

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
CURSO DE ENGENHARIA AEROESPACIAL

RODRIGO DA SILVA CARDOZO

ANÁLISE NUMÉRICA DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS EM  
FORMATO Z

Joinville

2022

RODRIGO DA SILVA CARDOZO

ANÁLISE NUMÉRICA DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS EM  
FORMATO Z

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de bacharel no Curso de Graduação em Engenharia Aeroespacial do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientadora: Dra. Talita Sauter Possamai

Joinville

2022

RODRIGO DA SILVA CARDOZO

ANÁLISE NUMÉRICA DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS EM  
FORMATO Z

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Aeroespacial, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 17 de março de 2022.

**Banca Examinadora:**

---

Dra. Talita Sauter Possamai

Orientador(a)

Presidente

---

Dr. Marcus Vinicius Volponi Morteau

Membro

Universidade Federal de Santa Catarina

---

Dr. Marcos Alves Rabelo

Membro

Universidade Federal de Santa Catarina

Ama-se mais o que se conquista com esforço.

## AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todos aqueles que me ajudaram e estiveram ao meu lado ao longo destes anos na universidade.

A minha família, especialmente aos meus pais Mariza e José, por todo amor, compreensão e ajuda, sem isso tudo, não teria chegado tão longe e meus irmãos Andre e Giseli, que apoiaram ano após ano.

Aos amigos, que caminharam ao meu lado em cada matéria e cada competição, e que me ajudaram a crescer pessoalmente e profissionalmente. Aprendi muito com cada um, e levarei todos no coração.

A minha namorada, Beatriz, por todo amor e carinho que me deu durante os últimos anos da minha graduação, como você, os dias ficaram mais alegres e coloridos.

A minha orientadora Talita, por todo suporte, conhecimento e incentivo, não teria atingido todos os objetivos desta pesquisa, sem o seu suporte.

Aos professores, servidores e demais pessoas que fizeram parte destes anos todos.

A todos, meu muito obrigado.

We choose to go to the moon! We choose to go to the Moon...We choose to go to the Moon in this decade and do the other things, not because they are easy, but because they are hard; [...] because that challenge is one that we are willing to accept, one we are unwilling to postpone, and one we intend to win, and the others, too. (JOHN F. KENNEDY, 1962)

## RESUMO

Novas tecnologias de fabricação possibilitam a construção de peças cada vez mais complexas. Devido a isso, análises numéricas permitem primeiras aproximações e proporcionam aos projetistas avaliar se o modelo é adequado ou não. A utilização de trocadores compactos transcende as mais diversas áreas, e seu estudo é imprescindível para a melhoria contínua de processos de troca de calor. O presente trabalho estudou o comportamento térmico e mecânico de um trocador de calor em Z a fim de estimar seu potencial térmico e como se comportam as tensões máximas devido a temperatura dentro da geometria para um caso específico. Os resultados foram comparados com dados experimentais da taxa de transferência de calor de um trocador de calor de escoamento cruzado produzido pela técnica SLM (Selective Laser Melting) em aço 316L, e mostram que para a direção do escoamento analisado, o trocador de calor de escoamento cruzado possui até 40% mais calor trocado que em relação ao modelo em Z quando considerada a taxa de calor por volume do trocador. Os resultados estruturais obtidos vão de encontro com a teoria e mostram que as maiores tensões se encontram nos maiores gradientes de temperatura, podendo chegar a valores de até 100 MPa para os casos analisados.

**Palavras-chave:** Análise Numérica. Trocador de Calor Compacto. Análise Térmica. Análise Estrutural.

## ABSTRACT

New manufacturing technologies make it possible to build increasingly complex parts. Because of this, numerical analyzes allow first approximations and allow designers to assess whether the model is adequate or not. The use of compact exchangers transcends the most diverse areas, and their study is essential for the continuous improvement of heat exchange processes. The present work studied the thermal and mechanical behavior of a heat exchanger in Z in order to estimate its thermal potential and how the maximum stresses due to temperature within the geometry behave for a specific case. The results were compared with experimental data of the heat transfer rate of a cross-flow heat exchanger produced by the SLM (Selective Laser Melting) technique in 316L steel, and show that for the analyzed flow direction, the flow heat exchanger cross has up to 40% more heat exchanged than the Z model when considering the heat exchanger volume ratio. The structural results obtained are in agreement with the theory and show that the highest stresses are found in the highest temperature gradients, reaching values of up to 100 MPa for the analyzed cases.

**Keywords:** Numerical Analyzes. Compact Heat Exchanger. Thermal Analyzes. Structural Analyzes



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modelos de trocador de calor tubular a) Paralela b) Contra corrente.....	17
Figura 2 - Trocador cruzado .....	18
Figura 3 - Espectro de grau de compactação de trocadores de calor.....	19
Figura 4 - Conservação da massa diferencial .....	22
Figura 5 - Fluxo de calor num volume diferencial .....	24
Figura 6 - Comportamento aleatório da velocidade do fluido.....	25
Figura 7 - Diagrama de Moody .....	28
Figura 8 - Diagrama dos elementos a) Sistema global b) Diagrama de copo livre dos elementos c) diagrama de corpo livre dos nós.....	30
Figura 9 - Curva de tensão deformação real e de engenharia para um metal dúctil.....	33
Figura 10 - Fadiga em fase e fora-de-fase .....	35
Figura 11 - Deformação no tempo à uma tensão constante.....	36
Figura 12 - Gráfico da Tensão/Deformação na Fluência .....	37
Figura 13 - Curvas S-N para duas taxas de deformação diferentes.....	38
Figura 14 - Ciclos até a falha para diferentes níveis de tensão para aços forjados .....	40
Figura 15 - Comparação entre curvas de fadiga para um aço DIN C10 (SAE 1090) .....	41
Figura 16 - Diferentes curvas de falha para tensões variáveis .....	42
Figura 17 - Tensões residuais em uma chapa.....	43
Figura 18 - Esquemático da análise numérica do trocador.....	45
Figura 19 - Imagem externa do trocador .....	46
Figura 20 - Corte horizontal do trocador de calor .....	47
Figura 21 - Detalhamento da geometria dos canais. Dimensões em mm.....	48
Figura 22 - Vista detalhada corte horizontal do trocador. Dimensões em mm. ....	48
Figura 23 - Tensão por número de ciclos até a falha.....	50
Figura 24 - Condições de contorno estruturais.....	53
Figura 25 - Direção da entrada e saída do escoamento .....	53
Figura 26 - Quantidade de calor trocada por número de Reynolds do ramal frio para o trocador de calor Z.....	57
Figura 27 – Trocador de calor cruzado analisado por Silva (2021) .....	58
Figura 28 - Quantidade de calor experimental para trocador de calor cruzado.....	59
Figura 29 - Diferença percentual entre a quantidade de calor trocado por volume do trocador entre os trocadores .....	61

Figura 30 - Temperatura externa do trocador.....	62
Figura 31 - Temperatura nas interfaces fluido quente-sólido.....	63
Figura 32 - Temperatura interface fluido frio-sólido.....	63
Figura 33 - Tensão máxima no trocador.....	65
Figura 34 - Máximas tensões no trocador .....	66
Figura 35 - Gradiente térmico no trocador .....	66
Figura 36 - Fator de Segurança estático .....	68
Figura 37 - Fator de Segurança para vida em fadiga.....	69
Figura 38 - Queda de pressão teórica pra canal circular reto com escoamento desenvolvido .	70
Figura 39 - Erro percentual da queda de pressão para canal reto circular totalmente desenvolvido.....	71
Figura 39 - Propriedades do ar .....	83
Figura 40 - Propriedades da água .....	83

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades mecânicas a temperatura ambiente fornecidas pelo fabricante para o aço inox 316l .....	21
Tabela 2 - Dimensões do Trocador.....	47
Tabela 3 - Propriedades Térmicas e Mecânicas do Aço Inox 316L.....	49
Tabela 4 - Amplitude de carregamento e número de ciclos .....	50
Tabela 5 – Algumas Condições de contorno analisadas .....	51
Tabela 6 - Condições de contorno .....	52
Tabela 7 - Temperaturas de saída para os casos simulados.....	55
Tabela 8 - Comparação das dimensões dos trocadores em Z e cruzado.....	59
Tabela 9 - Comparação de troca de calor por volume do trocador entre geometria Z e trocador cruzado de Silva (2021).....	61
Tabela 10 - Resultados análise térmica .....	77
Tabela 11 - Resultados análise estrutural .....	78
Tabela 12 - Tensão e deformação.....	80
Tabela 13 - Valores de entrada nas simulações.....	84

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\dot{\epsilon}$	Taxa de deformação
$\dot{\sigma}$	Taxa de tensão
$E$	Módulo de elasticidade
$t$	Tempo
$\epsilon$	Deformação
$\sigma$	Tensão

### Subscritos e abreviações

s	Subestrutura
ss	Estado estável (steady-state)
T	Temperatura
y	Tensão de escoamento (yield)

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>14</b>
<b>1.1.1. Objetivo Geral .....</b>	<b>16</b>
<b>1.1.2. Objetivos Específicos.....</b>	<b>16</b>
<b>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>17</b>
2.1 TROCADORES DE CALOR.....	17
<b>2.1.1 Trocadores de Calor Compactos.....</b>	<b>18</b>
2.2 SLM – SELECTIVE LASER MELTING .....	20
2.3 MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL .....	21
<b>2.3.1 Leis de conservação .....</b>	<b>22</b>
<b>2.3.2 Turbulência .....</b>	<b>25</b>
2.3 PERDA DE CARGA.....	26
2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS .....	29
2.5 FALHA ESTÁTICA .....	32
<b>2.5.1 Tensões de von Mises.....</b>	<b>34</b>
2.5. FADIGA TÉRMICA .....	34
<b>2.5.1. Fluência .....</b>	<b>36</b>
<b>2.5.2 Curva de Fadiga .....</b>	<b>39</b>
<b>2.5.3 Fatores de Segurança e Curva de Goodman.....</b>	<b>41</b>
<b>2.5.4. Cargas Térmicas .....</b>	<b>42</b>
<b>3. METODOLOGIA.....</b>	<b>45</b>
3.1 TROCADOR DE CALOR ANALISADO – TIPO Z.....	46
3.2 PROPRIEDADES MECÂNICAS .....	49
3.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	51
3.4 MALHAS DA SOLUÇÃO E CRITÉRIO DE CONVERGÊNCIA .....	54
3.5 TEMPO DE SOLUÇÃO .....	54
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>55</b>
4.1 ANÁLISE TÉRMICA .....	55
<b>4.1.1 Trocador de calor em Z.....</b>	<b>55</b>
<b>4.1.2 Comparação com trocador cruzado .....</b>	<b>58</b>
4.2 ANÁLISE ESTRUTURAL .....	64
4.3 QUEDA DE PRESSÃO .....	70
<b>5. CONCLUSÃO.....</b>	<b>72</b>

<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>74</b>
<b>APÊNDICE A – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES .....</b>	<b>77</b>
<b>APÊNDICE B – CÓDIGO MATLAB .....</b>	<b>82</b>
<b>ANEXO A – PROPRIEDADES DOS FLUIDOS .....</b>	<b>83</b>
<b>ANEXO B – DADOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>84</b>
<b>ANEXO C – CÓDIGOS MATLAB .....</b>	<b>86</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A utilização de trocadores de calor transcende as mais diversas áreas, desde setores de alta tecnologia como o espacial até tecnologias caseiras como fogões e geladeiras. A melhoria contínua e busca por novos conceitos que sejam mais eficientes são pesquisados continuamente por diversos profissionais ao redor do mundo.

O interesse por trocadores de calor compactos vem crescendo ao longo das últimas décadas para setores como de refrigeração, automotivo, processos de criogenia e sistemas de recuperação. No setor espacial por exemplo, é necessário maximizar a troca de calor e reduzir o peso, neste sentido (HESSELGREAVES; LAW; REAY 2017).

Hesselgreaves, Law e Reay (2017) trazem o exemplo da empresa que projetou o motor SABRE, desenvolvido em 1989, projetado para funcionar em velocidades de até cinco vezes a velocidade do som. A empresa desenvolveu um sistema de refrigeração ultra leve, capaz de refrigerar escoamentos de ar de 1000°C até -150 °C em segundos. Os tubos possuem uma espessura de 27µm e um diâmetro de 1mm ou menos.

Incropera e Dewitt (2007) trazem diferentes formas de construção de um trocador de calor, e cada tipo e forma classifica um tipo diferente de trocador, mas no geral, todos caem na definição de serem caracterizados pela troca de calor entre fluidos a diferentes temperaturas separados por uma camada sólida, geralmente metal ou polímero.

Para a obtenção de novas geometrias de trocadores de calor cada vez mais complexas, processos de manufaturas precisaram evoluir em conjunto, para que os novos modelos pudessem finalmente sair do papel. O modelo estudado neste trabalho consiste em uma geometria de um trocador de calor Z, nome esse que deriva do formato de um dos ramais, que lembram um Z. A manufatura aditiva consiste na confecção de uma peça sólida produzida em um programa CAD através do depósito contínuo de material (VENUVINOD; MA, 2004). Nesse sentido, a utilização de métodos como SLM são recentes, mas podem se tornar uma opção viável, pois sua utilização permite geometrias complexas e até melhora nas propriedades mecânicas do material (OBEIDI *et al.*, 2021).

Como não é possível testar em bancada todos os conceitos de trocadores de calor proposto, é possível utilizar análise computacional para determinar a taxa de transferência de calor e tensões térmicas para diferentes configurações de temperaturas de entrada e vazões mássicas nos ramais. A flexibilidade das condições de entrada utilizados na análise computacional permite a utilização de valores experimentais de outros trocadores de calor feitos pelo mesmo processo e material. É o caso do estudo feito por Silva (2021). Nele o

trocador de calor estudado foi um produzido por SLM e é caracterizado por ser do tipo de escoamento paralelo. Neste estudo, as informações de vazão e temperatura de entrada medidas experimentalmente por Silva (2021) foram utilizadas como condições de contorno para o modelo numérico do trocador Z analisado aqui.

Segundo Spera e Mowbray (1976), Fadiga Térmica é “A deterioração gradual e eventual trincamento de um material pelo aquecimento alternado ao resfriamento, durante expansão térmica livre, confinada parcial ou completamente” (p. 4). Desse modo, é necessário um estudo mais apurado para determinar como a trinca se inicia e quais são as condições que levam o seu crescimento até um tamanho crítico. A iniciação da trinca, é responsável por comprometer em até 90% a vida de um componente para alguns casos (FISSOLO; ROBERTSON; MAILLOT; MARINI, 2000). Identificar o seu início é uma tarefa árdua, visto que a identificação é baseada em aproximações e técnicas de observação disponíveis. Torna-se ainda mais complicada quando há outras tensões aplicadas a mesma, como tensões residuais de fabricação, tensões devido a variação de pressão, entre outras (ALVARENGA JÚNIOR, 2006). Assim, o estudo da vida em fadiga térmica do trocador de calor é necessário para estimar qual o tempo de trabalho que ele possui sobre determinadas condições de trabalho.

O presente trabalho tem por objetivo estudar o comportamento de um conceito de geometria diferente para trocador de calor (Geometria Z) empregando simulação numérica para determinação da quantidade de calor trocada, temperaturas de saída, cálculo das máximas tensões, fatores de segurança estático e dinâmico, bem como a vida em fadiga do trocador de calor. Inicialmente será apresentada uma revisão na teoria utilizada para modelar o funcionamento do trocador de calor, a revisão de conceitos de mecânica dos fluidos computacional aplicados e o método dos elementos finitos para a caracterização termo estrutural do trocador de calor. Foram simulados quarenta e cinco casos, utilizando os dados obtidos por Silva (2021) para uma combinação de água no ramal quente (ramal Z) e ar no ramal frio (ramal reto). Os resultados térmicos foram comparados com o trocador estudado por Silva (2021) normalizando pelo volume dos trocadores, visto que o trocador Z é maior que o trocador contra corrente.



## 1.1. OBJETIVOS

Dada necessidade de melhoria contínua de geometrias de trocadores de calor, e de novos conceitos propostos, o presente trabalho tem por objetivo geral e específicos descritos abaixo:

### 1.1.1. Objetivo Geral

Análise numérica termofluidodinâmica e estrutural de trocador de calor compacto Z.

### 1.1.2. Objetivos Específicos

- Investigar a quantidade de calor trocada por este tipo de geometria;
- Estimar as máximas tensões térmicas causadas na estrutura em cada caso proposto;
- Comparar dados com trocadores de calor cruzado testado em bancada por Silva (2021).

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

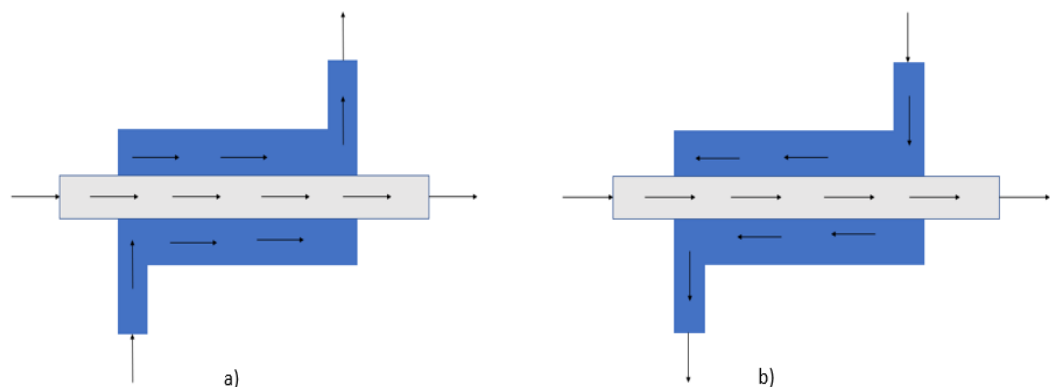
Para a simulação numérica é necessário um entendimento teórico de todos os aspectos físicos envolvidos no cálculo termo hidrodinâmico e estrutural do trocador de calor para haver uma correta modelagem da física envolvida. Nesta seção estão descritos os conceitos utilizados para montar a simulação numérica, partindo do entendimento do funcionamento de um trocador de calor, até a descrição do fator de segurança para vida em fadiga do material.

### 2.1 TROCADORES DE CALOR

Segundo Incropera e Dewitt (2014), trocador de calor é um dispositivo que utiliza uma parede sólida para separar dois ou mais fluidos a diferentes temperaturas e que permite a troca de calor entre ambos. Suas aplicações podem ser as mais variadas, desde em ar-condicionadas e até no processamento químico efetuando a recuperação de calor.

Existem diversas formas de classificar os tipos de trocadores de calor. A Figura 1 traz um modelo de tubos em que a diferença é a direção do escoamento, sendo paralela ou contracorrente. A direção do escoamento influencia na quantidade de calor trocada.

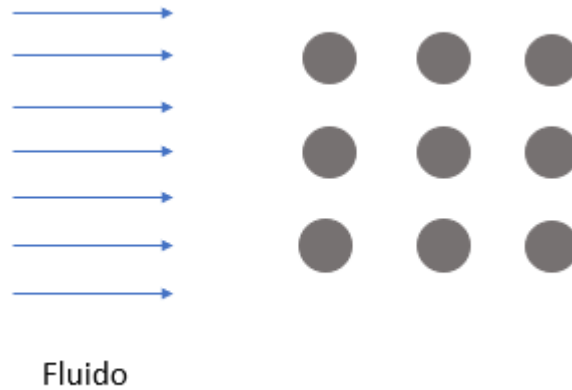
Figura 1 - Modelos de trocador de calor tubular a) Paralela b) Contra corrente



Fonte: Autor (2022).

Outra configuração que também pode ser utilizada é a configuração de escoamento cruzado. Neste modelo de trocador de calor, os fluidos estão dispostos em  $90^\circ$  entre si. Esta configuração está ilustrada na Figura 2, onde as setas em azul descrevem o fluido passando ao redor de onde os tubos transportam o segundo fluido.

Figura 2 - Trocador cruzado



Fonte: Autor (2022).

Eles podem ainda ser classificados por: Característica (recuperador ou regenerador), processo de transferência de calor, geometria de construção mecanismo de transferência de calor e configuração de escoamento (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012). Também pelo grau de compactação, onde trocadores com grande área de troca de calor em relação ao volume são chamados de trocadores de calor compactos. Este trabalho foca em um trocador de calor compacto, sendo este tipo de trocador descrito com maiores detalhes na continuação.

