,0.9*3.5), dpi=600)
plt.title('Qualidade do Vapor')
plt.plot(Re1_vector, xv_vector , label = 'Modelo', color='black', linewidth = 1,
↳linestyle='-', marker='o')
plt.plot(Re1_exp, Xv_exp , label = 'Experimental', color='red', linewidth = 1,
↳linestyle='--', marker='o')
plt.xlabel('Re')
plt.ylabel('Xv')
plt.legend(loc='upper right')
plt.show()

## plot results
fig, axs = plt.subplots(2, sharex = True, sharey = False, figsize=(1.2*5,0.9*4))
fig.dpi=600
fig.suptitle('Temperatura de saída vs Reynolds fluido frio')
axs[0].set_ylim(30,35)
axs[0].set_ylabel('T (°C)')
axs[0].plot(Re1_vector, T1s_vector, 'black', linewidth = 1, linestyle='-')
axs[0].legend(['T1s (fluido frio)'], loc='upper left', shadow=False)
axs[1].set_ylim(48,50)
axs[1].set_ylabel('T (°C)')
axs[1].set_xlabel('Re')
axs[1].set_xlim()
axs[1].plot(Re1_vector, T3s_vector, 'green', linewidth = 1, linestyle='--')
axs[1].legend(['T3s (fluido quente)'], loc='upper left', shadow=False)
plt.show()

```

Vapor:

dh_wavy = 0.00563 m
h2 = 4139.83701 W/m²/°C

Fluido frio:

dh1_OSF = 0.00415 m
Q1 = 1.416e-04 m³/s
m1 = 1.410e-01 kg/s

```

mu1 = 7.815e-04 Pa.s
rho1 = 995.56 kg/m³
dh1 = 4.152e-03 m
u1 = 0.275 m/s
cp1 = 4179.758 J/kg/s
Re1 = 1455.497
Pr1 = 5.311598
h1 = 4933.229 W/m²/°C
T1s = 33.075

```

Fluido quente:

```

dh2_0SF = 0.00415 m
m3 = 2.077e-01 kg/s
mu3 = 5.529e-04 Pa.s
rho3 = 988.83 kg/m³
dh3 = 4.152e-03 m
u3 = 0.408 m/s
cp3 = 4181.100 J/kg/s
Re3 = 3030.483
Pr3 = 3.619651
h3 = 6749.629 W/m²/°C
T3s = 49.220

```

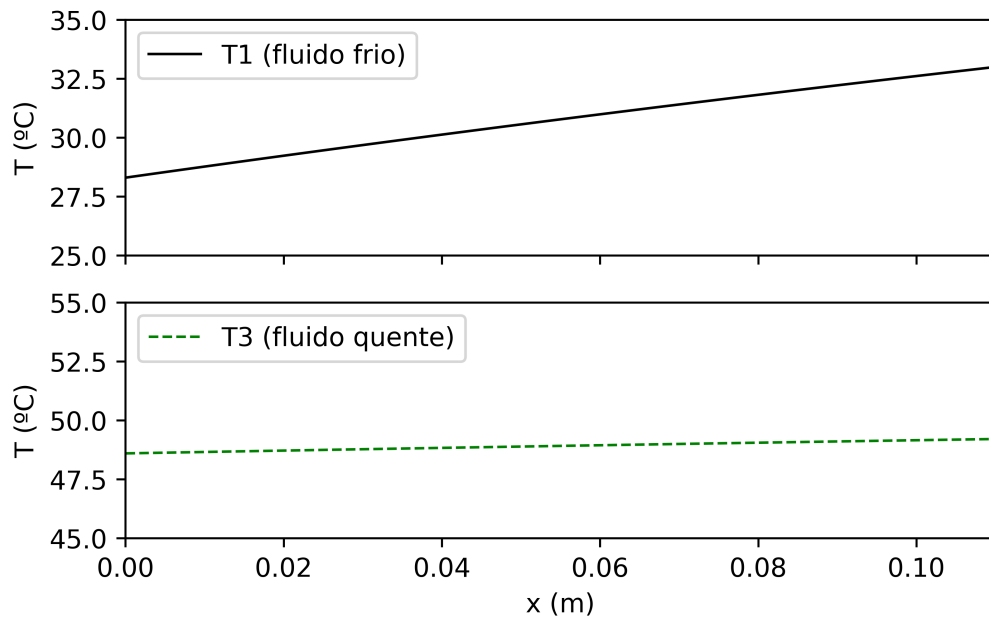
Coeficientes de transferência de calor globais