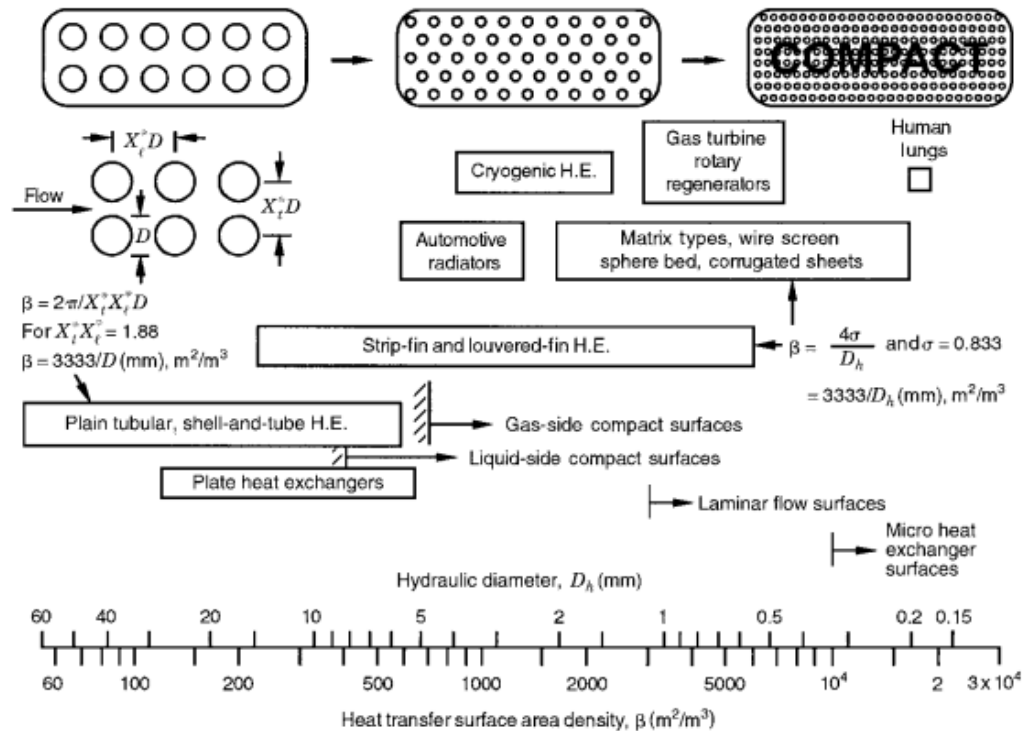
### 2.1.1 Trocadores de Calor Compactos

Segundo Incropera e Dewitt (2014), trocadores de calor compactos são caracterizados por terem uma grande área de troca de calor por unidade de volume, algo em torno de  $400\text{m}^2/\text{m}^3$  para líquidos e  $700\text{m}^2/\text{m}^3$  para gases. Shah e Dusan (2003) trazem uma escala para determinar o grau de compactação do trocador de calor. A Figura 3 traz este espectro e quais os parâmetros que filtram o grau de compactação do trocador de calor. Os parâmetros utilizados para encontrar o grau de compactação na Figura 3 são o diâmetro hidráulico e o arranjo em linha dos trocadores. O diâmetro hidráulico é calculado como:

$$D_h = \frac{4A_{tr}}{P} \quad (1)$$

Sendo  $A_{tr}$  a área da seção transversal do escoamento e  $P$  é o perímetro molhado (INCROPERA; DEWITT, 2014). O arranjo em linha dado por  $X_t^*$  e  $X_l^*$  é dado pela normalização da distância entre os tubos na horizontal e vertical em relação ao diâmetro de entrada do tubo (SHAH; DUSAN 2003)

Figura 3 - Espectro de grau de compactação de trocadores de calor



Fonte: Shah e Dusan (2003).

Sendo que  $A$  é a superfície de troca de calor,  $V$  é o volume do trocador de calor, e os índices  $h$  e  $c$  representam o lado em contato com o fluido quente e frio, respectivamente. Também possui o coeficiente  $\beta$  que relaciona a área em contato com o fluido e o volume. De forma que para trocadores de calor do tipo tubo-aleta e casco e tubo, tem-se a seguinte relação

$$\beta = \frac{A_h}{V_{total}} \quad (2)$$

Onde  $\beta$  é a densidade de área de superfície de troca de calor.

Destá forma, para um trocador de calor de tubos, esse será considerado compacto se a área de fluido quente dividida pelo volume total do trocador de calor estiver dentro da faixa indicada na Figura 3.

## 2.2 SLM – SELECTIVE LASER MELTING

Selective laser melting (SLM) é um processo de manufatura aditiva, em que o princípio de funcionamento é o de leito de fusão de um pó metálico. A peça em metal é produzida ao fundir pó camada a camada utilizando um laser (SAXENA et al 2022). Segundo Saxena *et al.* (2022) o processo de SLM possui muitas vantagens sobre métodos convencionais, como por exemplo a produção de estruturas complexas e também pode melhorar as propriedades da peça enquanto ainda está processando o material.

O depósito do material envolve o espalhamento de pó na placa de construção e subsequente fusão pelo laser e a resolidificação do pó. Esse processo é controlado por uma combinação de efeitos dos parâmetros de processamento, incluindo a potência do laser e a velocidade em que o laser se move. Também depende do ambiente em que o pó está, estratégia de scanning (quais as direções que o laser terá para fundir o metal) e espessura da camada de pó. A combinação desses parâmetros e também de tratamentos térmicos ou qualquer outro tipo de pós processamento influenciam na microestrutura do material e nas propriedades mecânicas (OBEIDI *et al.*, 2021).

Segundo Saxena *et al* (2022) o aço inoxidável 316 vêm sendo utilizado para a confecção de equipamentos químicos, farmacêuticos, trocadores de calor e até mesmo na indústria petroquímica por possuírem na sua composição uma liga baseada em níquel, cromo e ainda uma quantidade de molibdênio que acaba por aumentar a sua resistência a corrosão.

Devido isso, o material escolhido para a simulação térmica e estrutural do trocador Z foi o aço inoxidável 316L, que possui as propriedades mecânicas indicadas por seu fabricante, onde há valores diferentes para cada eixo em que os ensaios de caracterização do material foram realizados, pois as propriedades variam como dito anteriormente. Como não se pode ter certeza de quais são as propriedades do material na hora da manufatura do trocador de calor, optou-se neste trabalho por escolher os menores valores para cada propriedade, de forma a ter resultados mais conservativos. Os valores indicados pelo fabricante estão dispostos na Tabela 1. Outro ponto da justificativa da escolha do aço 316L como material para o modelo numérico é o fato de que o trocador de calor analisado experimentalmente por Silva (2021) foi produzido através da técnica SLM com aço 316L e desta forma a adoção do mesmo material possibilita comparações entre os resultados estimados para as duas geometrias.

Tabela 1 - Propriedades mecânicas a temperatura ambiente fornecidas pelo fabricante para o aço inox 316l

Após construção	
<b>Resistência a tração</b>	
- Direção horizontal (xy)	640 +/- 50 MPa
- Direção vertical (z)	540 +/- 55 MPa
<b>Tensão elástica</b>	
- Direção horizontal (xy)	530 +/- 60 MPa
- Direção vertical (z)	470 +/- 90 MPa
<b>Módulo de Young</b>	
- Direção horizontal (xy)	185 GPa
- Direção vertical (z)	180 GPa

Fonte: EOS StainlessSteel 316l (2014).

Após analisar os diversos valores, foram inseridos no modelo numérico os menores valores (valores referentes a direção z) subtraindo ainda a variação indicada, desse modo, os resultados para os fatores de segurança serão menores que os reais, sendo assim uma análise de falha mais conservativa.

### 2.3 MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

A mecânica dos fluidos computacional (CFD) consiste na análise de sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferência de calor e outros fenômenos associados como reações químicas, utilizando simulações numéricas (VERSTEEG; MALALASEKERA; 2007). É amplamente usado em diversas aplicações industriais e para pesquisa.

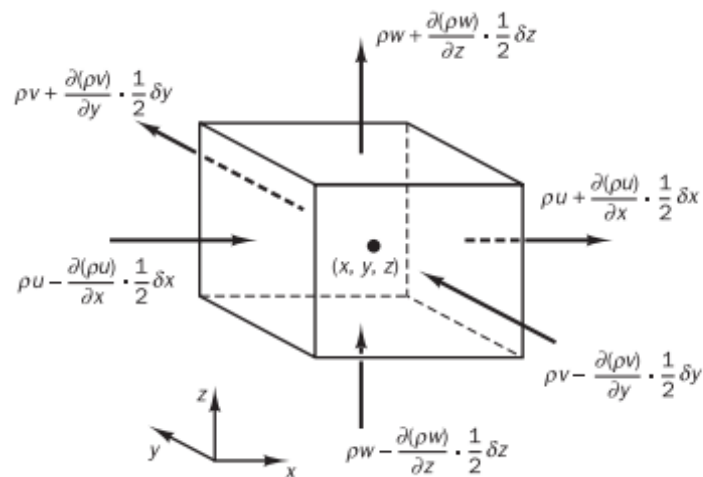
A seguir, serão apresentadas as leis de conservação que regem a física aplicada na solução de trocadores de calor. O problema foi solucionado em regime permanente, deste modo, as equações estão apresentadas nesse formato. Como foi utilizado um programa comercial para a solução, este trabalho se limitará a apenas indicar quais são as equações que serão solucionadas e os parâmetros de convergência escolhidos.

### 2.3.1 Leis de conservação

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007) as equações que governam o escoamento de um fluido são em sua essência a aplicação das leis de conservação (comumente chamadas de equações de Navier-Stokes). Basicamente elas se dividem em: Conservação da massa, conservação do momentum (Segunda Lei de Newton) e a conservação de energia (Primeira Lei da Termodinâmica).

Pode-se aplicar as leis de conservação na forma diferencial em um elemento infinitesimal do fluido, desta forma para a lei de conservação de massa:

Figura 4 - Conservação da massa diferencial



Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007).

Efetuando o somatório nos três eixos e simplificando para  $\partial x \partial y \partial z$  teremos a seguinte equação para conservação de massa em regime permanente:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

Onde:

- $\rho$  densidade do fluido
- $u$  velocidade do fluido na direção x
- $v$  velocidade do fluido na direção y

w          velocidade do fluido na direção z

Da mesma forma, podemos estender o conceito da Figura 4 para as outras leis de conservação e obter as respectivas equações diferenciais para a conservação de momentum e para a conservação de energia do sistema. Deste modo, para a conservação de momentum escrito para cada coordenada, com fonte de momentum nula:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} \quad (4)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z} \quad (5)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} \quad (6)$$

Sendo  $\tau_{ij}$  a tensão viscosa que age no fluido, o índice j indica a direção e o índice i indica qual é a direção normal a superfície

Nas equações (5), (6) e (7) é utilizado a notação da derivada material, que é uma abreviação de um tipo de derivada onde é definido a taxa de variação de uma propriedade por unidade de massa (VERSTEEG E MALALASEKERA; 2007). Seja uma função por unidade de massa qualquer  $\phi$ , a sua derivada material escrita na forma aberta é:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + u \frac{\partial\phi}{\partial x} + v \frac{\partial\phi}{\partial y} + w \frac{\partial\phi}{\partial z} \quad (7)$$

Assim, aplicado nas velocidades u, v e w, têm-se as formas completas para a equação diferencial da conservação de momentum.

Seguindo no mesmo caminho, pode-se determinar a equação da energia aplicada à uma partícula infinitesimal. Para isso, é necessário descrever o vetor fluxo de calor  $\mathbf{q}$ , que é descrito por Versteeg e Malalasekera (2007) para cada eixo do sistema de coordenadas como:

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (8)$$

$$q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad (9)$$



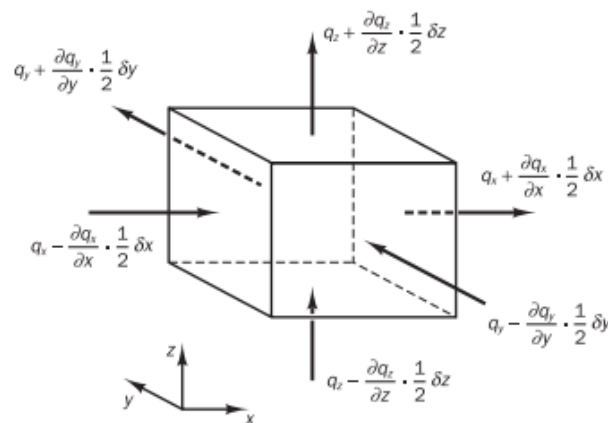
$$q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (10)$$

Ou na forma compacta, onde  $k$  é a condutividade térmica do material e  $T$  a temperatura:

$$\mathbf{q} = -k\nabla T \quad (11)$$

A Figura 5 traz a ilustração da decomposição do fluxo de calor para um volume diferencial:

Figura 5 - Fluxo de calor num volume diferencial



Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007).

Deste modo, aplicando a conservação de energia (Primeira Lei da Termodinâmica), pode-se determinar a equação da energia como:

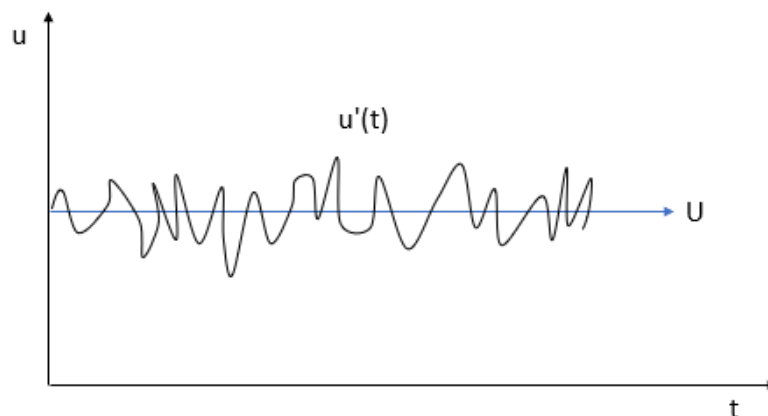
$$\rho \frac{DE}{Dt} = -\nabla \cdot (p\vec{u}) + \nabla \cdot (k\nabla T) \quad (12)$$

Onde  $E = i + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$ . Assim, temos as 3 equações que vão reger como o fluido irá se movimentar dentro do trocador de calor e como a temperatura irá variar de um para o outro.

### 2.3.2 Turbulência

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), quando um escoamento passa de um certo número de Reynolds, há um movimento com um comportamento aleatório. A velocidade e todas as outras propriedades do fluido variam de forma caótica. Este regime é chamado de escoamento turbulento. De acordo com Fox, Pritchard e McDonald (2010), a turbulência ocorre quando as forças viscosas não são capazes de conter as flutuações aleatórias durante o movimento do fluido, o que torna o escoamento caótico, essas flutuações ocorrem por exemplo devido a rugosidade da parede em contato com o fluido. Na Figura 6, está ilustrado como funciona a velocidade no escoamento turbulento:

Figura 6 - Comportamento aleatório da velocidade do fluido



Fonte: Adaptado de Versteeg e Malalasekera (2007).

Assim, a velocidade total é dada pela soma da velocidade média e da velocidade flutuante, deste modo:

$$u(t) = U + u'(t) \quad (13)$$

Esta relação é chamada de decomposição de Reynolds. Da mesma forma, outras propriedades podem ser definidas para o escoamento turbulento, a exemplo de (U, V, W, P...) e com seus respectivos termos flutuantes ( $u'$ ,  $v'$ ,  $w'$ ,  $p'$ ...). Durante a análise numérica de escoamentos de fluidos, faz-se necessário levar em conta os efeitos da turbulência.

Existem três métodos clássicos para a determinação da turbulência, são eles:

- Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS): Aqui a solução é focada no escoamento médio e como a turbulência afeta as suas propriedades. As equações de Navier-Stokes são adequadas para médias no tempo, e os termos extras que aparecem são solucionados utilizando modelos clássicos como o modelo k-ε e o modelo de tensão de Reynolds.
- Large Eddy Simulation: É um método intermediário para cálculo de turbulência. Consiste em filtrar as equações de Navier-Stokes antes de efetuar a parte computacional, onde os vórtices de turbulência maiores passam, e os menores são descartados. Os efeitos dos vórtices menores são adicionados posteriormente por um sub-grid de pequena escala. A demanda computacional é muito maior neste modelo
- Direct Numerical Simulation (DNS): Este método calcula o escoamento médio e todas as flutuações devido a turbulência. É o método computacional mais custoso e só é utilizado em casos muito especiais.

Para o presente trabalho, foi utilizado o método RANS e o modelo k-ε para a solução da turbulência.

### 2.3 PERDA DE CARGA

Conforme Fox, Pritchard e McDonald (2010), a perda de carga nos tubos é ocasionada por três coisas principais: diminuição da área do tubo, aumento da inclinação ao longo do tubo e atrito. No caso do presente trabalho, será considerado área constante e tubos horizontais. Outro fator que também interfere na perda de carga é o tipo de escoamento, se esse é laminar ou turbulento. Para escoamentos laminares, a queda de pressão pode ser escrita na seguinte forma:

$$\Delta p = \frac{128\mu L Q}{\pi D^4} \quad (14)$$

A equação (14) é obtida de maneira analítica. Entretanto, não é possível uma abordagem da mesma maneira para o escoamento turbulento, visto que existem efeitos que

são difíceis de modelar. Dessa forma, as expressões para perda de carga turbulenta acabam surgindo de experimentos.

Primeiramente, é necessário determinar qual é o valor de Reynolds crítico para a distinção entre o uso da abordagem laminar ou turbulenta. O número de Reynolds para escoamento interno é obtido por:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (15)$$

Sendo

$\rho$	Densidade do fluido
$v$	Velocidade do escoamento
$D$	Diâmetro do tubo
$\mu$	Viscosidade do fluido

Lembrando que para escoamento interno, a variável de dimensão é dada pelo diâmetro do tubo e não pelo comprimento na direção da velocidade, como é no escoamento externo. Fox, Pritchard e McDonald (2010) indicam que para um número de Reynolds até 2300 o escoamento será laminar em escoamento desenvolvido em tubo circular reto, enquanto que para valores acima disso será escoamento turbulento.

A perda de pressão é consequência da perda de energia do fluido durante o escoamento. Aplicando a equação de energia para o escoamento, e fazendo as devidas simplificações, pode-se determinar a seguinte equação para a perda de energia

$$\left( \frac{p_1}{\rho} + \alpha \frac{\bar{V}^2}{2} + gz_1 \right) - \left( \frac{p_2}{\rho} + \alpha \frac{\bar{V}^2}{2} + gz_2 \right) = h_l \quad (16)$$

Assim, basta encontrar o valor da perda de carga  $h_l$  para saber qual é a queda de pressão dentro do tubo. Para escoamentos laminares, basta rearranjar a equação (16) e combinar com a equação (14). Deste modo:

$$h_l = \left( \frac{64}{Re} \right) \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (17)$$



Entretanto, atualmente com os diversos métodos numéricos disponíveis, é possível calcular com uma maior exatidão para cada valor de Reynolds, o fator de atrito. Segundo Fox, Pritchard e McDonald (2010), uma forma de calcular é utilizando a relação de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left( \frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (19)$$

A equação (21) é do tipo iterativa e que pode ser resolvida em qualquer programa de cálculo numérico. Deste modo, pode-se determinar a perda de carga para os tubos e verificar qual é o erro percentual associado as simulações do escoamento para configurações de tubo reto.

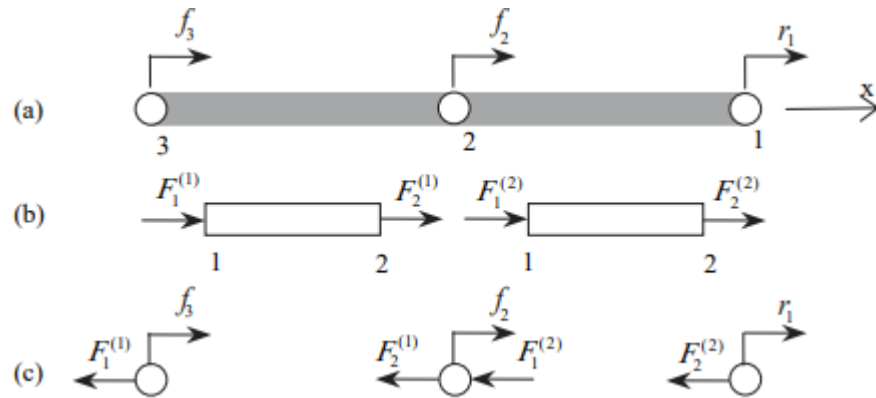
## 2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Para cálculo das tensões internas para geometrias complexas, utilizou-se neste trabalho o método dos elementos finitos, pois com ele é possível solucionar as tensões térmicas no trocador devido ao gradiente térmico no interior do trocador.

Segundo Rao (2011), o método de elementos finitos consiste em representar um corpo contínuo através de pequenas subdivisões chamadas de elementos e considerar que estes elementos estão unidos por nós ou juntas nodais. Como a mudança de alguma variável dentro de um elemento não é contínuo (tensão, calor, temperatura, pressão, etc.), assume-se que as variações dentro do campo podem ser modeladas por uma função que aproxima as variáveis dentro do elemento finito ao caso real. Essa função, também chamada de interpolação, é definida em termos dos valores das variáveis de campo nos nós. Definindo todas as funções para os nós, geralmente dispostas em formato matricial, resolve-se esta matriz e todos os valores do campo de nós será conhecido.

Para ilustrar melhor o funcionamento dos Elementos Finitos será utilizado o sistema de barra. A Figura 8 traz um esquema ilustrativo de um sistema de barras, formado por três nós e duas barras. A partir de uma força  $F$  aplicada nos nós e uma condição de contorno, pode-se calcular o deslocamento e conseqüentemente a deformação das barras.

Figura 8 - Diagrama dos elementos a) Sistema global b) Diagrama de corpo livre dos elementos c) diagrama de corpo livre dos nós.



Fonte: Fish e Belytschko (2007).

Aqui, os elementos são numerados de 1 a 2 e os nós numerados de 1 a 3. Para cada barra do sistema existirá uma equação e a partir das condições iniciais e de contorno, será possível resolver o sistema de equações. Da teoria de mecânica dos sólidos, a força aplicada em um sistema é igual a:

$$\mathbf{F} = \frac{AE}{l} (\mathbf{u}_1 - \mathbf{u}_2) \quad (20)$$

Onde  $\mathbf{F}$  é o vetor força e  $\mathbf{u}$  é o vetor deslocamento,  $A$ ,  $E$  e  $l$  são a área do elemento, módulo de elasticidade e o comprimento, respectivamente. Para o caso de várias barras ligadas, torna-se viável escrever no formato matricial. Deste modo:

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (21)$$

Sendo  $k$  a forma abreviada para  $A$ ,  $E$  e  $l$ , e é chamada matriz de rigidez. Assim, aplicando as condições de contorno (deslocamento zero no nó 1) e a condição inicial (uma força qualquer  $F$ ) pode-se calcular o deslocamento dos nós, a tensão dentro do elemento e a sua deformação. Este simples conceito pode ser aplicado para toda análise por elementos finitos. Com o aumento da complexidade das geometrias, maior será o número de nós utilizado, e conseqüentemente mais capacidade computacional será exigida para resolver o sistema de equações.

Rao (2011) traz uma metodologia básica para solução de problemas usando o método dos elementos finitos aplicados a problemas estáticos estruturais. Primeiro é necessário discretizar a estrutura ou parte da região dela utilizando os elementos. Segundo, deve-se selecionar o modelo de interpolação para a solução. Como estruturas complexas podem estar sujeitas a condições de carregamento específicas que não podem ser preditas de maneira exata, é assumido uma solução que se aproxime da solução desconhecida. A solução assumida deve ter uma forma simples do ponto de vista computacional, mas deve satisfazer uma condição de convergência. No geral, o modelo de interpolação possui uma forma polinomial. Terceiro, derivação das matrizes de rigidez e vetores de carregamento. Quarto, como a estrutura é composta de vários elementos, a montagem das matrizes de carregamento e de rigidez devem assumir a forma da equação (22) para toda a estrutura. Quinto, deve-se modificar a equação de equilíbrio para as diferentes condições de contorno impostas. Sexto, calcular as tensões e deformações nos elementos. Esta metodologia está aplicada no programa utilizado para a solução do campo de tensões do trocador e não cabe fazer toda a discretização das equações.

Bian, Shao e Du (2019) mostram que para o cálculo de tensões térmicas, a matriz de solução deve contabilizar os efeitos da expansão térmica. Que leva em conta a variação de temperatura e o coeficiente de expansão térmico. A forma abreviada pode ser vista na forma da equação (24).

$$\sigma_{ij} = -E \frac{(1 - \mu)\epsilon_{ij} + \mu(\epsilon_{ii} + \epsilon_{kk}) - a_e T(1 + \mu)}{(1 + \mu)(-1 + 2\mu)} \quad (22)$$

Onde

E	Modulo de elasticidade
$\mu$	Módulo de Poisson
T	Temperatura
a	Coeficiente de expansão térmica

Os subíndices i e j representam a linha e a coluna da matriz e seus valores dependem da quantidade de elementos escolhido para a geometria analisada.

A complexidade da geometria influencia na quantidade total de elementos. Quanto maior a complexidade maior o número de elementos. Cook (1995) mostra que para geometrias complexas tendem a ter melhores resultados pois possuem mais elementos. O caso



apresentado neste trabalho se encaixa neste perfil, pois a geometria interna do trocador de calor estudado é bastante complexa e exige um grande número de elementos.

A utilização da MEF (Método de Elementos Finitos) transcende as mais diversas áreas. Bakhtiari-Nejad e Saffari (2020) trazem um estudo sobre a vibração de uma ponte devido o movimento dos veículos. Hosdez *et al.* (2019) indica em seu artigo a evolução da zona plástica durante o crescimento de uma trinca por fadiga. Bian, Shao e Du (2019) fazem um estudo da aplicação do método de elementos finitos das tensões térmicas e deformações em uma peça durante a aplicação da SLM.

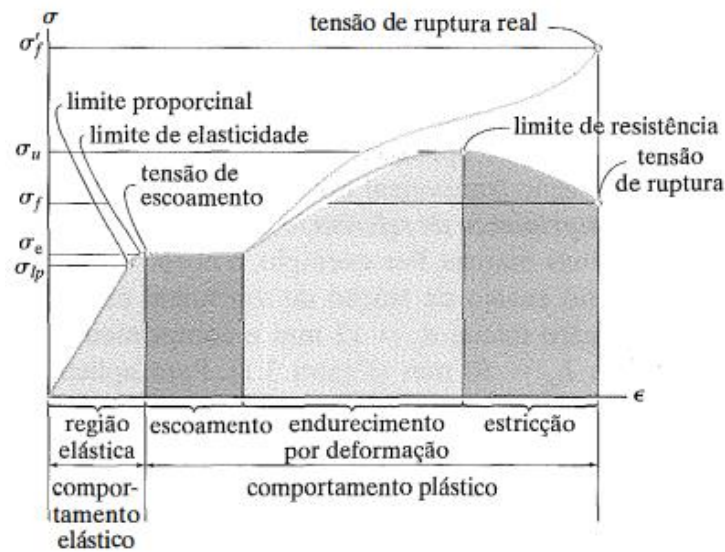
Deste modo, a utilização do método dos elementos finitos é um dos modos possível de se obter a distribuição de tensão interna, devido à complexidade do carregamento e da geometria interna do trocador de calor.

## 2.5 FALHA ESTÁTICA

A falha estática ocorre quando as deformações na peça forem grandes o suficiente para distorcerem a peça ao ponto de ela não funcionar adequadamente, ou sofrer uma ruptura causando a perda da peça (NORTON; 2013). Isto ocorre quando a tensão aplicada no corpo passa pelo limite da tensão de escoamento (sai da zona elástica) para materiais dúcteis.

Hibbeler (2013) explica o gráfico de tensão deformação para um material como a tensão aplicada pela deformação no material. A Figura 9 traz o gráfico de tensão deformação para um material dúctil. Pode-se notar as zonas distintas entre região elástica, plástica, endurecimento por deformação e estrição. Na região elástica o material é capaz de retornar ao seu tamanho inicial quando a força for cessada, e possui um comportamento linear entre a tensão e a deformação. Já na região plástica ele estará deformado para sempre. Na região de endurecimento por deformação pode-se aplicar uma carga adicional ao corpo de prova que resulta na curva em um crescimento constante. Após a região de endurecimento vem a estrição, que é uma redução da área da seção transversal do corpo em uma região localizada. Dessa forma, o corpo de prova só pode suportar tensões menores, por isso o gráfico possui duas curvas, uma leva a tensão de ruptura real e outra a tensão de ruptura. A diferença é que a tensão de ruptura é menor pois considera a redução da área do corpo de prova, enquanto que a ruptura real é o aumento da tensão que a máquina de ensaio provoca no corpo de prova até a sua ruptura.

Figura 9 - Curva de tensão deformação real e de engenharia para um metal dúctil



Fonte: Hibbeler (2013).

Onde:

- $\sigma_u$  Máxima resistência a tração
- $\sigma_f$  Limite de elasticidade
- $\sigma_e$  Tensão de escoamento
- $\sigma_{lp}$  Limite de proporcionalidade

Assim, para um dado material é possível determinar o seu fator de segurança com base nas propriedades mecânicas do material. Para aços dúcteis, o fator de segurança para falha estática é dado por.

$$n = \frac{S_u}{S_{adm}} \quad (23)$$

O fator de segurança indica se a máxima tensão na peça ( $S_{adm}$ ) está acima ou abaixo da ruptura do material ( $S_u$ ). Adota-se valores maiores que 1, e dependem do grau de complexidade da modelagem das tensões e nível de segurança que a peça deve ter para não causar acidentes com possíveis vítimas.

### 2.5.1 Tensões de von Mises

As tensões de von Mises ou tensão equivalente de von Mises é definida como a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas (NORTON; 2013). Essas tensões são muito utilizadas para nos métodos e elementos finitos, pois ela pode ser utilizada para qualquer combinação de tensão.

Ela é dada pela seguinte equação:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (24)$$

Onde:

$\sigma'$	Tensão equivalente de von Mises
$\sigma_x$	Tensão na direção x
$\sigma_y$	Tensão na direção y
$\sigma_z$	Tensão na direção z
$\tau_{ij}$	Tensão de cisalhamento que depende do plano

Para casos em que as tensões ocorrem em direções bem definidas a sua aplicação é simples, porém em casos que envolvem tensões térmicas, a sua solução fica demasiadamente complicada é utilizado comumente o método dos elementos finitos para sua solução.

## 2.5. FADIGA TÉRMICA

Segundo Spera e Mowbray (1976), Fadiga Térmica é “A deterioração gradual e eventual trincamento de um material pelo aquecimento alternado ao resfriamento, durante expansão térmica livre, confinada parcial ou completamente” (p. 4). Desse modo, é necessário um estudo mais apurado para determinar como a trinca se inicia e quais são as condições que levam o seu crescimento até um tamanho crítico.

A iniciação da trinca, é responsável por comprometer em até 90% a vida de um componente para alguns casos (FISSOLO; ROBERTSON; MAILLOT; MARINI, 2000). Identificar o seu início é uma tarefa árdua, visto que a identificação é baseada em aproximações e técnicas de observação disponíveis. Torna-se ainda mais complicada quando

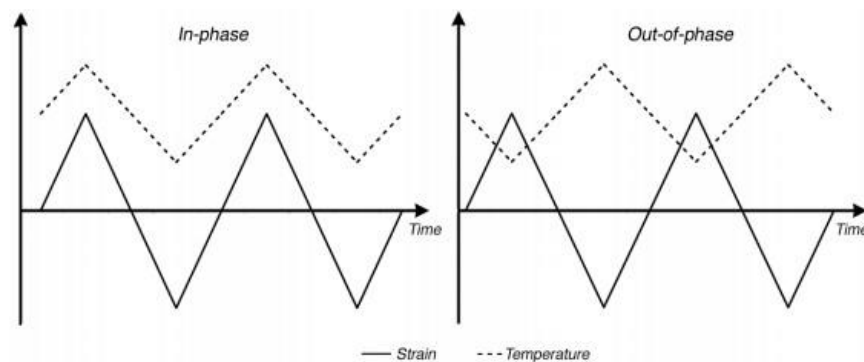
há outras tensões aplicadas a mesma, como tensões residuais de fabricação, tensões devido a variação de pressão, entre outras (ALVARENGA JÚNIOR, 2006).

Seu crescimento até um valor crítico está associado à vários fatores que podem ser intrínsecos do material, como porcentagem de carbono na liga, ductilidade, elementos de liga, impurezas e tamanho dos grãos, fatores de estresse, como tensões térmicas e residuais, frequência de carregamento, condições de ensaio, qualidade do acabamento superficial e combinações com outros tipos de esforços (BANNANTINE; COMER; HANDROCK, 1990; HAKALA; HÄNNINEN; AALTONEN, 1990; ALVARENGA; SILVEIRA, 2006; FISSOLO et al. 2000)

O termo Fadiga Térmica é usado para relacionar os gradientes de temperatura com o tipo de carregamento e as deformações cíclicas impostas ao material que podem surgir de duas maneiras: Fadiga Térmica e Fadiga Termomecânica. Sua distinção é imprescindível para a correta modelagem, visto que a diferença primordial está no tipo de carregamento que o material está sujeito. A Fadiga Térmica, propriamente dita, ocorre quando a contenção à expansão térmica é interna, enquanto a Termomecânica é contida externamente (SPERA; MOWBRAY, 1975). Visto que não há nenhum carregamento mecânico externo, a contenção da expansão térmica se dá por canais internos de refrigeração, portanto, se caracterizando por Fadiga Térmica (VIRKKUNEN, 2001).

Além disso, o carregamento pode ser em fase ou fora-de-fase. Na Figura 10 há um esquema ilustrando estes dois tipos de carregamentos. A Fadiga é dita em fase, se a maior temperatura que o material atingir coincidir com o maior carregamento, e fora-de-fase se a menor temperatura ocorrer no maior carregamento.

Figura 10 - Fadiga em fase e fora-de-fase



Fonte: Virkkunen, (2001, p. 37).

Para os dois tipos de regimes de carregamentos, o número de ciclos até a falha é semelhante. A diminuição dos ciclos por fluência ocorre em fase se a temperatura no máximo do ciclo estiver dentro da faixa onde essa é relevante. A interação fadiga/fluência gera danos internos provocados pelas trincas intragranulares, quando a variação é feita em fase. Para temperaturas abaixo do regime de fluência, a Fadiga Termomecânica em fase mostra-se mais crítica que a fora-de-fase (ALVARENGA JÚNIOR, 2006).

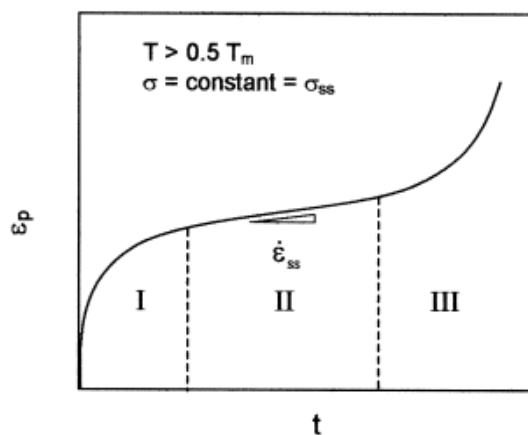
Um fator importante que leva a Fadiga Térmica é a fluência, que será definida no seguinte tópico.

### 2.5.1. Fluência

Segundo a American Society of Metals (ASM, 1996), a causa primária de iniciação e crescimento de trincas em turbinas é a fluência, que ocasiona uma fratura com aspecto frágil, devido às altas tensões térmicas transientes. É associada a uma plasticidade que depende do tempo, sob tensões constantes a elevadas temperaturas, geralmente maiores que 50% da temperatura de fusão do material ( $T_m$ ) (KASSNER; PRADO, 2004).

A plasticidade da trinca pode ser descrita pela Figura 11, onde está ilustrado como a deformação varia no tempo, para uma tensão constante e uma temperatura qualquer,  $T > 0.5 T_m$ . Pode-se notar 3 zonas distintas: em I, também chamada de fluência primária, a taxa de deformação é relativamente mais alta no começo e decai com o tempo devido um processo semelhante ao trabalho de endurecimento a temperaturas mais baixas (VIRKKUNEN, 2001).

Figura 11 - Deformação no tempo à uma tensão constante



Fonte: Kassner e Prado (2004, p. 4).

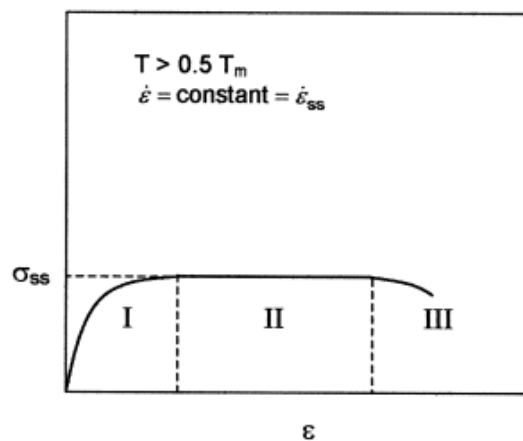
Para metais puros a taxa de deformação decai para um valor constante ao longo do tempo, sendo esta parte identificada como II, denominada fluência secundária ou em regime permanente. Na fase I há a iniciação da trinca e em II o seu crescimento. Sua distinção pode ser um tanto dúbia, pois a detecção depende do tipo de método adotado, podendo ser a olho nu (1 a 2 mm de comprimento da trinca) ou por microscópio eletrônico (tamanhos na ordem  $10^{-6}m$ ) (VIKKUNEN, 2001). A partir dessa etapa, existe a cavitação do material e o trincamento aumenta com a taxa de deformação. É o regime III, ou fluência terciária. Nota-se uma inflexão e um aumento da taxa de deformação, neste ponto o material está prestes a falhar (KASSNER; PRADO, 2004). Esse comportamento pode ser modelado pela seguinte equação:

$$\dot{\epsilon} = \frac{\dot{\sigma}}{E} + A_1 \epsilon^{-p} \sigma^{n_1} (1 + p) + A \sigma^n + A_3 \sigma^{n_3} (\epsilon - A \sigma^n t)^{p_3} \quad (25)$$

Os termos do lado direito da Equação 25, representam uma porção da Figura 11. Onde,  $\dot{\sigma}$  é a taxa de tensão no material e representa a parte elástica, como a tensão é constante, este termo é zero. Os outros termos representam a contribuição da fluência primária, secundária e terciária, respectivamente, e  $A$ ,  $A_1$ ,  $A_3$ ,  $p$ ,  $p_3$ ,  $n$ ,  $n_1$ ,  $n_3$  são constantes derivadas dos experimentos de deformação por fluência, (ASM, 1996).

Sob outra ótica, pode-se analisar o gráfico de tensão deformação para uma taxa de deformação constante, dado pela Figura 12:

Figura 12 - Gráfico da Tensão/Deformação na Fluência



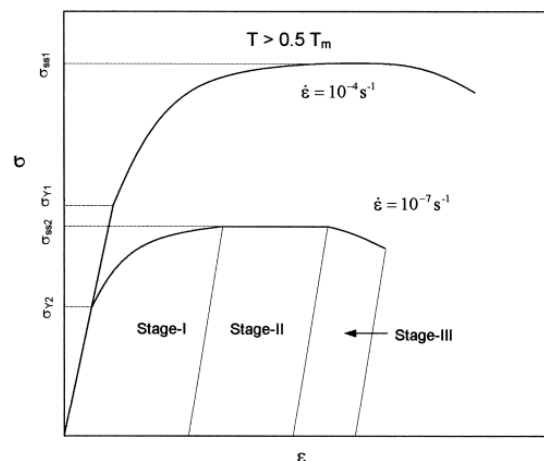
Fonte: Kassner e Prado (2004, p. 4).

Aqui, nota-se uma divisão semelhante à Figura 11, há um aumento da tensão ( $\sigma_{ss}$  se refere à uma tensão em estado estático) até um valor constante, à medida que a deformação do material cresce.

Na Figura 12, percebe-se uma dependência com a taxa de deformação. A Figura 13 ilustra como a tensão de escoamento se relaciona com a taxa de deformação. Pode-se observar que para taxas de deformações típicas de ensaios de fadiga (taxas na faixa de  $10^{-4} \text{ s}^{-1}$ ) a tensão de escoamento é  $\sigma_{y1}$ . Porém, se a taxa for diminuída para  $10^{-7} \text{ s}^{-1}$ , a tensão  $\sigma_{y2}$  diminui drasticamente. Isto indica, que para taxas menores de deformação, ou para tempos mais longos de exposição às tensões, o material resiste menos (KASSNER; PRADO, 2004).

A Fadiga torna-se mais significativa em temperaturas crescentes e exposição prolongada, como nos canais internos do trocador de calor. Ciclos de deformação parecem ser o método de falha principal em materiais estáveis em um curto período. Porém, a fluência dependerá mais do tempo total do material exposto a altas temperaturas que o número de ciclos totais (ALVARENGA JÚNIOR, 2006). Um metal que possua a temperatura de fusão mais alta, com coeficiente de dilatação térmica mais baixo e um coeficiente de condução térmica mais alto, bem como métodos de refrigeração, são recursos que podem melhorar a vida de um material sob cargas térmicas (FORREST, 1972).

Figura 13 - Curvas S-N para duas taxas de deformação diferentes



Fonte: Kassner e Prado (2004, p. 4).

Forrest e Armstrong (1965), estudaram a relação entre a fadiga e a fluência através de experimentos, e chegaram a seguinte expressão empírica:

$$v^k t = \text{constante} \quad (26)$$

Sendo  $v$  é a frequência de carregamento,  $t$  é o tempo até falhar e  $k$  uma constante que dita qual o tipo de falha ocorrerá. Caso  $k$  tenda a um, significa que a falha será por Fadiga Mecânica, por outro lado, se  $k$  tender a zero, a ruptura será por fluência, deste modo, com o passar do tempo, a temperatura administra a falha (ALVARENGA JÚNIOR, 2006).

O crescimento da trinca devido a fluência também depende do tipo de material exposto as altas temperaturas. Eles podem ser classificados como dúcteis a fluência ou frágeis a fluência, diferenciados por suas habilidades em suportar a fluência (ASM, 1996).

Materiais dúcteis a fluência, são caracterizados por suportar um crescimento de trinca considerável até a falha, porém, acompanha uma quantidade igualmente considerável de deformação na ponta da trinca. Exemplos de materiais dúcteis a fluência são ligas de cromo molibdênio (Cr-Mo), aços inoxidáveis em geral e ligas de molibdênio vanádio (Mo-V). O dano ocorre na forma da cavitação na fronteira do grão, e geralmente aparece na fase dois da Fadiga Térmica. A nucleação e crescimento dessas cavidades levam a alguns vazios, que formam trincas e eventualmente a falha.

Para os materiais frágeis a fluência o crescimento da trinca aparece com uma deformação por fluência em pequena escala, e a taxa de crescimento da trinca é comparável a taxa de deformação por fluência que se espalha pelo material. Alguns exemplos de materiais frágeis a fluência incluem alumínio de alta temperatura, ligas de titânio, superligas baseadas em níquel e materiais cerâmicos. (ASM, 1996).