```

U12 = 2250.92 W/m²/K
U23 = 2566.00 W/m²/K

```

Perfil de Temperatura, $Re1 = 1455$



Vapor:

dh_wavy = 0.00563 m
h2 = 4244.76153 W/m²/°C

Fluido frio:

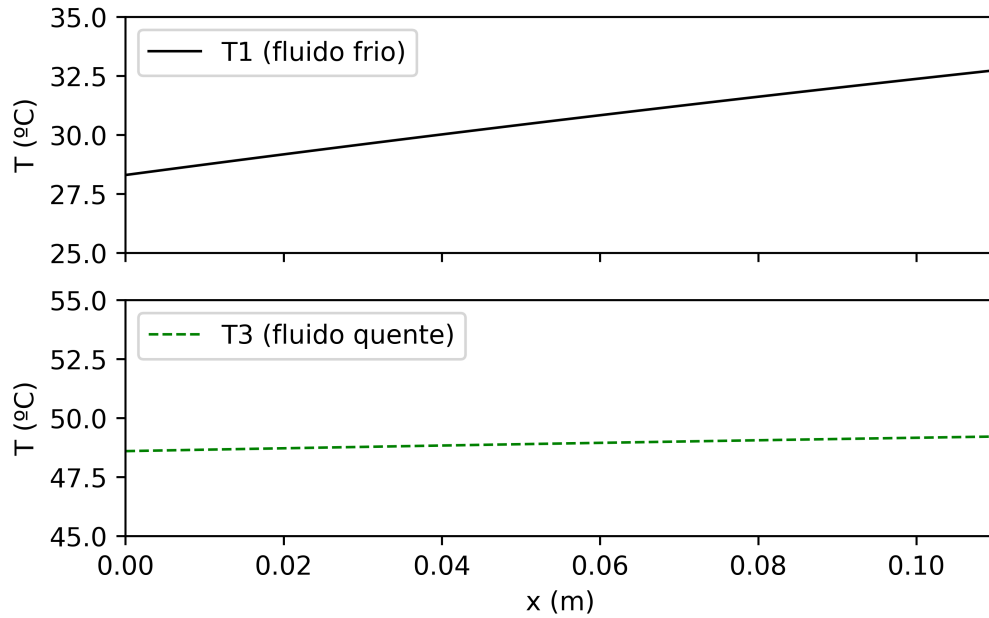
dh1_OSF = 0.00415 m
Q1 = 1.566e-04 m³/s
m1 = 1.559e-01 kg/s
mu1 = 7.835e-04 Pa.s
rho1 = 995.61 kg/m³
dh1 = 4.152e-03 m
u1 = 0.304 m/s
cp1 = 4179.769 J/kg/s
Re1 = 1605.787
Pr1 = 5.326211
h1 = 5204.315 W/m²/°C
T1s = 32.813

Fluido quente:

dh2_OSF = 0.00415 m
m3 = 2.077e-01 kg/s
mu3 = 5.529e-04 Pa.s
rho3 = 988.83 kg/m³
dh3 = 4.152e-03 m
u3 = 0.408 m/s
cp3 = 4181.101 J/kg/s
Re3 = 3030.713
Pr3 = 3.619341
h3 = 6749.781 W/m²/°C
T3s = 49.229

Coeficientes de transferência de calor globais

U12 = 2337.91 W/m²/K
U23 = 2605.95 W/m²/K

Perfil de Temperatura, $Re_1 = 1606$ 

 Vapor:

$dh_{wavy} = 0.00563$ m
 $h_2 = 4611.98006$ W/m²/°C

 Fluido frio:

$dh1_{OSF} = 0.00415$ m
 $Q_1 = 1.750e-04$ m³/s
 $m_1 = 1.742e-01$ kg/s
 $\mu_1 = 7.846e-04$ Pa.s