### 2.5.2 Curva de Fadiga

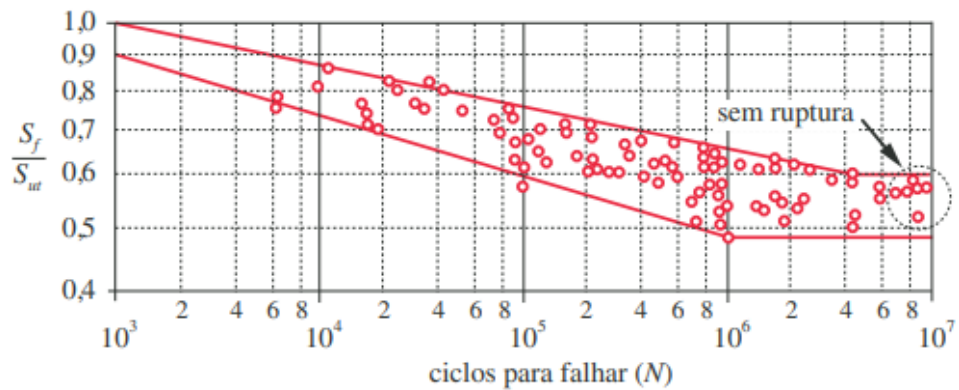
Para determinar o tempo de vida de uma peça é necessário saber o tempo de vida por número de ciclos que o material suporta antes de sua falha. Norton (2013) traz em seu livro que a resistência a fadiga decai continua e linearmente (utilizando uma escala log) em função do número de ciclos até atingir uma inflexão, no intervalo aproximado de  $10^6$  e  $10^7$  ciclos. Este é o limite de fadiga do material ( $S_e$ ) e para qualquer valor de tensão abaixo desse limite, o material possuirá uma vida infinita. A Figura 14 traz um exemplo de curva de fadiga para um aço forjado com tensão máxima de escoamento de 200 kPsi (aproximadamente 1378 MPa).

A curva é obtida a partir do experimento utilizando tensões alternadas. A forma mais comum de se obter é utilizando o ensaio de flexão rotativa, o qual consiste da rotação de um



corpo de prova de 7,62 mm de diâmetro polido. A rotação do corpo sob uma tensão radial faz com que haja uma alternância entre elas e desse modo há tensão alternada em cada ponto do corpo de prova (NORTON 2013).

Figura 14 - Ciclos até a falha para diferentes níveis de tensão para aços forjados

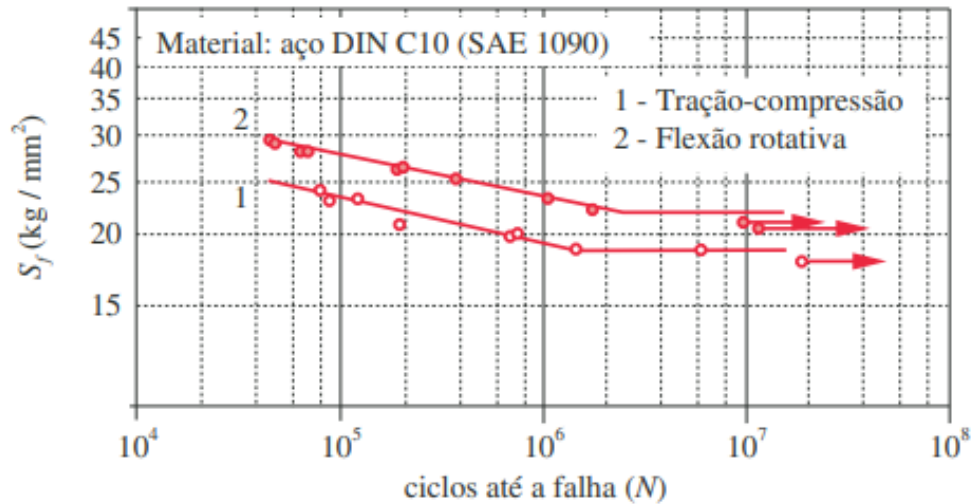


Fonte: Norton (2013)

Para cada material, deve-se caracterizar a curva de fadiga, de modo que só é possível calcular o tempo que a peça pode suportar as tensões variáveis com as informações obtidas experimentalmente. Nem todo material exibe esse comportamento, materiais como alumínio, cobre, ligas de níquel, alguns aços inoxidáveis e aços-liga e alto carbono exibem uma curva que não para de decair com o número de ciclos.

Outra maneira de se obter a curva de fadiga do material é utilizando um ensaio de fadiga sob força normal, que consiste na tração e compressão do mesmo corpo de prova utilizado no ensaio de flexão rotativa. Como as máquinas mais modernas permitem a programação de ensaios, abrem um leque enorme de possíveis combinações de tensões médias e alternadas para diversos materiais. Norton (2013) indica que para as curvas de tensão por número de ciclos para ensaios de força normal, a linha é menor quando comparada com a curva obtida no ensaio de flexão rotativa. Na Figura 15 há a comparação entre as curvas para um aço DIN C10 (SAE 1090).

Figura 15 - Comparação entre curvas de fadiga para um aço DIN C10 (SAE 1090)



Fonte: Norton (2013).

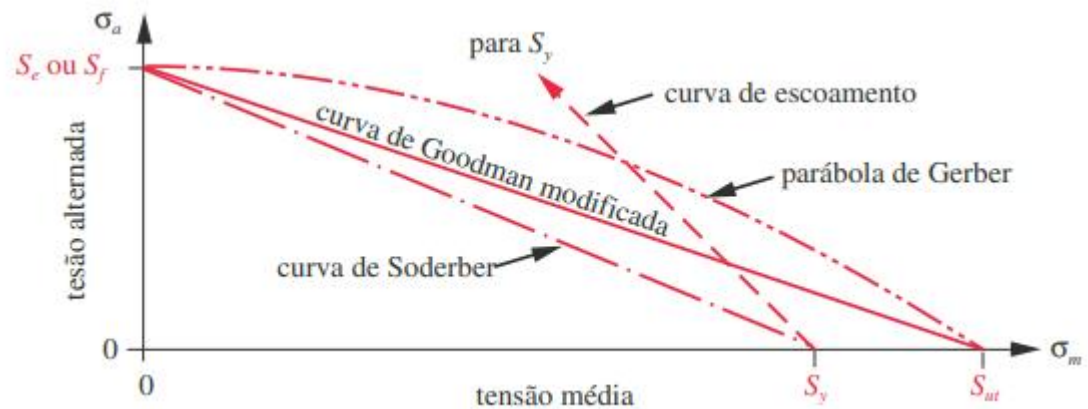
Para a análise de fadiga é necessário conhecer a curva de fadiga do material. Mohammad *et al.* (2012) traz em seu artigo os dados para produzir a curva em fadiga do aço inoxidável 316L. A partir dele, os pontos foram inseridos no modelo do Ansys para que ele faça os cálculos da vida em fadiga do trocador de calor.

### 2.5.3 Fatores de Segurança e Curva de Goodman

Da mesma forma que há fator de segurança e critérios de falha para o modelo estático, há também modelos para falha por fadiga. Porém, as cargas a serem levadas em conta são as cargas alternadas e podem seguir uma variação constante ou podem ter origem aleatória. As cargas podem ser determinadas usando o programa de solução para as tensões no trocador de calor, porém é necessário indicar qual o modelo para elas será utilizado.

O modelo escolhido para análise é o da curva de Goodman. Segundo Norton (2013), a curva de Goodman é frequentemente utilizada como critério de projeto, por se tratar de uma curva segura, pois leva em conta um ajuste mais baixo dos dados. A Figura 16 traz uma comparação da curva de Goodman e as outras que podem ser utilizadas para determinar as falhas por tensões alternadas.

Figura 16 - Diferentes curvas de falha para tensões variáveis



Fonte: Norton (2013).

Embora a curva de Soderber seja a mais conservadora de todas, a curva de Goodman é a mais utilizada, pois possuem ótimos resultados e é utilizada até hoje pela maioria dos engenheiros.

A partir desse modelo, pode-se determinar o fator de segurança pra fadiga utilizando o modelo de Goodman. Lembrando que o fator de segurança serve como um parâmetro de projeto para saber o quão longe a peça está da falha. A equação 29 traz o fator de segurança do modelo de Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} \quad (27)$$

Onde  $n$  é o fator de segurança,  $\sigma_m$  é a tensão média,  $\sigma_a$  tensão alternada,  $S_{ut}$  a tensão de escoamento do material e  $S_e$  é o limite da resistência a fadiga do material (NORTON; 2013).

Deste modo, pode-se determinar a vida em fadiga e as tensões associadas a variação do carregamento no tempo e como elas afetam o tempo de vida do trocador de calor.

#### 2.5.4. Cargas Térmicas

A Fadiga térmica surge devido dois tipos distintos de tensões: tensões térmicas e tensões residuais (VIRKKUNEN, 2001).

A dilatação térmica é uma antiga conhecida dos engenheiros em geral, ela ocorre devido uma variação de temperatura em um corpo, e pode ser predominantemente em 1D, 2D

ou 3D, dependendo da forma do corpo. Para um corpo delgado, ou seja, que possui um comprimento predominante em uma direção, a dilatação pode ser determinada pela Equação 30:

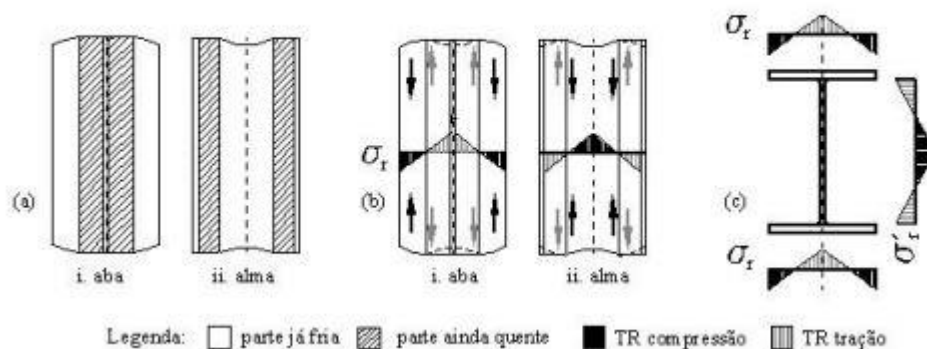
$$\varepsilon_T = \alpha \Delta T \quad (28)$$

Onde  $\varepsilon_T$  é a expansão térmica,  $\alpha$  é o coeficiente de expansão térmica unidimensional e  $\Delta T$  é a variação de temperatura que causa a dilatação. Assim, se de alguma forma, esta dilatação for contida, surgirão tensões dentro do material (VIRKKUNEN, 2001).

O outro tipo de tensão interna que surge é a residual. São heranças do processo de obtenção da matéria prima, como chapas e perfis, e nascem de maneira inevitável devido a não uniformidade da temperatura durante o resfriamento do material (ALVARENGA; SILVEIRA, 2006).

Durante o resfriamento natural de uma peça, de temperaturas superiores a 1000°C para temperaturas ambientes, as partes em contato com o ar se resfriam mais rápido que as partes internas. Devido a isso, as partes mais frias sofrem uma deformação plástica de compressão das partes mais quentes, que contraem ainda mais a parte fria. Do mesmo modo, as partes mais quentes, ao resfriar, não conseguem se contrair totalmente, gerando deformações plásticas de tração (ALVARENGA; SILVEIRA, 2006). Esse balanço de forças gera as Tensões Residuais, e está ilustrado na Figura 17:

Figura 17 - Tensões residuais em uma chapa



Fonte: Alvarenga e Silveira (2006, p. 1496).

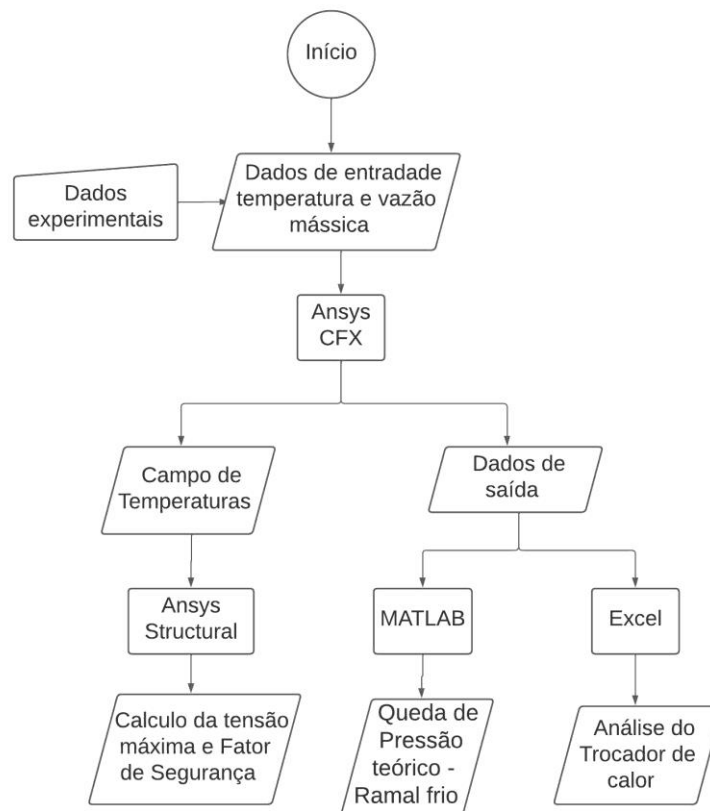
Sendo: (a) diferença de temperaturas internas e externas para aquecimento ou resfriamento; (b) distribuição de tensões de compressão e tração para partes mais frias e mais quentes, respectivamente e (c) diagrama de Tensões Residuais resultante. Este trabalho considera apenas a tensão devido a dilatação térmica, desconsiderando a tensão residual devido a falta de dados sobre este ponto no momento da análise.

### 3. METODOLOGIA

Nesta etapa, será descrita a metodologia utilizada para a análise numérica do trocador de calor Z, utilizando programas comerciais tanto para a malha quanto para a simulação do trocador, bem como dados experimentais de outro trocador para comparação entre ambos. O presente trabalho tem por objetivo a análise numérica térmica e hidrodinâmica do trocador e também análise das tensões térmicas e fadiga do material.

Utilizou-se o pacote Ansys (Desing Modeler, Mesh e CFX) para a o sólido, malha, e aplicação do CFD, e para análise estrutural, o pacote Structural foi aplicado. Para outras análises, também foi utilizado os programas MATLAB e Excel.

Figura 18 - Esquemático da análise numérica do trocador



Fonte: Autor (2022).

A Figura 18 traz a metodologia empregada para a análise numérica do trocador de calor. Primeiro será alimentado o modelo de trocador de calor no Ansys com as temperaturas e vazões mássicas obtidas por Silva (2021) em seu experimento. A partir disso, será calculada a distribuição de temperaturas dentro do trocador de calor e a quantidade de calor trocada para

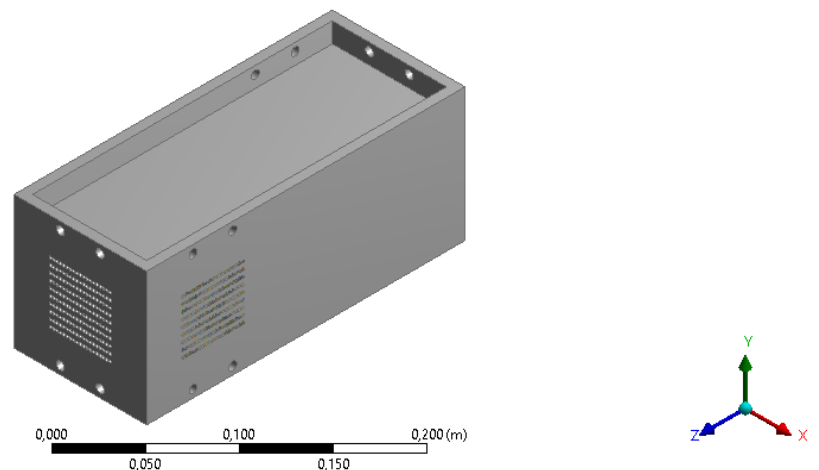
a configuração do trocador de calor Z. Esses resultados serão importados para o modelo estrutural do trocador de calor, para determinar as tensões internas. Ambos os resultados obtidos da análise térmica, hidrodinâmica e estrutural, serão analisados em programas separados para determinar como é a evolução da tensão, taxa de transferência de calor e campo de temperatura para cada condição de contorno adotada.

Nas próximas seções, estão descritas a geometria analisada, modelagem dos domínios (fluido e sólido), escolha das propriedades mecânicas e dados da curva de fadiga, bem como as diversas condições de contorno. Cabe ressaltar que este trocador ainda não possui dados experimentais.

### 3.1 TROCADOR DE CALOR ANALISADO – TIPO Z

Para o sólido, foi utilizado uma geometria com um ramal com canais retos e outro ramal com canais em Z, sendo considerado apenas canais circulares para todos os ramais. A Figura 19 traz a vista isométrica da parte externa do trocador Z. A geometria possui uma intercalação entre canais retos e canais Z. A intercalação se dá por uma fileira de 19 canais frios e 19 canais quentes, sendo 10 fileiras de canais frios e 9 fileiras de canais quentes.

Figura 19 - Imagem externa do trocador



Fonte: Autor (2022).

As dimensões do trocador de calor estão contidas na Tabela 2:

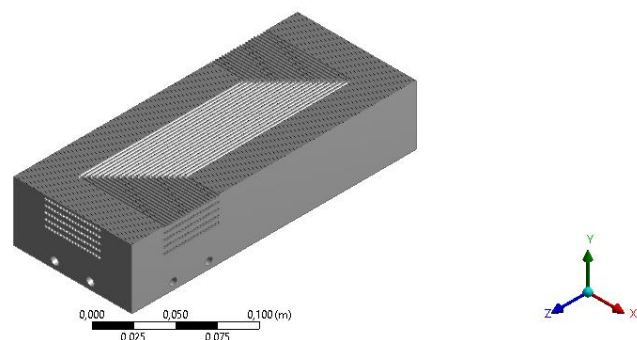
Tabela 2 - Dimensões do Trocador

Largura - x	100 mm
Altura - y	100 mm
Comprimento - z	240 mm
Diâmetro dos canais	2 mm
Distância entre canais (entre centros de canais)	2,5 mm
Número total de canais quentes	171
Número total de canais frios	190

Fonte: Autor (2022).

A disposição de canais é indicada na figura abaixo. Internamente ele possui camadas intercaladas de canais frios e quentes, onde os canais frios são os canais retos, enquanto que os canais quentes possuem uma disposição que lembram um Z. A Figura 20 mostra um corte horizontal do trocador, e ilustra como é a geometria interna da fileira em Z:

Figura 20 - Corte horizontal do trocador de calor



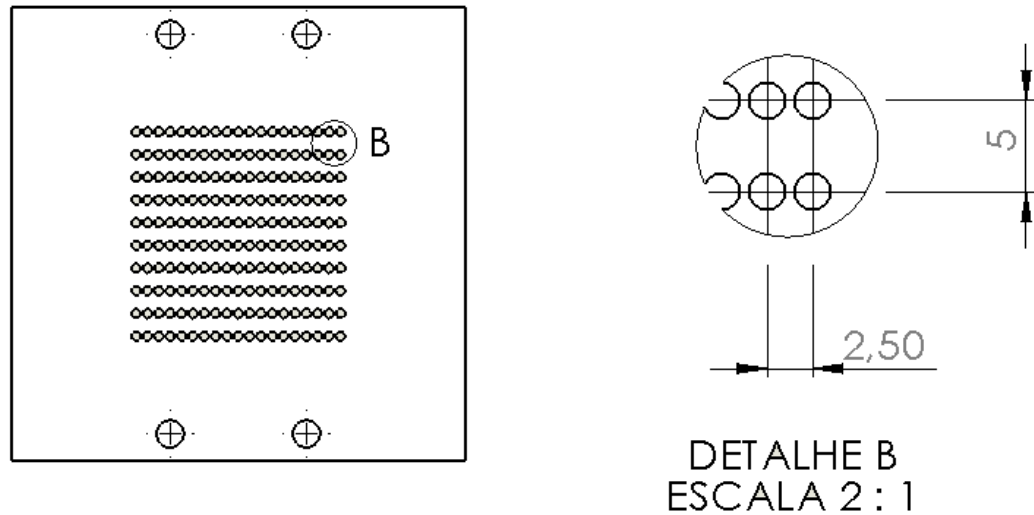
Fonte: Autor (2022).

Como indicado na Figura 20, a geometria interna do trocador é bem complexa, tendo uma distância entre canais de 2,5 mm, o que faz com que a malha no centro do trocador seja bastante densa. Assim, o número total de elementos tende a crescer consideravelmente e a



demanda computacional se torna importante. A Figura 21 traz a ampliação da geometria dos canais. A distância entre cada fileira de canais é de 5 mm.

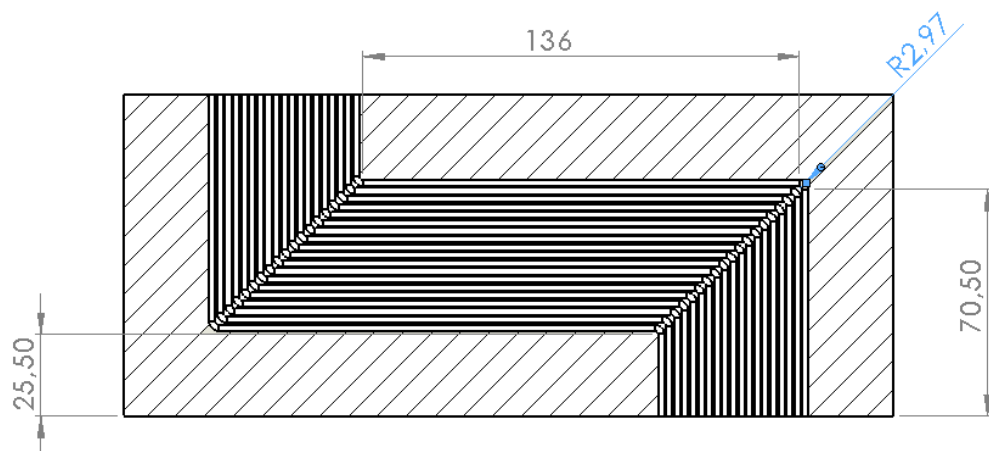
Figura 21 - Detalhamento da geometria dos canais. Dimensões em mm.



Fonte Autor (2022).

Tanto os canais retos quanto os canais Z possuem as mesmas medidas de diâmetro, distância entre centros e entre canais. A Figura 22 traz as medidas dos canais que compõem o Z. Os canais variam seu comprimento entre 70,5 mm até 22,5 mm, tendo uma variação de 2,5 mm.

Figura 22 - Vista detalhada corte horizontal do trocador. Dimensões em mm.



Fonte: Autor (2022).

### 3.2 PROPRIEDADES MECÂNICAS

O material utilizado para o trocador de calor é o aço inox 316L, muito utilizado para fabricação de peças por SLM, por ser muito resistente a corrosão sendo sua liga otimizada especialmente para o processo utilizado pelo fabricante. As informações do material foram providas pelo datasheet do material, disponibilizado pela EOS StainlessSteel e estão contidos na Tabela 3. O fabricante traz valores de resistência a tração, resistência última, módulo de Young, diferentes para cada eixo (x, y e z), devido a não uniformidade das propriedades mecânicas ao longo da peça, algo inerente do método de fabricação. Deste modo, optou-se por uma abordagem mais conservadora quanto aos valores apresentados, sendo utilizado os menores valores, tanto para o módulo de Young quanto para a tensão de escoamento e resistência a tração.

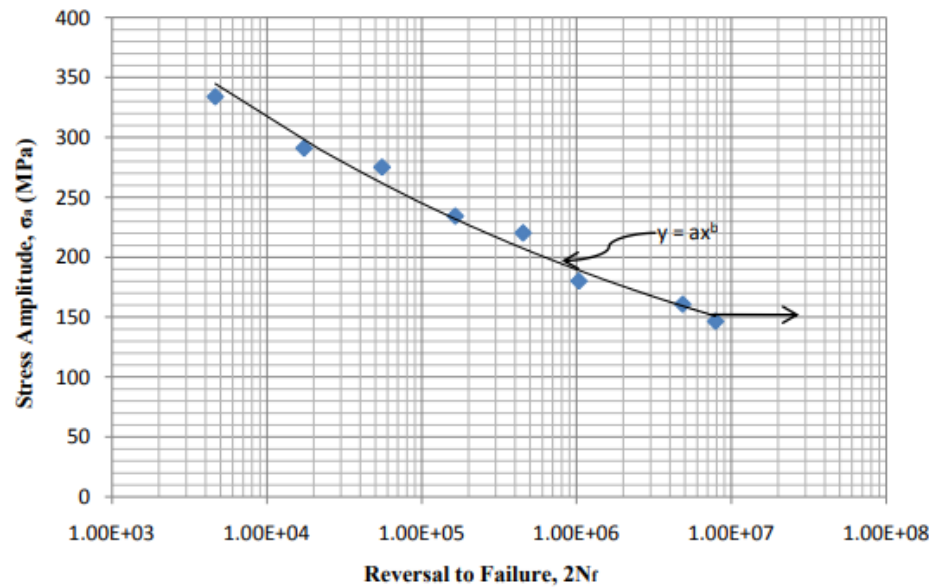
Tabela 3 - Propriedades Térmicas e Mecânicas do Aço Inox 316L

<b>Propriedades Mecânicas</b>	
Densidade	7900,0 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de Young	182 GPa
Tensão de Escoamento	380 MPa
Resistência a Tração	485 MPa
Coefficiente de Poisson	0,27
<b>Propriedades Térmicas</b>	
Coefficiente de expansão térmica	$1,5 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$
Coefficiente de Transferência De Calor	450 J/kg.K

Fonte: EOS StainlessSteel (2022).

Para o cálculo da vida em fadiga utilizando o Ansys Structural, é necessário a curva de fadiga do material. Nela estão presentes os valores de amplitude de tensão por número de ciclos até a falha. A curva de fadiga do material foi retirada de A Mohammad, Ali, Sahari e Abdullah (2012) e está indicada na Figura 23. Nela podemos perceber o limite de fadiga do material para diversos ciclos de carregamentos.

Figura 23 - Tensão por número de ciclos até a falha



Fonte: Mohammad *et al.* (2012).

Está disponível também a tabela com os pontos do gráfico. A partir dessa, podemos encontrar o menor número de ciclos suportado pelo material e também o limite para vida infinita do material. A razão de tensão (razão entre tensão mínima e máxima) para os experimentos feitos por A Mohammad, Ali, Sahari e Abdullah, é de  $R = 0.1$ . Os valores de cada ponto da Figura 23 - Tensão por número de ciclos até a falha estão dispostos na Tabela 4, e estão no formato a serem inseridos no modelo numérico para cálculo da vida do trocador de calor para cada caso analisado.

Tabela 4 - Amplitude de carregamento e número de ciclos

<b>Amplitude de Tensão (MPa)</b>	<b>Número de ciclos</b>
334,00	4.628
290,93	17,340
275,20	55,487
234,33	164,983
220,15	450,447
180,11	1.033,948
160,69	4.832,284
146,45	7.839,764

Fonte: A Mohammad, Ali, Sahari e Abdullah (2012)

Deste modo, para tensões menores que 146,45 MPa, tem-se vida infinita para o material.

### 3.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Os casos analisados para os fluidos neste trabalho se baseiam num conjunto de experimentos feitos por Silva (2021) para um trocador compacto fabricado por SLM em 316L com uma configuração cruzada. Para esta análise, considerou-se apenas os casos para água no ramal quente e ar para o ramal frio. Estão indicados na Tabela 5 algumas condições de contorno utilizadas. Para visualizar todas as condições de contorno para os 45 casos simulador consultar Anexo A. Sendo  $T_{hot}$  a temperatura de entrada do fluido no ramal quente (água – canal em Z) e  $T_{cold}$  a temperatura de entrada do fluido no ramal frio (ar – canal reto). As simulações foram feitas considerando o escoamento na região central do trocador, onde os canais são paralelos, como escoamento paralelo, ou seja, a velocidade média dos fluidos é positiva no eixo z. Os fluxos de massa de cada fluido em seu respectivo canal também são indicados na Tabela 5.

Tabela 5 – Algumas Condições de contorno analisadas

Condições iniciais			
$T_{hot}$	$T_{cold}$	$\dot{m}_{hot}$	$\dot{m}_{cold}$
40,25 °C	22,64 °C	0,2511 kg/s	0,0088 kg/s
40,24 °C	25,63 °C	0,2526 kg/s	0,0504 kg/s
50,11 °C	24,58 °C	0,2597 kg/s	0,0085 kg/s
50,18 °C	28,91 °C	0,2489 kg/s	0,5070 kg/s
60,11 °C	23,31 °C	0,2673 kg/s	0,0086 kg/s
60,31 °C	29,26 °C	0,2625 kg/s	0,0510 kg/s
70,03 °C	23,37 °C	0,2743 kg/s	0,0089 kg/s
70,17 °C	28,9 °C	0,2745 kg/s	0,0513 kg/s
79,98 °C	24,13 °C	0,2744 kg/s	0,0090 kg/s
79,83 °C	27,63 °C	0,2677 kg/s	0,0499 kg/s

Fonte: Silva (2021).

No total, foram realizadas 45 simulações, utilizando como entrada os valores obtidos experimentalmente por Silva (2021).

A partir da distribuição de temperaturas obtida no modelo sólido, foi possível calcular as tensões máximas dentro do trocador utilizando o pacote Ansys Structural. As condições de contorno são aplicadas a fim de restringir o problema para que o método dos elementos finitos possa resolver o campo de tensão e deformação no interior do trocador. Estas condições estão indicadas na Tabela 6 e trazem as condições de contorno para análise de mecânica dos fluidos computacional e para a análise de elementos finitos.

Tabela 6 - Condições de contorno

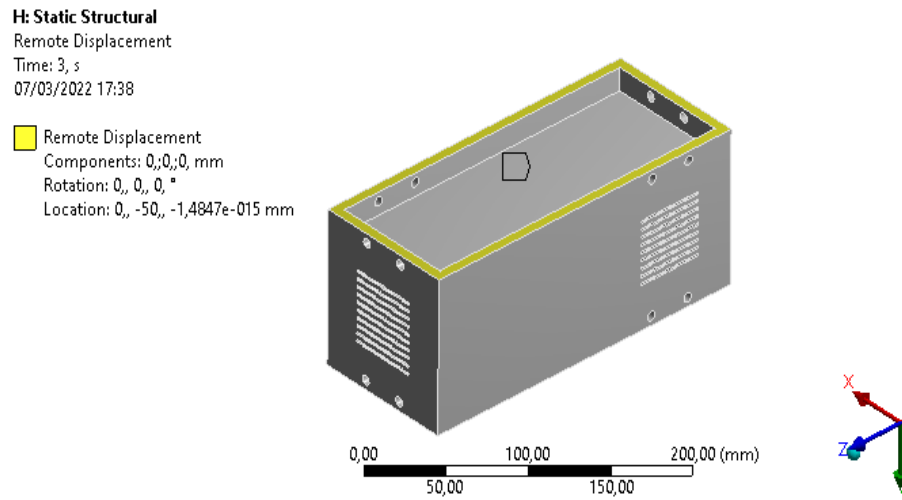
Condição	Nome/Valor	Superfície
Análise termo-fluidodinâmica		
Temperatura de entrada	40, 50, 60, 70, 80 °C	Entrada ramal quente
Temperatura de entrada	22°C até 29°C	Entrada ramal frio
Vazão ramal quente	0,27 kg/s	Entrada ramal quente
Vazão ramal frio	0,089 até 0,051 kg/s	Entrada ramal frio
Condição de parede	Sem atrito (tubo liso)	Interface fluido-sólido
Temperatura do sólido	Determinada pelos cálculos	Sólido
Análise fluido-estrutural		
Restrição do sólido	Sem deslocamento em x, y, z	Base do sólido
Deslocamento remoto	Sem rotação nos eixos	Base sólida
Comportamento deformável		
Temperatura interna	Resultado da análise	Sólido
Troca de calor com o ambiente	Adiabático	Parede externa

Fonte: Autor (2022).

A condição de contorno para análise estrutural está demonstrada na Figura 24 e traz a Condição Remota, onde não há nenhuma de restrição ao tipo de deslocamento e nem à rotação nos eixos e o lado fixo permite a deformação do material. Como restrições externas impõem tensões a peças submetidas a um gradiente térmico optou-se por utilizar este tipo de condição pois diferentes condições de contorno impõem diferentes tensões e a vida da mesma peça

submetida ao mesmo gradiente de tensão pode ser infinita ou não resistir a nenhum ciclo de tensão, dependendo da abordagem feita para as restrições externas da peça.

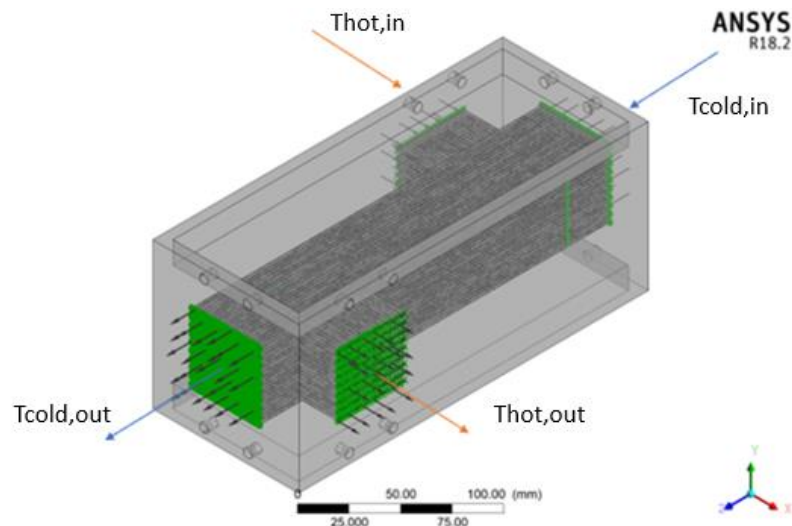
Figura 24 - Condições de contorno estruturais



Fonte: Autor (2022).

O caso estudado foi de escoamento paralelo dentro do trocador de calor. É possível analisar em ambos os modelos (escoamento paralelo ou concorrente). Porém foi escolhido escoamento paralelo para analisar a menor troca de calor que é obtida por esse trocador de calor com essas condições. A Figura 25 traz a direção do escoamento para o ramal frio e o ramal quente.

Figura 25 - Direção da entrada e saída do escoamento



Fonte: Autor (2022).

### 3.4 MALHAS DA SOLUÇÃO E CRITÉRIO DE CONVERGÊNCIA

A quantidade total de elementos utilizados para a solução dos domínios fluido e sólido foram de 620.160 e 8.787.567 respectivamente. O tipo de elemento escolhido foi o tetraédrico, pois devido à proximidade dos canais internos e a quantidade deles necessitou-se de uma malha que se adapta-se melhor a complexa geometria interna do trocador. O critério de convergência escolhido para erro residual foi o de  $1 \cdot 10^{-6}$  RMS.

### 3.5 TEMPO DE SOLUÇÃO

O tempo total aproximado para cada simulação, considerando a interferência humana para entrar com as condições de entrada no trocador e para manualmente iniciar a solução estrutural no trocador foi contabilizado seguindo cada etapa descrita a diante:

- Modelagem da malha: 6 horas;
- Solução do escoamento: 1 hora;
- Interferência humana para utilização da ferramenta estrutural: 20 minutos;
- Solução da malha estrutural: 1 hora;

Foram feitas 45 análises, totalizando um tempo aproximado de 105 horas para finalizar todas as simulações. A solução foi feita em um cluster com uma memória de 128Gby e dois processadores Intel(R) Xeon(R) CPU E5-2650 v4 @ 2.20GHz 2.20 GHz.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos através das simulações feitas a partir casos experimentais realizados por Silva (2021). Os resultados se dividirão entre a análise térmica do trocador Z e a análise dos esforços mecânicos sofridos devido as tensões térmicas. Também será analisado o erro entre a queda de pressão teórica e a simulada para o ramal frio com o objetivo de identificar a precisão da modelagem para perda de carga nos ramais de canal reto.

### 4.1 ANÁLISE TÉRMICA

A seção de análise térmica está dividida entre a análise direta do trocador de calor Z e a comparação com o trocador de calor cruzado estudado por Silva (2021).

#### 4.1.1 Trocador de calor em Z

A análise térmica consistiu na determinação das temperaturas de saída e da consequente quantidade de calor trocada entre os ramais frio e quente do trocador de calor Z utilizando as propriedades mecânicas de uma possível manufatura por SLM em 316L. Para isso, foram efetuadas 45 simulações para diferentes temperaturas de entrada do ramal quente e diferentes vazões mássicas do ramal frio, os dados completos estão no Anexo A, que foram obtidas experimentalmente por Silva (2021). A Tabela 7 traz os resultados das temperaturas em cada ramal para cada caso simulado no trocador de calor Z:

Tabela 7 - Temperaturas de saída para os casos simulados

$T_{hot,in}$	$T_{cold,in}$	$T_{hot,out}$	$T_{cold,out}$	$\dot{m}_{hot}$	$\dot{m}_{cold}$
°C	°C	°C	°C	kg/s	kg/s
40,25	22,64	40,12	38,48	0,2511	0,0088
40,30	22,60	40,131	38,196	0,251	0,0114
40,08	22,40	39,843	37,343	0,2535	0,0168
40,24	22,12	39,962	37,126	0,2535	0,0196
40,22	22,44	39,858	36,42	0,2542	0,0275
40,23	22,76	39,848	36,281	0,2564	0,0302



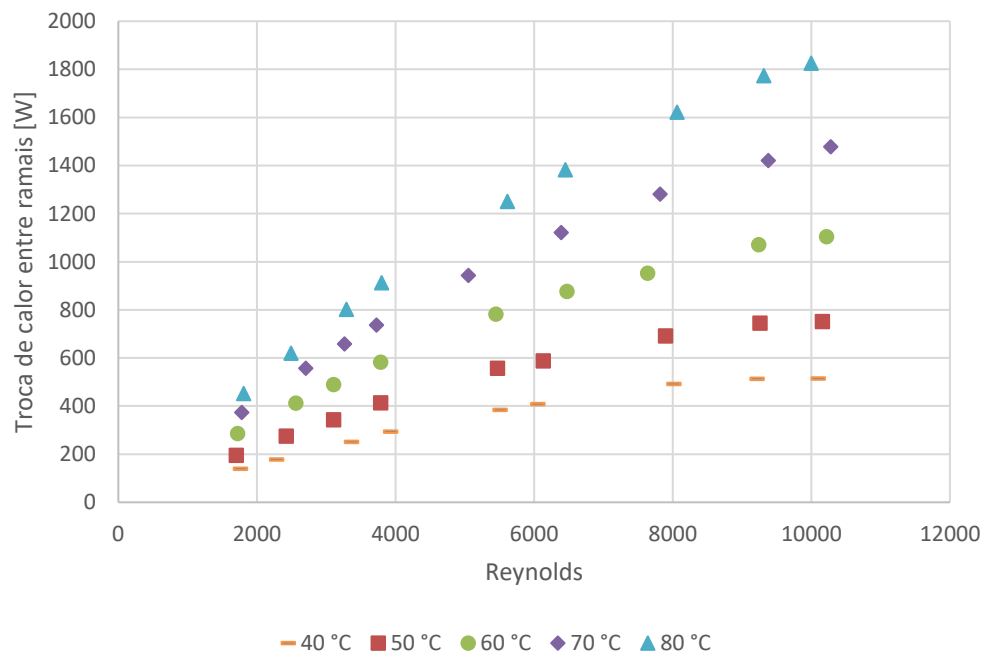
40,23	23,46	39,769	35,831	0,2561	0,0400
40,24	24,57	39,752	35,732	0,2523	0,0460
40,24	25,63	39,752	35,832	0,2526	0,0504
50,11	24,58	49,930	47,597	0,2597	0,0085
50,13	24,22	49,877	46,92	0,2595	0,0121
50,13	24,17	49,808	46,307	0,2554	0,0155
50,12	23,84	49,731	45,701	0,2542	0,0189
50,16	24,22	49,631	44,62	0,2522	0,0273
50,14	25,28	49,586	44,454	0,2538	0,0306
50,17	26,29	49,513	43,842	0,2521	0,0394
50,17	27,53	49,463	43,629	0,2513	0,0462
50,18	28,91	49,457	43,717	0,2489	0,0507
60,11	23,31	59,855	56,457	0,2673	0,0086
60,16	23,25	59,79	55,406	0,2662	0,0128
60,18	23,2	59,737	54,75	0,2641	0,0155
60,21	23,22	59,685	54,004	0,2653	0,0189
60,22	23,77	59,518	52,491	0,2665	0,0272
60,24	24,8	59,453	51,91	0,2666	0,0323
60,30	26,27	59,434	51,5	0,266	0,0381
60,31	27,76	59,345	50,973	0,2658	0,0461
60,31	29,26	59,302	50,907	0,2625	0,051
70,03	23,37	69,965	65,293	0,2743	0,0089
70,04	22,49	69,554	63,688	0,2744	0,0135
70,05	22,55	69,492	62,837	0,2731	0,0163
70,09	22,62	69,443	62,210	0,2726	0,0186
70,08	23,21	69,251	60,590	0,2726	0,0252
70,11	24,3	69,127	59,423	0,2732	0,0319
70,12	25,67	69,001	58,497	0,2743	0,039
70,17	27,53	68,926	57,872	0,2742	0,0468
70,17	28,9	68,879	57,693	0,2745	0,0513
79,98	24,13	79,586	74,250	0,2744	0,0090
80,03	22,94	79,487	72,795	0,2729	0,0124
80,02	22,42	79,32	71,205	0,2740	0,0164

80,14	22,48	79,343	70,400	0,2737	0,0190
80,05	23,14	78,946	67,717	0,2711	0,0280
80,08	23,98	78,855	66,858	0,2702	0,0322
80,04	25,04	78,599	65,334	0,2694	0,0402
79,98	26,39	78,403	64,490	0,2693	0,0465
79,83	27,63	78,197	64,169	0,2677	0,0499

Fonte: Autor (2022).

A partir dos dados simulados, pode-se também encontrar os valores da quantidade de calor trocada entre o ramal quente e o ramal frio. A Figura 26 traz a quantidade de calor trocada entre eles para cada faixa de temperatura e número de Reynolds do ramal frio. Como era de se esperar, para temperaturas de entrada maiores no ramal quente e números de Reynolds no ramal frio maiores, maior a quantidade de calor trocado.

Figura 26 - Quantidade de calor trocada por número de Reynolds do ramal frio para o trocador de calor Z



Fonte: Autor (2022).

A legenda indica a temperatura do fluido de entrada do ramal quente para cada caso.

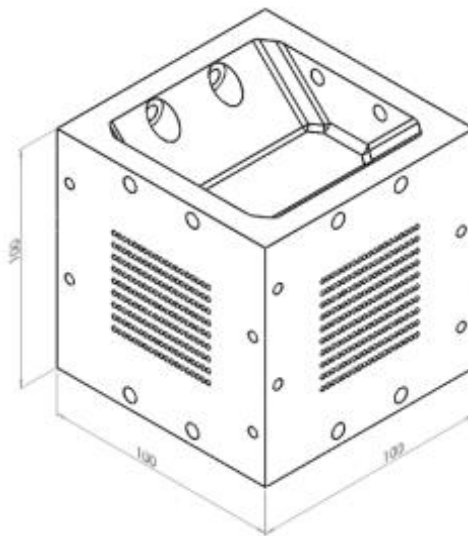
É possível determinar se a quantidade de calor está correta numericamente, utilizando a primeira lei da termodinâmica aplicada à sistemas abertos, onde há vazão de

massa através do sistema. Aplicando a equação da energia no formato  $q = \dot{m}c_p\Delta T$  para o ramal quente, é obtido o erro percentual entre a quantidade de calor trocada em cada ramal estimada. Para todos os casos essa diferença ficou abaixo de 1%.