 $\rho_1 = 995.64$ kg/m³
 $dh_1 = 4.152e-03$ m
 $u_1 = 0.340$ m/s
 $cp_1 = 4179.776$ J/kg/s
 $Re_1 = 1791.896$
 $Pr_1 = 5.334867$
 $h_1 = 5525.302$ W/m²/°C
 $T_{1s} = 32.658$

 Fluido quente:

$dh2_{OSF} = 0.00415$ m
 $m_3 = 2.077e-01$ kg/s
 $\mu_3 = 5.527e-04$ Pa.s
 $\rho_3 = 988.82$ kg/m³

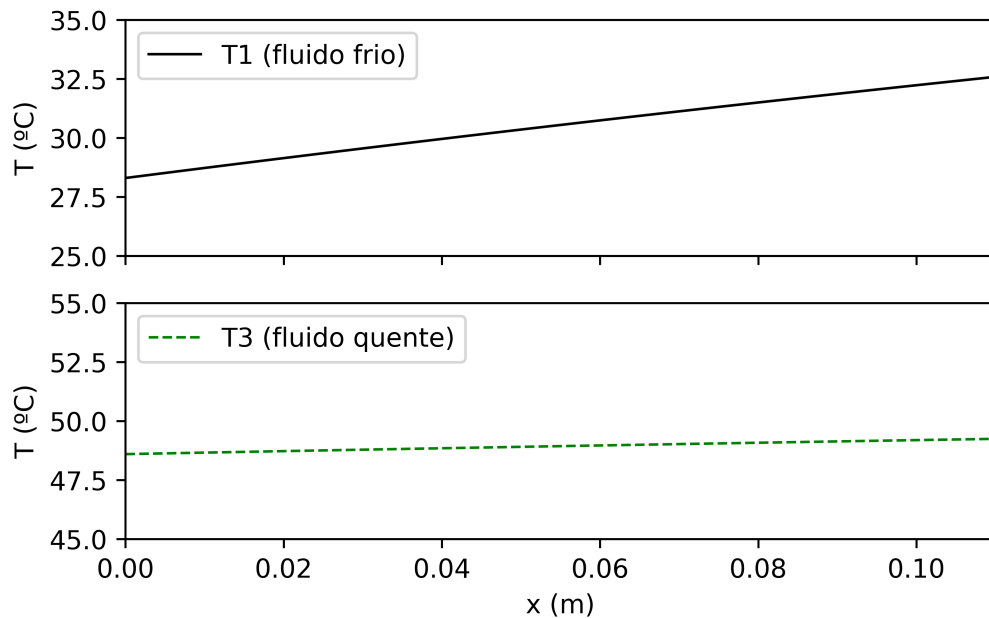
$dh3 = 4.152e-03$ m
 $u3 = 0.408$ m/s
 $cp3 = 4181.105$ J/kg/s
 $Re3 = 3031.480$
 $Pr3 = 3.618310$
 $h3 = 6750.288$ W/m²/°C
 $T3s = 49.259$

 Coeficientes de transferência de calor globais

$U12 = 2513.75$ W/m²/K

$U23 = 2739.96$ W/m²/K

Perfil de Temperatura, $Re1 = 1792$



 Vapor:

$dh_wavy = 0.00563$ m

$h2 = 4761.85248$ W/m²/°C

 Fluido frio:

$dh1_OSF = 0.00415$ m

$Q1 = 1.899e-04$ m³/s

$m1 = 1.891e-01$ kg/s

$\mu1 = 7.859e-04$ Pa.s

$\rho1 = 995.67$ kg/m³

$dh1 = 4.152e-03$ m

$u_1 = 0.369 \text{ m/s}$
 $cp_1 = 4179.783 \text{ J/kg/s}$
 $Re_1 = 1941.383$
 $Pr_1 = 5.344471$
 $h_1 = 5774.952 \text{ W/m}^2/\text{°C}$
 $T_{1s} = 32.487$

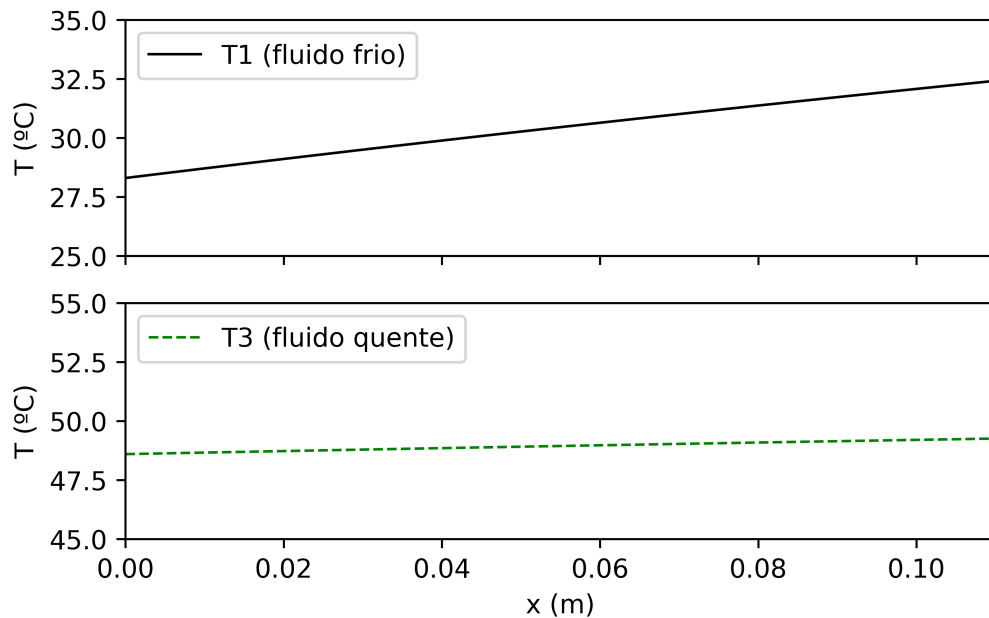
 Fluido quente:

$dh_{2_OSF} = 0.00415 \text{ m}$
 $m_3 = 2.077e-01 \text{ kg/s}$
 $\mu_3 = 5.527e-04 \text{ Pa.s}$
 $\rho_3 = 988.82 \text{ kg/m}^3$
 $dh_3 = 4.152e-03 \text{ m}$
 $u_3 = 0.408 \text{ m/s}$
 $cp_3 = 4181.106 \text{ J/kg/s}$
 $Re_3 = 3031.776$
 $Pr_3 = 3.617911$
 $h_3 = 6750.485 \text{ W/m}^2/\text{°C}$
 $T_{3s} = 49.270$

 Coeficientes de transferência de calor globais

$U_{12} = 2609.85 \text{ W/m}^2/\text{K}$
 $U_{23} = 2792.21 \text{ W/m}^2/\text{K}$

Perfil de Temperatura, $Re_1 = 1941$



Vapor:

dh_wavy = 0.00563 m
h2 = 5144.03061 W/m²/°C

Fluido frio:

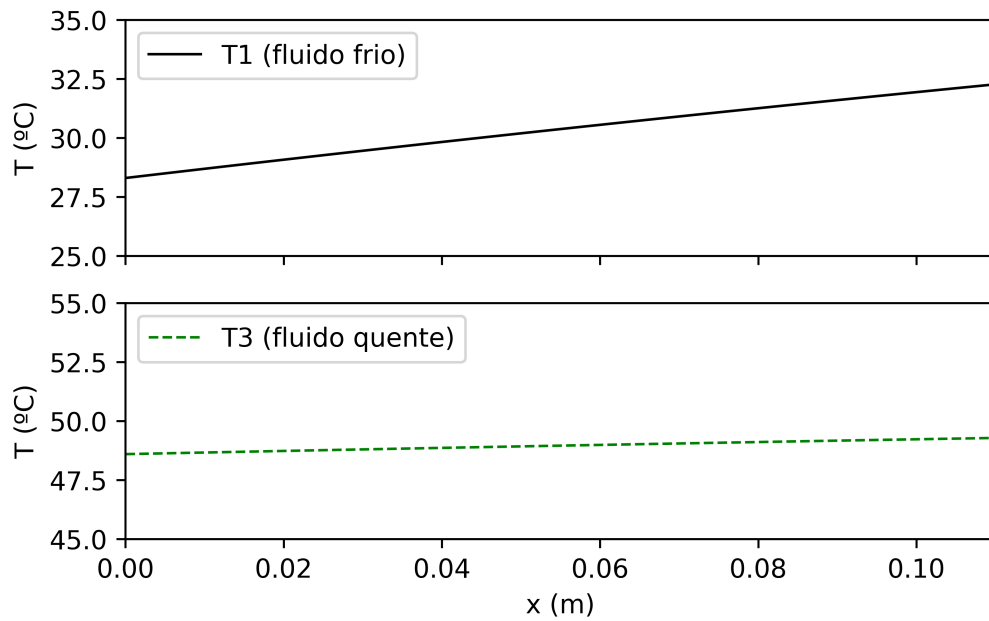
dh1_OSF = 0.00415 m
Q1 = 2.119e-04 m³/s
m1 = 2.110e-01 kg/s
mu1 = 7.870e-04 Pa.s
rho1 = 995.70 kg/m³
dh1 = 4.152e-03 m
u1 = 0.412 m/s
cp1 = 4179.790 J/kg/s
Re1 = 2163.269
Pr1 = 5.352948
h1 = 6131.434 W/m²/°C
T1s = 32.336

Fluido quente:

dh2_OSF = 0.00415 m
m3 = 2.077e-01 kg/s
mu3 = 5.525e-04 Pa.s
rho3 = 988.81 kg/m³
dh3 = 4.152e-03 m
u3 = 0.408 m/s
cp3 = 4181.109 J/kg/s
Re3 = 3032.493
Pr3 = 3.616948
h3 = 6750.958 W/m²/°C
T3s = 49.298

Coeficientes de transferência de calor globais

U12 = 2797.25 W/m²/K
U23 = 2919.48 W/m²/K

Perfil de Temperatura, $Re_1 = 2163$ 

 Vapor:

dh_wavy = 0.00563 m
 h2 = 5218.96683 W/m²/°C

Fluido frio:

dh1_0SF = 0.00415 m
 Q1 = 2.268e-04 m³/s
 m1 = 2.258e-01 kg/s
 mu1 = 7.882e-04 Pa.s
 rho1 = 995.72 kg/m³
 dh1 = 4.152e-03 m
 u1 = 0.441 m/s
 cp1 = 4179.797 J/kg/s
 Re1 = 2312.034
 Pr1 = 5.361745
 h1 = 6363.767 W/m²/°C
 T1s = 32.180

Fluido quente:

dh2_0SF = 0.00415 m
 m3 = 2.077e-01 kg/s
 mu3 = 5.525e-04 Pa.s
 rho3 = 988.81 kg/m³

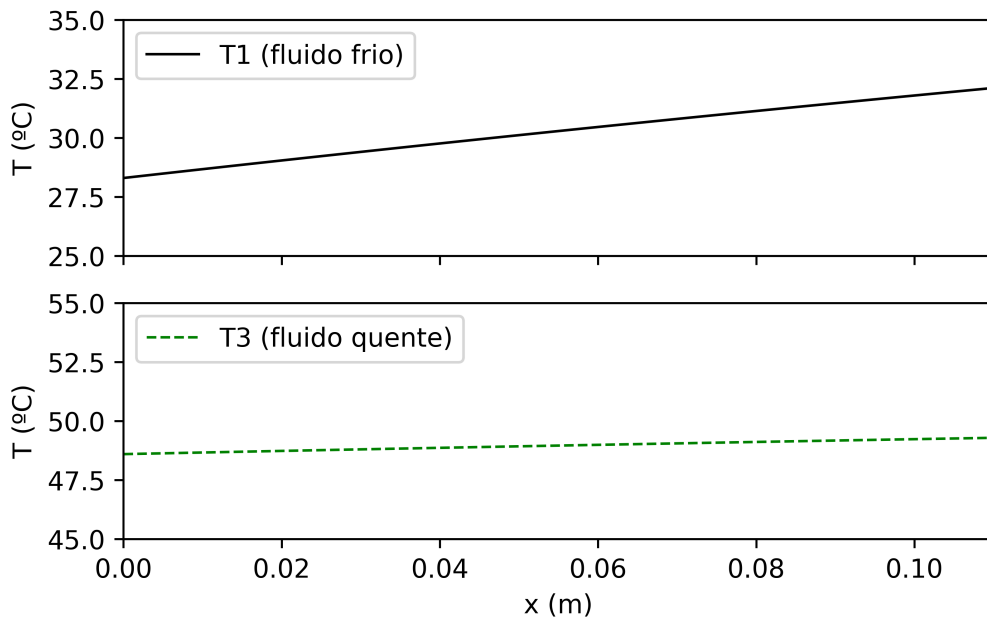
$dh3 = 4.152e-03$ m
 $u3 = 0.408$ m/s
 $cp3 = 4181.109$ J/kg/s
 $Re3 = 3032.627$
 $Pr3 = 3.616768$
 $h3 = 6751.047$ W/m²/°C
 $T3s = 49.303$