#### 4.1.2 Comparação com trocador cruzado

É interessante uma comparação entre os resultados de troca térmica entre o trocador de calor em Z analisado e o trocador de calor cruzado apresentado por Silva (2021). Ambos os trocadores possuem dimensões similares e consideram o mesmo material, sendo a geometria em Z de comprimento maior. A Figura 27 apresenta a configuração do trocador cruzado analisado Silva (2021).

Figura 27 – Trocador de calor cruzado analisado por Silva (2021)



Fonte: Silva (2021)

A Tabela 8 traz a comparação entre as principais dimensões do trocador cruzado analisado por Silva (2021) e as dimensões do trocador em Z analisado neste trabalho. Ressalta-se aqui que o diâmetro real dos canais na geometria fabricada e analisada no trabalho de Silva (2021) varia entre 1,83 e 11,70 dependendo da configuração de impressão dos canais por SLM.

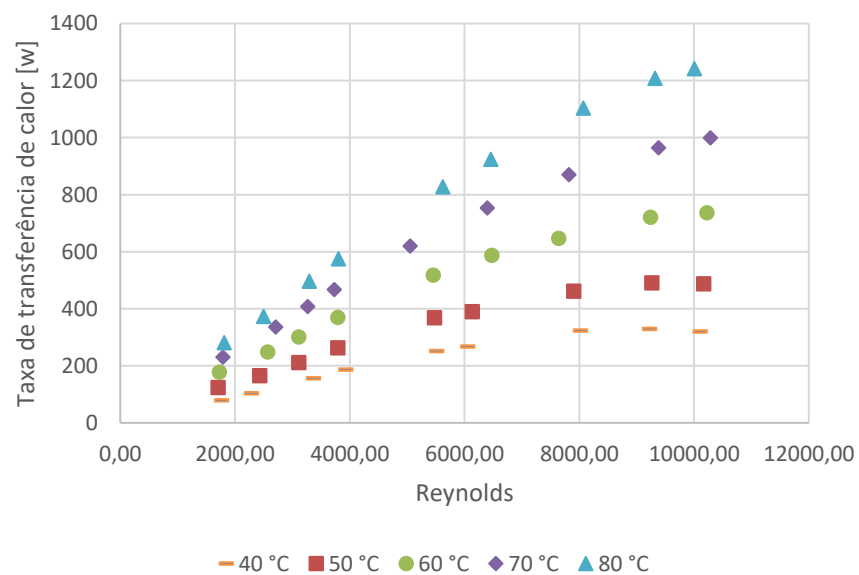
Tabela 8 - Comparação das dimensões dos trocadores em Z e cruzado

	Trocador em Z	Trocador cruzado (Silva (2021))
Largura - x	100 mm	100 mm
Altura - y	100 mm	100 mm
Comprimento - z	240 mm	100 mm
Diâmetro dos canais	2 mm	1,83 a 1,70 mm
Distância entre canais (entre centros de canais)	2,5 mm	2,5 mm
Número total de canais quentes	171	171
Número total de canais frios	190	190

Fonte: Autor (2022).

A partir dos dados de Silva (2021), o mesmo tipo de gráfico da Figura 26 foi construído para a quantidade de calor trocado pelo número de Reynolds no ramal frio para o trocador de calor cruzado analisado por Silva (2021). É interessante notar que a tendência do aumento gradual da quantidade de troca de calor entre os trocadores é semelhante.

Figura 28 - Quantidade de calor experimental para trocador de calor cruzado



Fonte: Silva (2021).

Outro resultado interessante sobre a Figura 26 é que a taxa de transferência de calor nos dois últimos casos das curvas de temperatura de 40°C e 50°C têm aproximadamente o mesmo valor mesmo para Reynolds diferentes. Da mesma maneira que os resultados finais obtidos por Silva (2021) em seu trocador. O autor comenta em sua dissertação que isso ocorre devido ao aumento da temperatura de entrada do ramal frio gerado pela insuficiência de armazenamento de ar no compressor. Como os casos analisados tem exatamente os mesmos dados de entrada obtidos por Silva (2021) essa tendência se manteve.

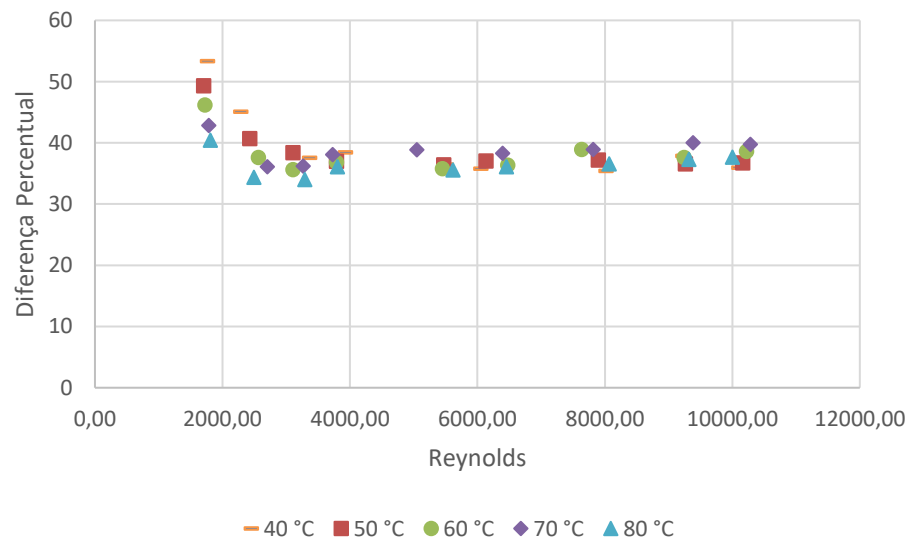
É interessante também notar a diferença percentual da troca de calor entre ambos por unidade de volume. A Figura 29 traz uma comparação percentual entre trocadores. O trocador de calor em Z possui um volume 2,4 vezes maior que o analisado por Silva (2021) e possui uma quantidade de calor total trocada superior, entre 30% a 40% a mais, quando comparado com o trocador de calor compacto de escoamento cruzado. Porém quando comparada a troca de calor total dividida pelo volume total do trocador é possível visualizar que a troca de calor por unidade de volume é maior para a configuração cruzada analisada por Silva (2021) para os casos analisados aqui. A Tabela 9 indica essa diferença para o caso de temperatura de entrada do ramal quente de 80°C e  $Re = 10.000$ . A tendência se mantém para os demais casos, indicando uma troca de calor por unidade de volume do trocador entre 30 a 40% maior para o trocador cruzado para as condições analisadas. Cabe ressaltar que as simulações consideraram um trocador com paredes adiabáticas, ou seja, não foi modelado o efeito do ambiente, e que este deve ser um motivo a se levar em consideração quando os experimentos forem realizados e, provavelmente, as taxas de transferência de calor podem ser menores ainda. A quantidade de calor pode aumentar ou diminuir se for analisado casos em que o escoamento está concorrente, uma vez que a configuração analisada aqui para a geometria Z considera apenas a configuração paralela, que apresenta trocas de calor mais baixas do que a configuração concorrente. Outro fato não analisado aqui e que afeta a troca térmica é a diferença de diâmetro entre os canais fabricados no estudo de Silva (2021) e os diâmetro fixo considerado neste trabalho, que podem chegar a ser 17% maior para o caso de geometria Z.

Tabela 9 - Comparação de troca de calor por volume do trocador entre geometria Z e trocador cruzado de Silva (2021)

	Trocador em Z	Trocador cruzado (Silva (2021))
Volume total [m <sup>3</sup> ]	0,0024	0,001
Taxa de transferência de calor por volume para Re =10.000 e temperatura de entrada quente de aproximadamente 80°C [W/m <sup>2</sup> ]	760.416	1241.000

Fonte: Autor (2022).

Figura 29 - Diferença percentual entre a quantidade de calor trocado por volume do trocador entre os trocadores



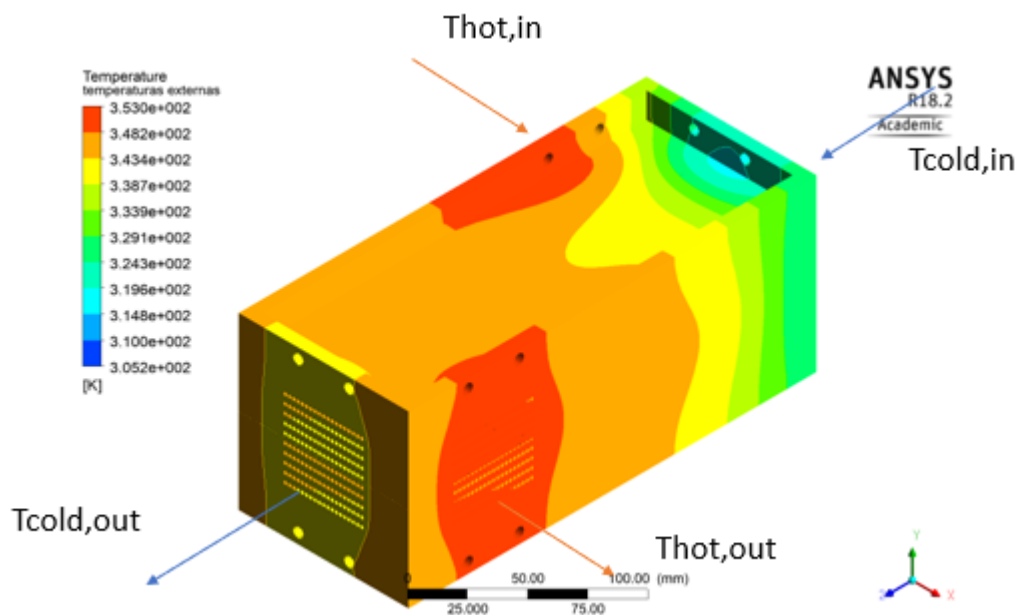
Fonte: Autor (2022).

Ressalta-se que na figura acima a taxa de calor por volume do trocador é maior para o trocador cruzado, indicando que a configuração em Z apresenta valores de 30 a 40% menores de troca de calor por volume de trocador para os casos analisados.

Pode-se notar que para escoamentos laminares, a diferença é maior ainda. Isto pode ocorrer devido ao erro associado ao modelo usado para a turbulência, que para números de Reynolds abaixo do limite (2300) tende a ser maior uma vez que ambos os fluidos foram prescritos com a mesma modelagem de turbulência.

A Figura 30 ilustra a distribuição de temperaturas esperada para o trocador de calor. O caso escolhido para a visualização da figura foi o de maior taxa de transferência de calor:  $79,83^{\circ}\text{C}$  no ramal quente,  $27,63^{\circ}\text{C}$  no ramal frio, e vazão de  $0,2677\text{ kg/s}$  e  $0,0499\text{ kg/s}$  nos ramais quentes e frios, respectivamente. Esta é a distribuição de temperaturas externa para condição de trocador adiabático, ou seja, não há troca de calor com o ambiente e desta maneira o mapa de temperaturas não está sujeito as variações do ambiente. Outro aspecto é que ao serem realizados os experimentos, a condução de calor com os inúmeros aparelhos ligados ao trocador também pode influenciar na distribuição de temperaturas. Porém, é interessante notar como é a distribuição da temperatura devido a geometria interna do trocador de calor. Ela varia de acordo com os canais internos e tendem a ser maiores na região onde há o escoamento cruzado.

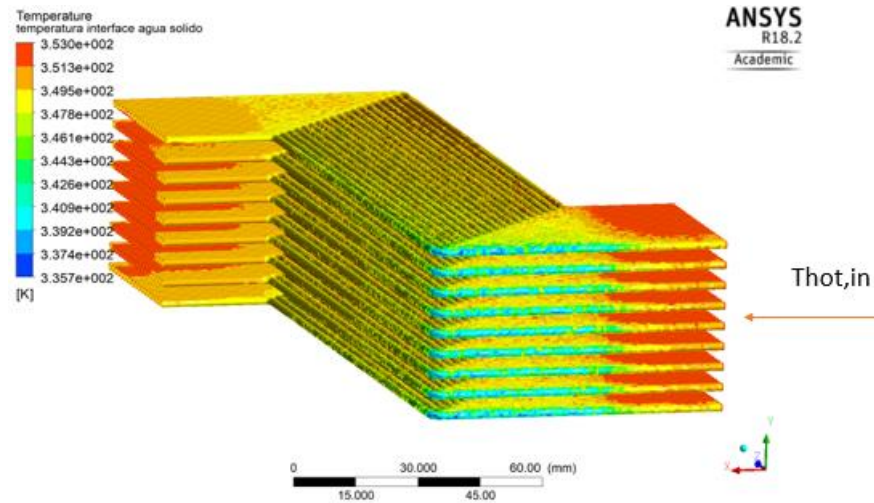
Figura 30 - Temperatura externa do trocador



Fonte: Autor (2022).

Para ilustrar melhor como a temperatura está distribuída entre os ramais, as Figura 31 e Figura 32 trazem as faixas de temperaturas locais para os fluidos quente e frio. Na Figura 31 há a variação da temperatura na interface fluido quente-sólido e mostra quais as regiões refrigeram primeiro em relação as outras. A tendência apresentada é a de que para os joelhos mais afastados da entrada do ramal quente do trocador, a temperatura é bem menor, mas esta acaba aumentando ao longo do trocador e estabiliza na temperatura de saída média de  $78,197^{\circ}\text{C}$ .

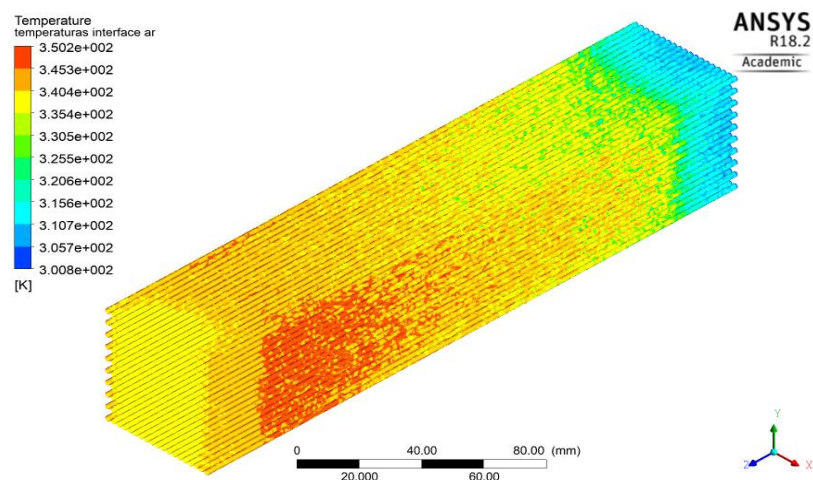
Figura 31 - Temperatura nas interfaces fluido quente-sólido



Fonte: Autor (2022).

Na Figura 32 está a distribuição de temperaturas na interface entre o fluido frio e o sólido. A temperatura começa a crescer quando os ramais passam pelos tubos do ramal quente (condição de escoamento cruzado) continuam aumentando na seguinte seção (condição de escoamento paralelo) e chegam ao seu máximo na seção onde há a dobra dos tubos (novamente condição de escoamento paralelo) e reduzem levemente ao saírem da região onde o escoamento quente está localizado. Embora tenha esse aumento na segunda interação de ramais cruzados, o gradiente térmico é muito maior na primeira região de interação contracorrente.

Figura 32 - Temperatura interface fluido frio-sólido



Fonte: Autor (2022).



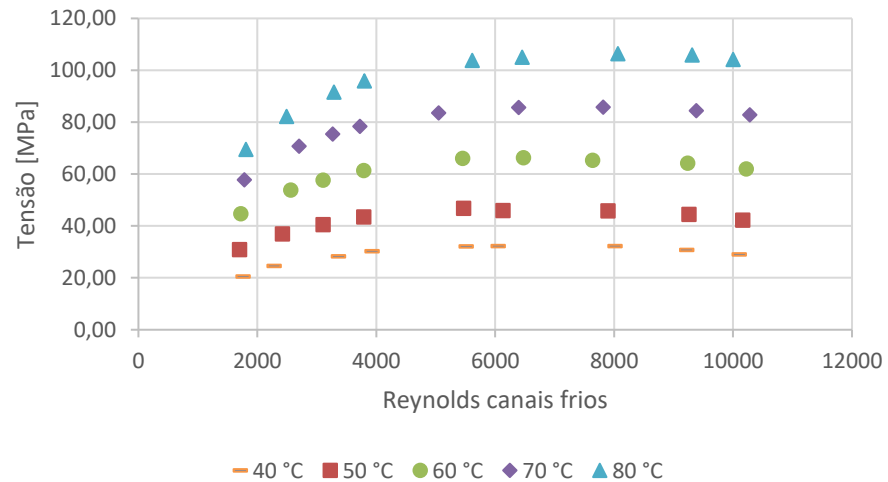
A partir desse gradiente de temperatura, a distribuição de temperaturas no trocador de calor pode ser determinada e assim as tensões térmicas associadas a cada caso simulado. A próxima seção traz a análise estrutural do trocador de calor para cada caso.

## 4.2 ANÁLISE ESTRUTURAL

A partir da solução para o campo de temperaturas obtido através da solução das equações de Navier-Stokes utilizando o programa Ansys CFX, é possível calcular a tensão nos elementos utilizando o método de elementos finitos. Importando os resultados obtidos para os campos de temperatura para o pacote do Structural do Ansys, foram calculadas 45 versões diferentes para o campo de tensões dentro do trocador. Para cada caso obteve-se a tensão máxima e mínima de von Mises, a deformação máxima e mínima e os fatores de segurança estático e de fadiga. A seguir, serão apresentados estes resultados

A Figura 33 traz a tensão máxima obtida devido as tensões térmicas na entrada do ramal quente e pelo número de Reynolds no ramal frio. Segundo Virkkunen (2001) a tensão térmica aumenta com o gradiente de temperatura no interior do sólido. Nota-se que a partir de um Reynolds de aproximadamente 5000 as faixas de tensão de estabilizam e tem uma ligeira queda a partir de 10000. Esse comportamento está relacionado com o gradiente térmico que depende das temperaturas de entrada nos ramais e do valor das vazões mássicas. Os valores de entrada foram retirados do experimento feito por Silva (2021) e estes não eram constantes, pois dependem do equipamento de bombeamento e consequentemente os valores de temperatura aumentaram. O gradiente acabou ficando semelhantes para alguns casos. O último caso de tensão curiosamente reduz, justamente porque a temperatura de entrada do ramal frio aumenta e isso reduz o gradiente térmico e consequentemente as tensões.

Figura 33 - Tensão máxima no trocador

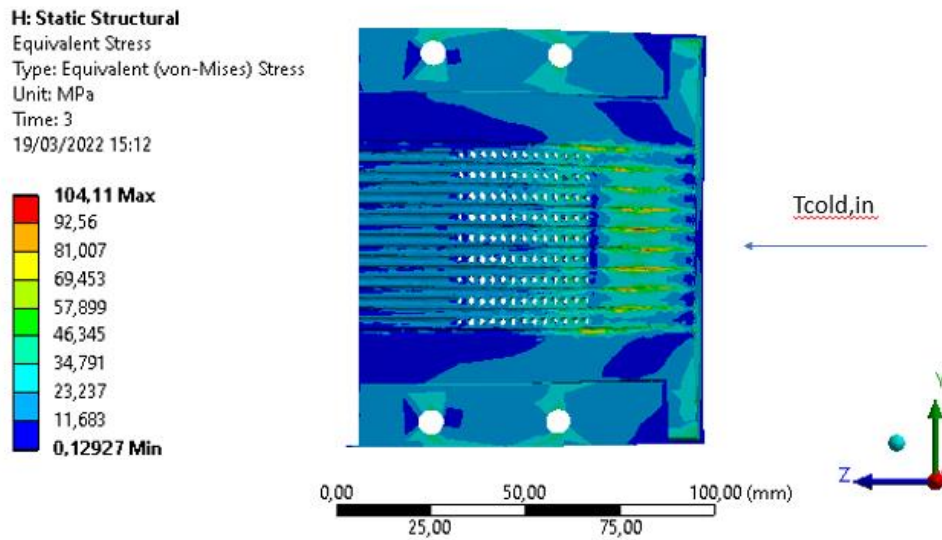


Fonte: Autor (2022).

É interessante também visualizar onde as maiores tensões ocorrem no trocador de calor. A Figura 34 traz a localização dos locais com os maiores valores de tensões no trocador. Como indicado na figura, as tensões maiores ocorrem nas seções de entrada do trocador, que vai de encontro com a teoria anteriormente apresentada. Essa é a região de maior gradiente térmico, de modo que é a região crítica do trocador de calor. As tensões nas paredes podem chegar até 100 MPa de tensão dependendo das configurações de temperatura e vazão mássicas nos ramais do trocador de calor. Essas tensões podem aumentar para possíveis condições externas de restrição do trocador e dependem de como será a montagem do trocador durante os experimentos. Um estudo mais aprofundado levando em conta essas novas condições de restrição (como suporte de mesa, parafusos e bocais de entrada dos ramais) é recomendado.

Mesmo tendo uma tensão máxima nos casos de 106 MPa, ela ainda está muito abaixo da máxima tensão de escoamento do material.