 Coeficientes de transferência de calor globais

$U12 = 2867.40$ W/m²/K

$U23 = 2943.48$ W/m²/K

Perfil de Temperatura, $Re1 = 2312$



 Vapor:

$dh_wavy = 0.00563$ m

$h2 = 5518.74622$ W/m²/°C

 Fluido frio:

$dh1_OSF = 0.00415$ m

$Q1 = 2.399e-04$ m³/s

$m1 = 2.389e-01$ kg/s

$\mu1 = 7.885e-04$ Pa.s

$\rho1 = 995.73$ kg/m³

$dh1 = 4.152e-03$ m

$u_1 = 0.466 \text{ m/s}$
 $cp_1 = 4179.799 \text{ J/kg/s}$
 $Re_1 = 2444.652$
 $Pr_1 = 5.364047$
 $h_1 = 6564.760 \text{ W/m}^2/\text{°C}$
 $T_{1s} = 32.139$

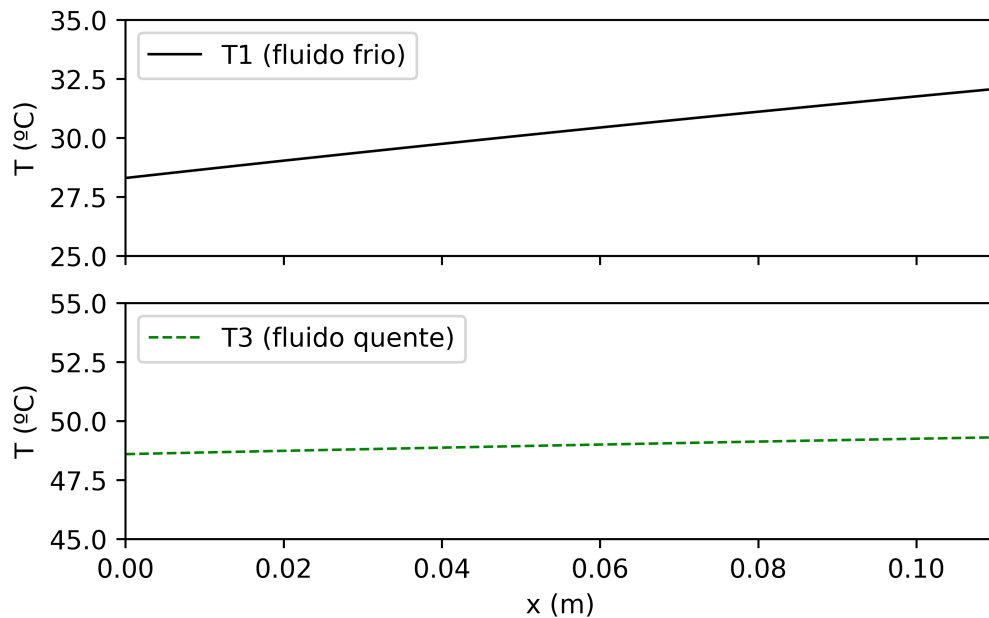
 Fluido quente:

$dh2_OSF = 0.00415 \text{ m}$
 $m_3 = 2.077e-01 \text{ kg/s}$
 $\mu_3 = 5.524e-04 \text{ Pa.s}$
 $\rho_3 = 988.81 \text{ kg/m}^3$
 $dh_3 = 4.152e-03 \text{ m}$
 $u_3 = 0.408 \text{ m/s}$
 $cp_3 = 4181.111 \text{ J/kg/s}$
 $Re_3 = 3033.145$
 $Pr_3 = 3.616073$
 $h_3 = 6751.389 \text{ W/m}^2/\text{°C}$
 $T_{3s} = 49.323$

 Coeficientes de transferência de calor globais

$U_{12} = 2998.24 \text{ W/m}^2/\text{K}$
 $U_{23} = 3036.58 \text{ W/m}^2/\text{K}$

Perfil de Temperatura, $Re_1 = 2445$



Vapor:

dh_wavy = 0.00563 m
h2 = 5743.55485 W/m²/°C

Fluido frio:

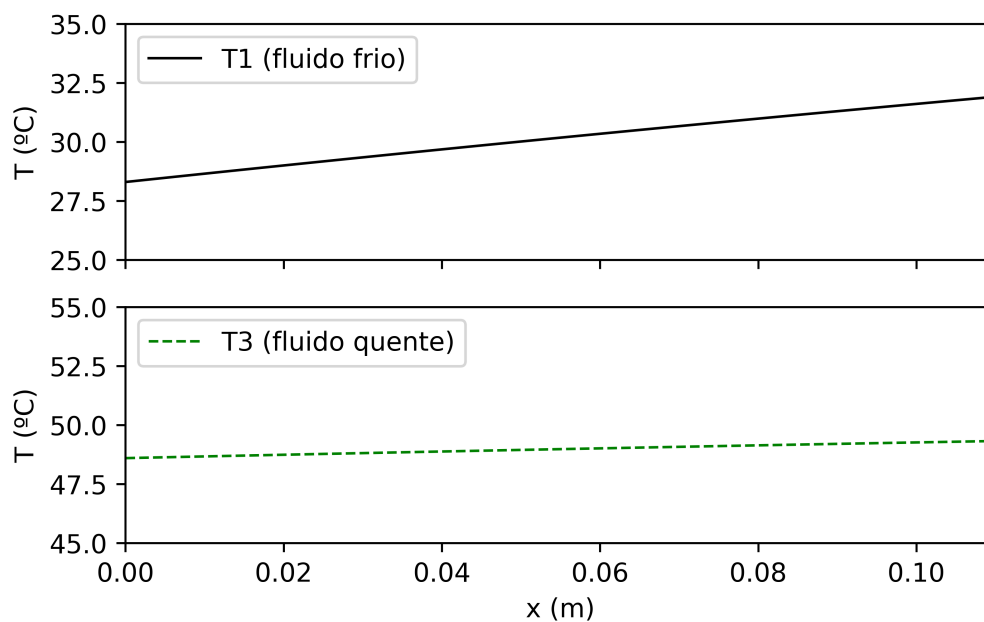
dh1_OSF = 0.00415 m
Q1 = 2.632e-04 m³/s
m1 = 2.621e-01 kg/s
mu1 = 7.897e-04 Pa.s
rho1 = 995.76 kg/m³
dh1 = 4.152e-03 m
u1 = 0.511 m/s
cp1 = 4179.806 J/kg/s
Re1 = 2678.008
Pr1 = 5.373318
h1 = 6910.367 W/m²/°C
T1s = 31.975

Fluido quente:

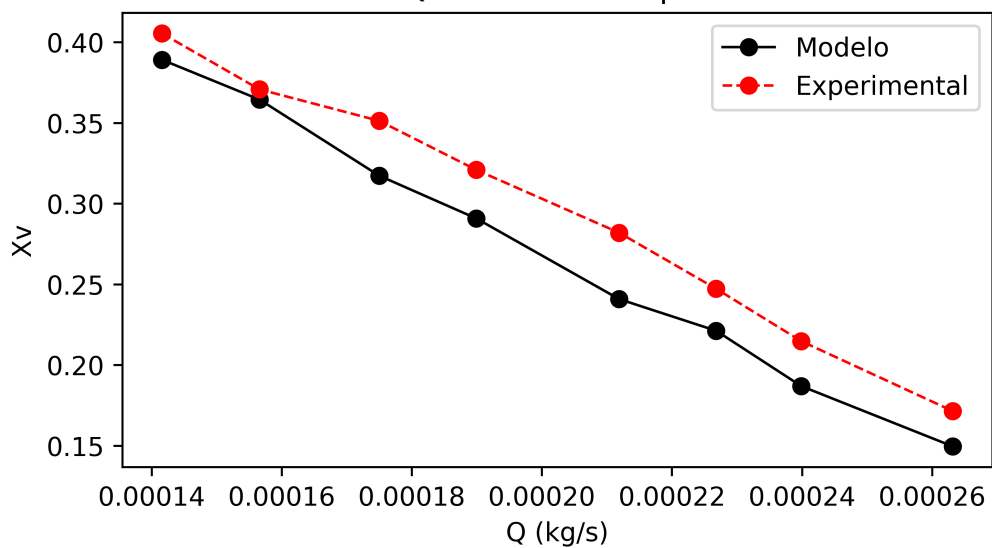
dh2_OSF = 0.00415 m
m3 = 2.076e-01 kg/s
mu3 = 5.523e-04 Pa.s
rho3 = 988.81 kg/m³
dh3 = 4.152e-03 m
u3 = 0.408 m/s
cp3 = 4181.113 J/kg/s
Re3 = 3033.514
Pr3 = 3.615577
h3 = 6751.634 W/m²/°C
T3s = 49.337

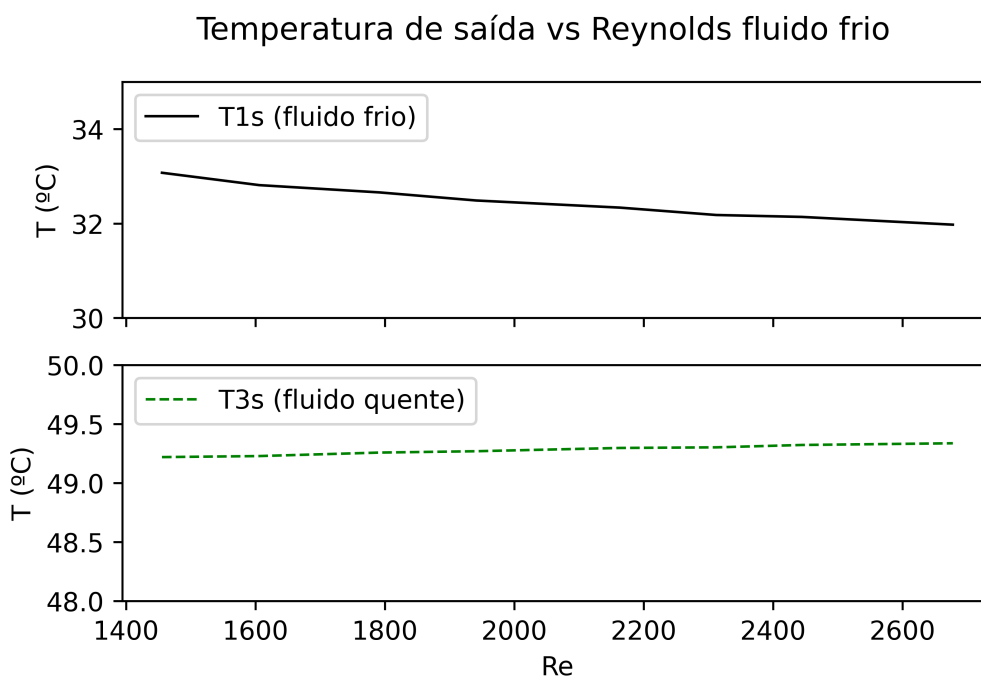
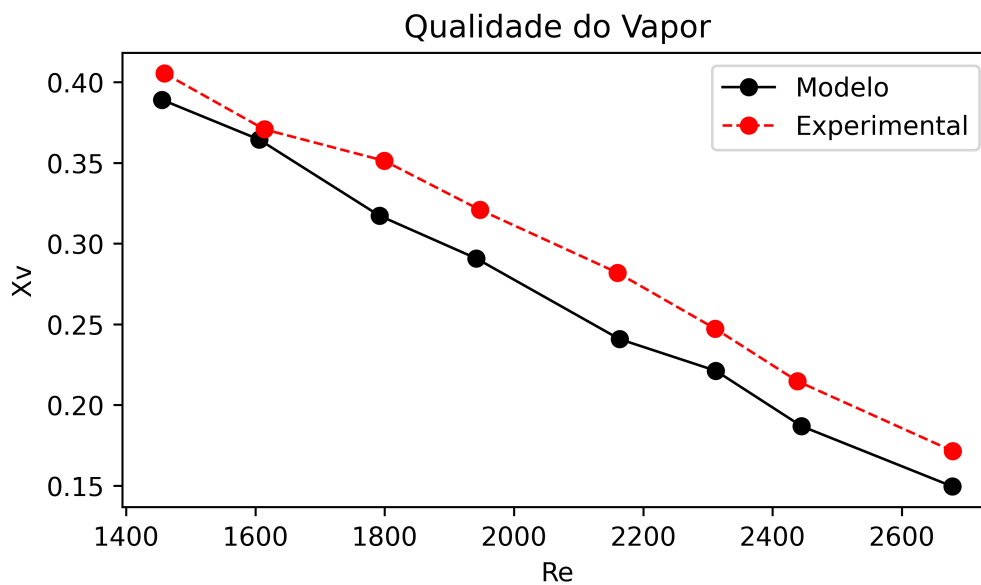
Coeficientes de transferência de calor globais

U12 = 3136.58 W/m²/K
U23 = 3103.46 W/m²/K

Perfil de Temperatura, $Re_1 = 2678$ 

Qualidade do Vapor





1.2 Análise de erro