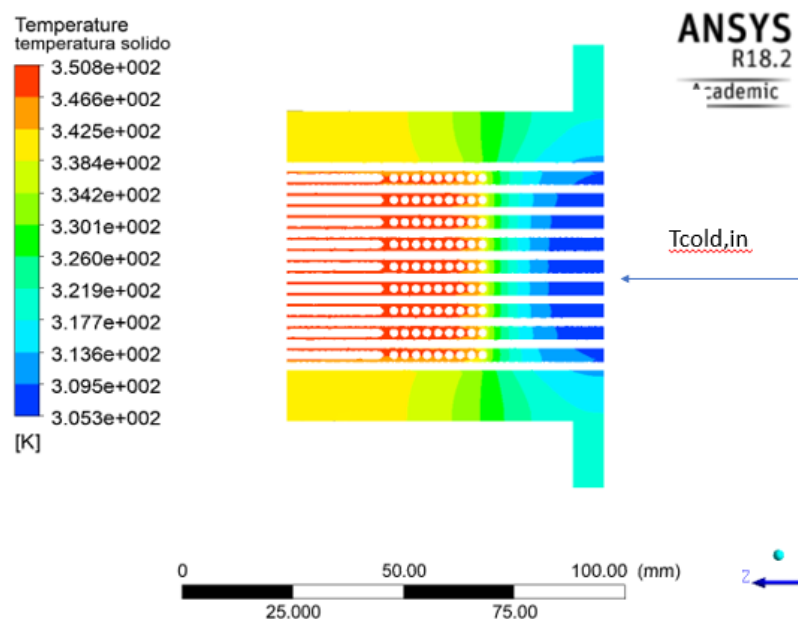
Figura 34 - Máximas tensões no trocador



Fonte: Autor (2022).

As maiores tensões não ocorrem onde estão as maiores deformações, justamente devido a contenção da expansão devido ao fluido que está continuamente resfriando o trocador. A Figura 35 traz o gradiente de temperatura para a mesma região da Figura 34. Deste modo, pode-se comparar o gradiente térmico na região e como ele está relacionado com o campo de tensões.

Figura 35 - Gradiente térmico no trocador



Fonte: Autor (2022).

A região em que está o escoamento cruzado possui os maiores gradientes de temperatura, dessa forma, as maiores tensões térmicas ocorrem na região de encontro entre o fluido frio e o fluido quente próximos a região de entrada do trocador de calor.

Uma análise interessante também é a do Fator de segurança. Segundo Hibbeler (2011), o fator de segurança é a razão entre a carga de ruptura do material e a tensão admissível. Geralmente adota-se valores maiores que um, pois permite uma segurança sobre alguma variável incerta num projeto. Para as diferentes tensões encontradas no trocador durante as simulações, calculou-se também os fatores de segurança para as máximas tensões no material, tanto o fator de segurança de ruptura quanto o fator de segurança da vida em fadiga.

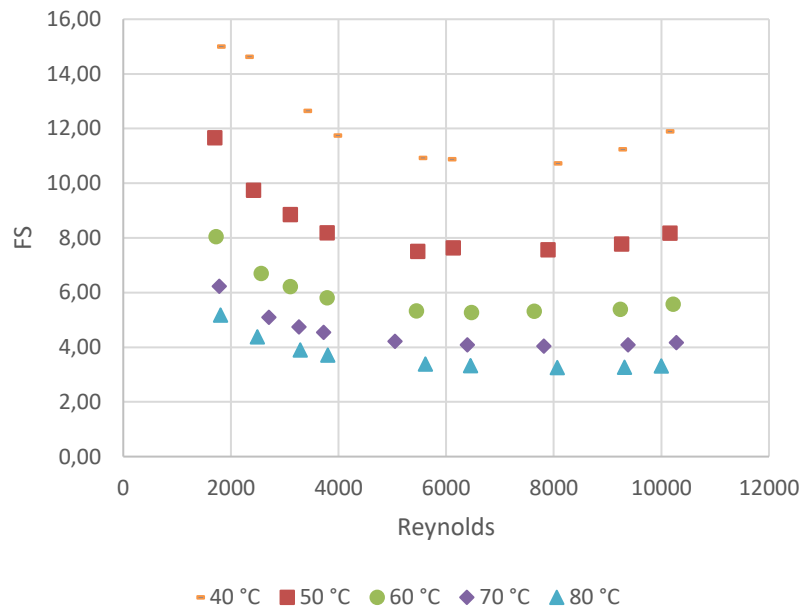
É notável que a forma geral do gráfico é inversa ao do gráfico apresentado na Figura 33. Era esperado, pois no cálculo do Fator de Segurança, a tensão máxima está no denominador da expressão. Embora para as cargas aplicadas o trocador possua uma vida infinita, é interessante notar como o fator de segurança para a vida em fadiga cai muito mais rápido devido as cargas térmicas aplicadas. A Figura 37 traz o Fator de Segurança para a fadiga do material. Para calcular o fator de segurança e vida em fadiga, adotou-se o modelo de Goodman por ser bom para uma primeira aproximação e ser mais conservativo (NORTON; 2013).

Os fatores de segurança dependem das tensões térmicas, que por sua vez estão ligadas aos gradientes térmicos para cada caso simulado. Desse modo, o comportamento dos fatores de segurança para cada faixa de temperatura e Reynolds possui um comportamento semelhante ao gráfico das tensões internas, mas invertido. Pois à medida que as tensões associadas aumentam ou diminuem, o fator de segurança diminui e aumenta da mesma maneira. A determinação do fator de segurança para os casos tem por objetivo analisar visualmente, o quão longe da falha estática ou dinâmica a peça está. Depende inteiramente dos gradientes térmicos para o tipo de restrição adotado na hora de efetuar as simulações estruturais. Restrições externas devem diminuir ainda mais o fator de segurança dependendo do tipo das restrições e qual será a intensidade delas. Simular a expansão térmica considerando o acoplamento do trocador de calor com os bocais de entrada e saída de fluido, suporte por parafusos pode trazer mais informações de como é a distribuição de tensão e o fator de segurança do trocador de calor Z.

A Figura 36 traz os fatores de segurança estáticos para cada caso de tensão máxima de von Mises analisado. Para os menores gradientes térmicos, tem-se os maiores fatores de

segurança. A tensões variam de 20,6 MPa até 106,47 MPa. Lembrando que esses valores são obtidos para a livre expansão térmica do material, e as tensões térmicas são resultado da restrição interna devido o escoamento do fluido frio.

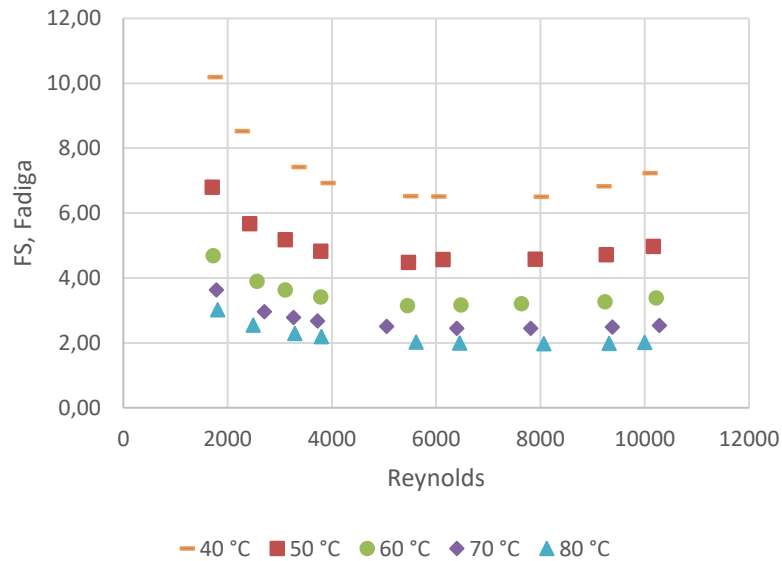
Figura 36 - Fator de Segurança estático



Fonte: Autor (2022).

Para a Figura 37 os fatores de segurança são bem menores, pois levam em conta a vida em fadiga do material e são calculados utilizando a equação (29) utilizando o modelo de Goodman para a predição do fator de segurança. Os fatores de segurança foram calculados utilizando o modelo estrutural aplicado no Ansys, e levaram em consideração a curva de fadiga do material apresentado por hammad *et al.* (2012). Para todos os casos analisados, houve a vida infinita do trocador de calor.

Figura 37 - Fator de Segurança para vida em fadiga



Fonte: Autor (2022).

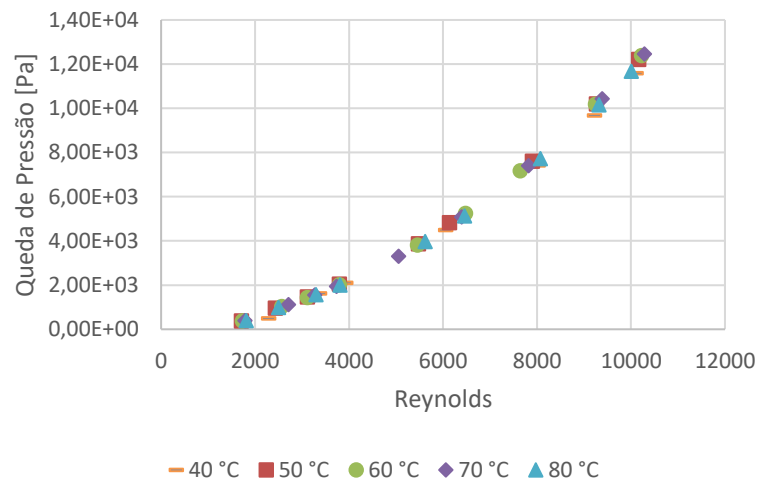
Em relação a condição de contorno adotada para realizar o cálculo das tensões e dos fatores de segurança, diversas configurações foram inicialmente estudadas, de forma a representar como o trocador se comportaria em serviço, quais seriam as restrições do sólido quando montado. Cada tipo de restrição imposta teve uma tensão máxima associada. Foram testadas restrições nas laterais, na parte superior, inferior e nos furos dos parafusos, todas elas deram resultados diferentes, de vida em fadiga menores e até mesmo falha total do material para temperaturas baixas como 40°C e 50°C, pois como as restrições limitam o movimento e a deformação do sólido, as tensões aumentaram proporcionalmente. Deste modo, um estudo mais profundo das restrições se mostrou muito importante pois dependendo de onde eram dispostas as restrições, as tensões internas do trocador aumentavam muito, levando até a falha catastrófica para algumas condições de entrada do trocador. Como dito por Virkkunen (2001), as restrições internas ou externas levam a aumento das tensões sofridas pela geometria. O tipo de restrição escolhido foi o de livre de restrições, mas sem movimento e sem rotação nos eixos coordenados, e a face escolhida para a restrição pode deformar. Assim, a única forma de restrição a expansão térmica foi o escoamento frio, resultando na tensão máxima na região de maior gradiente térmico.

### 4.3 QUEDA DE PRESSÃO

A queda de pressão ao longo dos tubos retos foi investigada também com o objetivo de identificar a precisão do modelo numérico de perda de carga utilizado uma vez que o trocador analisado não possui até o momento dados experimentais para validação. Desta forma é possível ter uma estimativa se a quantidade de volumes utilizado nos ramais quentes e frios era suficiente para levar em conta os efeitos viscosos do escoamento. Considerando que a camada limite térmica se desenvolve com um menor comprimento de camada limite do que a camada limite viscosa essa informação é interessante para analisar a validade dos dados encontrados neste estudo. Apenas o canal circular reto (ramal frio) foi analisado aqui por apresentar resultados bastante validados na literatura.

Os dados contidos na Figura 38 foram obtidos utilizando o código em MATLAB disponibilizado no Apêndice B. Para o cálculo, utilizou-se a equação de Colebrook para números de Reynolds maiores que 2300. Para valores menores que 2300, considerou-se o caso laminar, em que vale o fator de atrito igual a  $f = 64/Re$ .

Figura 38 - Queda de pressão teórica pra canal circular reto com escoamento desenvolvido

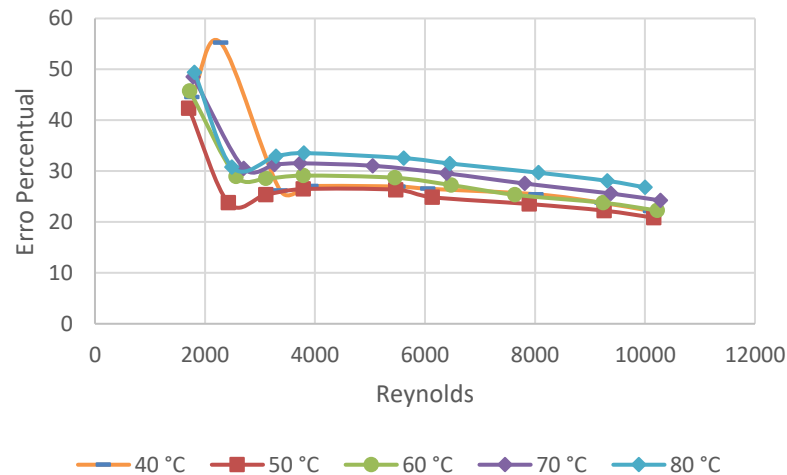


Fonte: Autor (2022).

A partir dos casos simulados, foram obtidos os valores da queda de pressão ao longo dos canais retos. A queda de pressão simulada foi calculada a partir da diferença direta entre a pressão de entrada e a pressão de saída. Desta forma, pode-se comparar a queda de pressão teórica e a simulada. A Figura 39 mostra o erro percentual entre a teórica e a

simulada, onde o modelo numérico apresentou uma queda de pressão maior do que a indicada pela teoria. Não foi considerado aqui um ajuste nos termos de densidade do ar devido a baixa variação de temperatura do mesmo (máximo de 30°C nos casos analisados).

Figura 39 - Erro percentual da queda de pressão para canal reto circular totalmente desenvolvido



Fonte: Autor (2022).

É perceptível como o erro percentual diminui com o aumento do número de Reynolds. Isso ocorre devido ao erro associado ao modelo escolhido para a turbulência ( $k - \epsilon$ ). Experimentos feitos por Abdulwahid, Dakhil e Injeti (2013) para predição da turbulência utilizando o modelo  $k - \epsilon$ , mostram que para Reynolds maiores que 28.000,00 a predição do modelo tende a estar de acordo com os dados experimentais. Os resultados obtidos parecem tender a este valor. Versteeg e Malalasekera (2007) comentam em seu livro que para números de Reynolds mais baixos, é necessário um grid muito grande próximo a parede, o que seria factível para geometrias simples. Como o trocador possui mais de 190 canais no ramal frio, torna-se inviável aumentar o número de volumes próximo a parede. A parte computacional é crítica e tornaria a solução por volumes finitos demasiada longa. Optou-se por monitorar os erros de queda de pressão para que eles estejam dentro de um patamar esperado.



## 5. CONCLUSÃO

A análise térmica e estrutural de trocadores de calor é imprescindível para determinar a qualidade e o tempo de vida esperado para trocadores de calor. O presente estudo analisou quarenta e cinco casos e determinou a quantidade de calor e as tensões máximas associadas para cada um, utilizando um trocador de calor compacto Z, com aço 316L como material. Ainda foi considerada a hipótese de ele ser construído a partir do método de fabricação de SLM para escolha das propriedades mecânicas e térmicas do aço.

As taxas de calor de troca entre ramais foram apresentadas para o trocador de calor de geometria Z e comparadas com dados de taxa de calor do trocador de calor fabricado por SLM de configuração cruzada e dimensões de canais semelhante apresentado por Silva (2021). Nesta comparação foi identificado que apesar da troca de calor entre ramais ser maior para a geometria Z quando analisado o mesmo caso, a troca de calor por volume total do trocador se mostrou na realidade de 30 a 40% menor para a geometria Z devido ao volume 2,4 vezes maior desta geometria, quando comparada com a geometria do trocador cruzado de Silva (2021). Porém é importante destacar que a direção do escoamento analisada no trocador de geometria Z foi paralela, e essa quantidade pode variar significativamente ao trocar a direção do fluido de um dos ramais para configuração de contracorrente. Outro fator interessante é que as curvas de taxa de transferência de calor tiveram a mesma tendência que a apresentada pelo trocador experimental, desse modo, exibindo até o mesmo comportamento em alguns casos, devido o aumento da temperatura de entrada do fluido frio devido a falha nos equipamentos de teste de manter o fluxo de massa constante. Esse fato indica que os resultados encontrados pelo modelo numérico para o trocador em Z seguem uma tendência encontrada em análises experimentais semelhantes.

As simulações evidenciaram as regiões de maiores gradientes térmicos como as localizações das maiores tensões térmicas, como indicado na teoria. A região de maiores gradientes térmicos, e consequentemente, maiores tensões térmicas, está localizada na entrada do trocador de calor, mais especificamente onde há o escoamento cruzado entre os ramais quente e frio, pois as tensões térmicas dependem das restrições externas ou internas, de modo que as únicas restrições foram internas (escoamento do fluido frio). Entretanto, os maiores gradientes térmicos demonstraram maiores trocas de calor o que traz à tona o fato de que trocadores de calor tenderão a ter vida reduzida quando operarem em situações de maiores trocas de calor de troca de calor., sendo por isso importantes análises de tensão térmica neste tipo de trocador.

As seguintes adaptações são sugeridas, para trabalhos futuros:

- Analisar o sistema para outras configurações de fluidos (água-água, óleo-água, óleo-óleo);
- Analisar para diferentes direções de escoamento (escoamento contracorrente);
- Otimizar a quantidade de volumes nas interfaces sólido-fluido;
- Analisar a vida em fadiga para restrições externas ao trocador, como posição de fixadores;
- Análise experimental do trocador para validar o modelo numérico.

## REFERÊNCIAS

- ABDULWAHID, M. A.; DAKHIL, S. F.; INJETI, N. K. Numerical investigation of the turbulent flow parameters distribution in a partly perforated horizontal wellbore. **European Scientific Journal**. San Cristóbal de La Laguna, p. 372-387. nov. 2013.
- ALVARENGA JÚNIOR, Álvaro. **Avaliação experimental dos efeitos da fadiga térmica nas propriedades mecânicas de um aço inoxidável austenítico**. 2006. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2006.
- ALVARENGA, A. R.; SILVEIRA, R. A. M. Efeito das tensões residuais na análise avançada de estruturas simples de aço. *In*. XXXII Jornadas Sul-americanas de Engenharia Estrutural. **Anais [...]** Campinas, 22 a 26 de maio de 2006. Disponível em [https://www.researchgate.net/publication/273741077\\_EFEITO\\_DAS\\_TENSOES\\_RESIDUAIS\\_NA\\_ANALISE\\_AVANCA\\_DE ESTRUTURAS\\_SIMPLES\\_DE\\_ACO](https://www.researchgate.net/publication/273741077_EFEITO_DAS_TENSOES_RESIDUAIS_NA_ANALISE_AVANCA_DE ESTRUTURAS_SIMPLES_DE_ACO). Acesso em: 29 out. 2019.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **E1823-96**. Standard practice for conducting force controlled constant amplitude axial fatigue test of metallic materials. ASTM, 1996.
- AMERICAN SOCIETY OF METALS. Fatigue and fracture. 2592 p.
- BACCI, T. *et al.* Experimental and CFD analyses of a highly loaded gas turbine blade. *In*: 72° Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association. Lecce, 6 a 8 de setembro de 2017. Disponível em <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217337591>. Acesso em: 30 de out. 2019.
- BAKHTIARI-NEJAD, F.; SAFFARI, R. Modified finite elements method to investigate vibrations of the main cables in suspended bridges. **Engineering Structures**, [S.L.], v. 216, p. 110701, ago. 2020. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engstruct.2020.110701>.
- BANNANTINE, J. A.; COMER, J. J.; HANDROCK, J. L.; **Fundamentals of metal fatigue analysis**. New Jersey: Prentice Hall, 1989.
- CAVACECE, M.; VALENTINI, P. P. An investigation on fatigue failure of turbine blades of aircraft engines by high cycles fatigue test. **International Journal Computer Applications in Technology**, v. 28, n. 4, p. 275-280, jan. 2007.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: McGraw-Hill, 2011. 1035 p.
- COOK, R. D. Finite Element Modeling for Stress Analysis. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1995.
- FISH, J.; BELYTSCHKO, T. **A First Course in Finite Elements**. Chichester: John Wiley & Sons, 2007. 344 p.
- FISSOLO, A. *et al.* Prediction of cracking under thermal fatigue. *In*. ECF 13, European Conference on Fracture. San Sebastian, 6 a 9 de setembro de 2000. Disponível em:

[https://www.researchgate.net/publication/264974426\\_Prediction\\_of\\_cracking\\_under\\_thermal\\_fatigue](https://www.researchgate.net/publication/264974426_Prediction_of_cracking_under_thermal_fatigue). Acesso em 01 de out. 2019.

FORREST, P. G. **Fatiga de los metales**. Bilbao: Urmo, 1972.

FORREST, P. G.; ARMSTRONG, K. B. The thermal fatigue resistance of nickel-chromium alloys. **Joint International Conference on Creep**. v. 178, n. 1, p. 3-1 a 3-1, jun. 1963.

FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: Grupo Editorial Nacional, 2010. 710 p.

GURNEY, T. R. **Fatigue welded structures**. 2. ed. Cambridge University Press, 1968.

HAKALA, J; HÄNNINEN, H.; AALTONEN, P. Stress corrosion and thermal fatigue – experiences and countermeasures in austenitic ss pipings of finnish bwr-plants. **Nuclear Engineering and Design**, v. 119, p. 389-398, ago. 1990.