```
[17]: #Fazendo a análise de R2 para os resultados obtidos
r_square = r2_score(y_true = Xv_exp, y_pred = xv_vector)
print('R2 = {:.3f}'.format(r_square))

#Erro percentual absoluto
#map_error = mean_absolute_percentage_error(y_true = Xv_exp, y_pred = xv_vector)
#print('Mean absolute percentage error = {:.3f}'.format(map_error))

error_vector = list()
for i in range(8):
    error = abs((xv_vector[i] - Xv_exp[i])*100/Xv_exp[i])
    error_vector.append(error)
print(error_vector)

#Error percentual médio absoluto
epma = sum(error_vector)/8
print('Erro percentual médio absoluto = {:.3f}'.format(epma))

epma_list = (epma, epma, epma, epma, epma, epma, epma, epma)

plt.figure(figsize=(1.2*5,0.9*3.5), dpi=600)
plt.title('Erro percentual absoluto')
plt.plot(Re1_vector, error_vector , label = 'erro%', color='blue', linewidth = 1,
↪linestyle='-', marker='o')
plt.plot(Re1_vector, epma_list , label = 'Erro% MA', color='red', linewidth = 1,
↪linestyle='--')
plt.xlabel('Re')
plt.ylabel('Erro %')
plt.ylim(0, 20)
plt.legend(loc='upper right')
plt.show()

#Primeira bissetriz
x = np.linspace(0,1,100)
y = x
plt.figure(figsize=(1.2*4,1.2*2.5), dpi=600)
plt.title('Resultado experimental versus modelo')
plt.plot(Xv_exp, xv_vector, color='blue', linewidth = 1, linestyle='-',
↪marker='o')
plt.plot(x, y , label = '1ª bissetriz', color='red', linewidth = 1,
↪linestyle='--')
plt.xlabel('Experimental')
plt.ylabel('Modelo')
plt.xlim(0.1, 0.45)
plt.ylim(0.1, 0.45)
```

```
plt.legend(loc='upper left')
plt.show()
```

$R^2 = 0.870$

[4.025738420702041, 1.7021924181044321, 9.67263139735121, 9.368233089640976,
14.581336526236145, 10.524367396475458, 12.965129099421077, 12.759235742243519]

Erro percentual médio absoluto = 9.450