HESSELGREAIVES, J. E.; LAW, R.; REAY, D. A.; **COMPACT HEAT EXCHANGERS: selection, design and operation**. 2. ed. Oxford: Elsevier, 2017. 488 p.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson, 2011. 639 p.

IAN, P.; SHAO, X.; DU, J. Finite Element Analysis of Thermal Stress and Thermal Deformation in Typical Part during SLM. **Applied Sciences**, [S.L.], v. 9, n. 11, p. 2231, 30 maio 2019. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/app9112231>.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor**. 7. ed. Rio de Janeiro: Grupo Editora Nacional, 2014. 1699 p.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**, Third Edition. Hoboken: CRC Press, 2012.

KASSNER, M. E.; PRADO, M. T. P. **Fundamentals of creep in metals and alloys**. Amsterdã: Elsevier Science, 2004.

MOHAMMAD, K. A. *et al.* Fatigue behavior of Austenitic Type 316L Stainless Steel. **Iop Conference Series: Materials Science and Engineering**, [S.L.], v. 36, p. 012012, 18 set. 2012. IOP Publishing. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899x/36/1/012012>.

MUKHERJI, B. P. V. S. An investigation of transient thermal analysis of 1° stage gas turbine blade manufactured by directional solidification and mechanically alloyed nickel-based superalloys. **International Journal of Advanced Science and Technology**. v. 85, p. 17-28, 2015.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4 ed. Porto Alegre. Bookman. 2013.

OBEIDI, M. A. *et al.* Comparison of the porosity and mechanical performance of 316L stainless steel manufactured on different laser powder bed fusion metal additive manufacturing machines. **Journal Of Material Reserach And Technologfy**. [S.I.], p. 2361-2374. 15 jun. 2021. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2021.06.027>. Acesso em: 19 mar. 2022.

OSDEZ, J. *et al.* Plastic zone evolution during fatigue crack growth: digital image correlation coupled with finite elements method. **International Journal Of Solids And Structures**, [S.L.], v. 171, p. 92-102, out. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2019.04.032>.

RAO, A. G.; YIN, F. Performance analysis of an aero engine with inter-stage turbine burner. **The Aeronautical Journal**, v. 121, p. 1605-1626, set. 2017.

RAO, S. S. **The Finite Element Method in Engineering**. 5. ed. Florida: Elsevier, 2011. 727 p.

SAXENA, Parth *et al.* Effect of SLM process parameters on hardness and microstructure of stainless steel 316 material. **Materials Today: Proceedings**, [S.L.], v. 50, p. 1653-1659, 2022. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.matpr.2021.09.144>.

SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.

SILVA, R. P. P. da. **ANALISE TÉRMICA E HIDRODINÂMICA DE TROCADORES DE CALOR COMPACTOS FABRICADOS POR MANUFATURA ADITIVA**. 2021. 116 f. Dissertação (Doutorado) - Curso de Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas, Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2021.

SILVA, R.P.P. *et al.* Thermal and hydrodynamic analysis of a coMPact heat exchanger produced by additive manufacturing. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 193, p. 116973, jul. 2021. Elsevier BV.

SOCIE, D.; BANNANTINE, J. **Bulk deformation fatigue damage models**. Keystone, Materia Science and Engineering: A, 1988.

SOUSA, S. A. **Ensaio mecânicos de materiais metálicos**. 5 ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1982.

SPERA, D. A.; MOWBRAY, D. F. **Thermal fatigue of materials and components**. Philadelphia: ASTM Special Technical Publication 1975.

VENUVINOD, P. K.; MA, W. **Rapid prototyping: laser-based and other technologies**. Boston: Kluwer Academic, 2004.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: the finite volume method**. 2. ed. Essex: Pearson Education Limited, 2007. 517 p.

VIRKKUNEN, Iikka.; **Thermal fatigue of austenitic and duplex stainless steels**. 2001. Tese (Doutorado em Ciência e Tecnologia) – Helsinki University of Technology, Espoo, 2001.

WINTERSTEIN, S. R. Nonlinear vibration models for extremes and fatigue, **Journal of Engineering Mechanical ASCE**, v. 114, p. 1772-1790, 1988.

## APÊNDICE A – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

Tabela 10 - Resultados análise térmica

$T_{hot,out}$	$T_{cold,out}$	$\dot{m}_{hot}$	$\dot{m}_{cold}$	$v_{hot}$	$v_{cold}$	Re,cold	Re,hot
°C	°C	kg/s	kg/s	m/s	m/s	ad	ad
40,12	38,48	0,25	0,01	0,47	12,47	1764,12	1431,37
40,13	38,20	0,25	0,01	0,47	16,16	2285,34	1430,80
39,84	37,34	0,25	0,02	0,48	23,81	3367,87	1445,05
39,96	37,13	0,25	0,02	0,48	27,78	3929,18	1445,05
39,86	36,42	0,25	0,03	0,48	38,98	5512,88	1449,04
39,85	36,28	0,26	0,03	0,48	42,80	6054,15	1461,58
39,77	35,83	0,26	0,04	0,48	56,69	8018,74	1459,87
39,75	35,73	0,25	0,05	0,47	65,20	9221,55	1438,21
39,75	35,83	0,25	0,05	0,47	71,43	10103,61	1439,92
49,93	47,60	0,26	0,01	0,48	12,05	1703,98	1744,24
49,88	46,92	0,26	0,01	0,48	17,15	2425,67	1742,90
49,81	46,31	0,26	0,02	0,48	21,97	3107,26	1715,36
49,73	45,70	0,25	0,02	0,47	26,79	3788,85	1707,30
49,63	44,62	0,25	0,03	0,47	38,69	5472,79	1693,87
49,59	44,45	0,25	0,03	0,47	43,37	6134,34	1704,61
49,51	43,84	0,25	0,04	0,47	55,84	7898,46	1693,20
49,46	43,63	0,25	0,05	0,47	65,48	9261,64	1687,82
49,46	43,72	0,25	0,05	0,46	71,86	10163,75	1671,70
59,86	56,46	0,27	0,01	0,50	12,19	1724,03	2095,59
59,79	55,41	0,27	0,01	0,50	18,14	2566,00	2086,96
59,74	54,75	0,26	0,02	0,49	21,97	3107,26	2070,50
59,69	54,00	0,27	0,02	0,49	26,79	3788,85	2079,91
59,52	52,49	0,27	0,03	0,50	38,55	5452,74	2089,31
59,45	51,91	0,27	0,03	0,50	45,78	6475,13	2090,10
59,43	51,50	0,27	0,04	0,50	54,00	7637,85	2085,39
59,35	50,97	0,27	0,05	0,49	65,34	9241,60	2083,83
59,30	50,91	0,26	0,05	0,49	72,29	10223,89	2057,96

69,70	65,29	0,27	0,01	0,51	12,61	1784,17	2468,40
69,55	63,69	0,27	0,01	0,51	19,13	2706,32	2469,30
69,47	62,84	0,27	0,02	0,51	23,10	3267,64	2457,60
69,44	62,21	0,27	0,02	0,51	26,36	3728,71	2453,10
69,25	60,59	0,27	0,03	0,51	35,72	5051,81	2453,10
69,13	59,42	0,27	0,03	0,51	45,21	6394,94	2458,50
69,00	58,50	0,27	0,04	0,51	55,28	7818,27	2468,40
68,93	57,87	0,27	0,05	0,51	66,33	9381,93	2467,50
68,88	57,69	0,27	0,05	0,51	72,71	10284,03	2470,20
79,59	74,25	0,27	0,01	0,51	12,80	1809,80	2797,47
79,49	72,80	0,27	0,01	0,51	17,63	2493,78	2782,21
79,32	71,21	0,27	0,02	0,51	23,28	3292,18	2792,68
79,34	70,40	0,27	0,02	0,51	26,88	3802,53	2789,61
78,95	67,72	0,27	0,03	0,50	39,72	5618,55	2763,15
78,86	66,86	0,27	0,03	0,50	45,63	6454,53	2753,95
78,60	65,33	0,27	0,04	0,50	57,04	8067,22	2746,57
78,40	64,49	0,27	0,05	0,50	65,87	9317,07	2744,67
78,20	64,17	0,27	0,05	0,50	70,72	10002,14	2728,58

Fonte: Autor (2022).

Tabela 11 - Resultados análise estrutural

$\Delta P_{hot}$	$\Delta P_{cold}$	<b>Qout</b>	<b>Qin</b>	<b>Sfmin</b>	<b>SF,</b> <b>fadiga</b>
<b>Pa</b>	<b>Pa</b>	<b>W</b>	<b>W</b>		
971,75	691,87	139,73	139,73	15,00	10,19
971,02	1109,15	178,12	178,468	14,63	8,52
989,55	2208,14	251,58	251,61	12,65	7,42
989,55	2891,37	294,74	294,77	11,75	6,93
994,50	5202,70	385,16	385,21	10,93	6,52
1011,10	6119,63	409,08	409,13	10,89	6,52
1008,85	9960,00	493,05	493,13	10,73	6,50
980,64	12701,20	514,08	514,18	11,25	6,83
982,86	14894,50	514,76	514,88	11,90	7,23

1036,06	667,27	196,16	196,16	11,67	6,80
1034,54	1268,43	275,33	275,35	9,75	5,68
1003,47	1969,35	344,04	344,07	8,86	5,18
994,50	2786,16	414,04	414,09	8,19	4,82
979,90	5271,01	557,93	558,00	7,51	4,48
991,52	6424,57	587,76	587,84	7,63	4,57
979,15	9952,89	692,55	692,66	7,57	4,58
979,15	13122,00	744,69	744,85	7,78	4,72
955,57	15430,60	751,55	751,75	8,18	4,97
1094,61	699,72	285,81	285,82	8,05	4,69
1086,05	1468,68	412,55	412,60	6,70	3,90
1069,78	2019,04	490,10	490,16	6,22	3,64
1079,06	2856,11	583,02	583,11	5,81	3,42
1088,38	5364,52	782,63	782,76	5,33	3,15
1089,16	7220,92	876,98	877,14	5,28	3,17
1084,49	9613,02	952,69	962,69	5,32	3,21
1082,94	13376,35	1071,42	1071,70	5,39	3,27
1057,46	15942,30	1105,20	1105,55	5,57	3,39
1149,59	764,59	374,13	374,19	6,23	3,63
1150,39	1620,41	557,52	557,64	5,09	2,97
1140,05	2258,71	658,15	658,30	4,75	2,78
1136,09	2843,90	737,95	738,13	4,55	2,68
1136,09	4810,83	944,10	944,34	4,22	2,51
1140,85	7227,44	1122,32	1122,59	4,09	2,45
1149,59	10228,80	1282,13	1282,44	4,05	2,45
1148,79	14029,50	1421,63	1422,03	4,09	2,49
1151,18	16455,80	1478,60	1479,08	4,17	2,54
1150,39	800,30	452,29	452,38	5,18	3,02
1138,47	1427,58	619,72	619,88	4,38	2,55
1147,21	2337,84	801,87	802,08	3,91	2,29
1144,82	3021,56	912,41	912,64	3,72	2,19
1124,24	5900,03	1250,40	1250,71	3,39	2,02
1117,35	7506,36	1382,88	1383,15	3,33	2,00



1111,06	10998,10	1621,97	1622,34	3,26	1,97
1110,27	14137,80	1773,69	1774,22	3,27	1,98
1097,74	15972,20	1825,32	1825,94	3,32	2,02

Fonte: Autor (2022).

Tabela 12 - Tensão e deformação

<b>Stress Max MPa</b>	<b>Stress Min MPa</b>	<b>Life, Cycles ciclos</b>	<b>Deformation Max mm</b>	<b>Deformation Min mm</b>
20,60	0,02	7,89E+10	4,36E-02	3,76E-03
24,64	0,02	7,89E+10	4,32E-02	3,56E-03
28,30	0,02	7,89E+10	4,20E-02	3,30E-03
30,32	0,03	7,89E+10	4,20E-02	3,22E-03
32,20	0,03	7,89E+10	4,12E-02	3,09E-03
32,22	0,03	7,89E+10	4,10E-02	3,08E-03
32,30	0,04	7,89E+10	4,04E-02	3,03E-03
30,75	0,04	7,89E+10	4,02E-02	3,09E-03
29,03	0,05	7,89E+10	4,03E-02	3,17E-03
30,87	0,03	7,89E+10	6,72E-02	5,83E-03
36,97	0,02	7,89E+10	6,64E-02	5,51E-03
40,50	0,02	7,89E+10	6,57E-02	5,31E-03
43,53	0,04	7,89E+10	6,51E-02	5,13E-03
46,88	0,05	7,89E+10	6,39E-02	4,91E-03
45,93	0,05	7,89E+10	6,37E-02	4,93E-03
45,84	0,05	7,89E+10	6,29E-02	4,88E-03
44,46	0,05	7,89E+10	6,26E-02	4,93E-03
42,24	0,07	7,89E+10	6,26E-02	5,02E-03
44,74	0,05	7,89E+10	9,09E-02	7,78E-03
53,84	0,02	7,89E+10	8,98E-02	7,31E-03
57,73	0,02	7,89E+10	8,91E-02	7,09E-03
61,37	0,08	7,89E+10	8,83E-02	6,88E-03
66,05	0,08	7,89E+10	8,67E-02	6,57E-03
66,32	0,08	7,89E+10	8,60E-02	6,51E-03

65,32	0,07	7,89E+10	8,56E-02	6,53E-03
64,19	0,08	7,89E+10	8,48E-02	6,54E-03
62,01	0,10	7,89E+10	8,46E-02	6,62E-03
57,79	0,04	7,89E+10	1,14E-01	9,75E-03
70,80	0,05	7,89E+10	1,13E-01	9,06E-03
75,44	0,02	7,89E+10	1,12E-01	8,80E-03
78,46	0,10	7,89E+10	1,11E-01	8,63E-03
83,65	0,12	7,89E+10	1,09E-01	8,28E-03
85,67	0,08	7,89E+10	1,08E-01	8,11E-03
85,79	0,10	7,89E+10	1,07E-01	8,03E-03
84,48	0,10	7,89E+10	1,06E-01	8,05E-03
82,81	0,09	7,89E+10	1,06E-01	8,11E-03
69,52	0,08	7,89E+10	1,38E-01	1,18E-02
82,26	0,04	7,89E+10	1,37E-01	1,11E-02
91,67	0,04	7,89E+10	1,35E-01	1,06E-02
95,89	0,13	7,89E+10	1,34E-01	1,04E-02
103,81	0,11	7,89E+10	1,31E-01	9,81E-03
105,04	0,11	7,89E+10	1,30E-01	9,69E-03
106,47	0,11	7,89E+10	1,28E-01	9,50E-03
105,94	0,14	7,89E+10	1,27E-01	9,46E-03
104,15	0,13	7,89E+10	1,26E-01	9,48E-03

Fonte: Autor (2022).

## APÊNDICE B – CÓDIGO MATLAB

```

% calculo da do fator de atrito e queda de pressao nos canais do trocador
% de calor slm Z de 240 mm (Agua e Ar)

% dimensoes

e = 1e-6;                                % rugosidade da superficie [mm]
D = 0.002;                                % diametro do tubo [m]
L = 0.24;                                  % comprimento do canal [m]
Tin = input('Indicar Temperatura entrada (fluido frio) ') + 274.15;
%Tave = input('Indicar Temperatura media (fluido frio) ') + 274.15;  % temp media para as
propriedades
Reynolds = input('Indicar Reynolds ');    % usuario indicar velocidade
Rho = airProp2(Tin, 'rho');                % densidade do ar [kg/m³]
vis = airProp2(Tin, 'ny');                 % viscosidade do ar [Pa/s]
A = (pi * (D)^2)/4;                        % area de entrada do trocador [m²]
V = (Reynolds * vis)/(Rho*D);
% calculo da queda de pressao
if Reynolds < 2300.0
    DP = Rho*((64/Reynolds)*(L/D)*(V^2/2));
    X = sprintf('%s Queda de pressao canal frio (laminar): ', DP);
    disp(X)
end
syms x
if Reynolds >= 2300.0
    f = colebrook(Reynolds,e/D);
    DP = Rho*(f*(L/D)*(V^2/2));
    X = sprintf('%s Queda de pressao canal frio (laminar): ', DP);
    disp(X)
end

```

## ANEXO A – PROPRIEDADES DOS FLUIDOS

Figura 40 - Propriedades do ar

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Densidade $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor Específico $c_p$ $\text{J/kg} \cdot \text{K}$	Condutividade Térmica $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividade Térmica $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidade Dinâmica $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidade Cinemática $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl Pr
-150	2,866	983	0,01171	$4,158 \times 10^{-6}$	$8,636 \times 10^{-6}$	$3,013 \times 10^{-6}$	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	$8,036 \times 10^{-6}$	$1,189 \times 10^{-6}$	$5,837 \times 10^{-6}$	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	$1,252 \times 10^{-5}$	$1,474 \times 10^{-5}$	$9,319 \times 10^{-6}$	0,7440
-40	1,514	1002	0,02057	$1,356 \times 10^{-5}$	$1,527 \times 10^{-5}$	$1,008 \times 10^{-5}$	0,7436
-30	1,451	1004	0,02134	$1,465 \times 10^{-5}$	$1,579 \times 10^{-5}$	$1,087 \times 10^{-5}$	0,7425
-20	1,394	1005	0,02211	$1,578 \times 10^{-5}$	$1,630 \times 10^{-5}$	$1,169 \times 10^{-5}$	0,7408
-10	1,341	1006	0,02288	$1,696 \times 10^{-5}$	$1,680 \times 10^{-5}$	$1,252 \times 10^{-5}$	0,7387
0	1,292	1006	0,02364	$1,818 \times 10^{-5}$	$1,729 \times 10^{-5}$	$1,338 \times 10^{-5}$	0,7362
5	1,269	1006	0,02401	$1,880 \times 10^{-5}$	$1,754 \times 10^{-5}$	$1,382 \times 10^{-5}$	0,7350
10	1,246	1006	0,02439	$1,944 \times 10^{-5}$	$1,778 \times 10^{-5}$	$1,426 \times 10^{-5}$	0,7336
15	1,225	1007	0,02476	$2,009 \times 10^{-5}$	$1,802 \times 10^{-5}$	$1,470 \times 10^{-5}$	0,7323
20	1,204	1007	0,02514	$2,074 \times 10^{-5}$	$1,825 \times 10^{-5}$	$1,516 \times 10^{-5}$	0,7309
25	1,184	1007	0,02551	$2,141 \times 10^{-5}$	$1,849 \times 10^{-5}$	$1,562 \times 10^{-5}$	0,7296
30	1,164	1007	0,02588	$2,208 \times 10^{-5}$	$1,872 \times 10^{-5}$	$1,608 \times 10^{-5}$	0,7282
35	1,145	1007	0,02625	$2,277 \times 10^{-5}$	$1,895 \times 10^{-5}$	$1,655 \times 10^{-5}$	0,7268
40	1,127	1007	0,02662	$2,346 \times 10^{-5}$	$1,918 \times 10^{-5}$	$1,702 \times 10^{-5}$	0,7255
45	1,109	1007	0,02699	$2,416 \times 10^{-5}$	$1,941 \times 10^{-5}$	$1,750 \times 10^{-5}$	0,7241
50	1,092	1007	0,02735	$2,487 \times 10^{-5}$	$1,963 \times 10^{-5}$	$1,798 \times 10^{-5}$	0,7228
60	1,059	1007	0,02808	$2,632 \times 10^{-5}$	$2,008 \times 10^{-5}$	$1,896 \times 10^{-5}$	0,7202
70	1,028	1007	0,02881	$2,780 \times 10^{-5}$	$2,052 \times 10^{-5}$	$1,995 \times 10^{-5}$	0,7177

Fonte: Fox e Pritchard e Mcdonald (2011)

Figura 41 - Propriedades da água

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Pressão de Saturação $P_{sat}, \text{kPa}$	Densidade $\rho, \text{kg/m}^3$		Entalpia de Vaporização $h_{fg}, \text{kJ/kg}$	Calor Específico $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$		Condutividade Térmica $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$		Viscosidade Dinâmica $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$		Número de Prandtl Pr		Coeficiente de Expansão Volumétrica $\beta, 1/\text{K}$ Líquido
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0,6113	999,8	0,0048	2501	4217	1854	0,561	0,0171	$1,792 \times 10^{-3}$	$0,922 \times 10^{-5}$	13,5	1,00	$-0,068 \times 10^{-3}$
5	0,8721	999,9	0,0068	2490	4205	1857	0,571	0,0173	$1,519 \times 10^{-3}$	$0,934 \times 10^{-5}$	11,2	1,00	$0,015 \times 10^{-3}$
10	1,2276	999,7	0,0094	2478	4194	1862	0,580	0,0176	$1,307 \times 10^{-3}$	$0,946 \times 10^{-5}$	9,45	1,00	$0,733 \times 10^{-3}$
15	1,7051	999,1	0,0128	2466	4186	1863	0,589	0,0179	$1,138 \times 10^{-3}$	$0,959 \times 10^{-5}$	8,09	1,00	$0,138 \times 10^{-3}$
20	2,339	998,0	0,0173	2454	4182	1867	0,598	0,0182	$1,002 \times 10^{-3}$	$0,973 \times 10^{-5}$	7,01	1,00	$0,195 \times 10^{-3}$
25	3,169	997,0	0,0231	2442	4180	1870	0,607	0,0186	$0,891 \times 10^{-3}$	$0,987 \times 10^{-5}$	6,14	1,00	$0,247 \times 10^{-3}$
30	4,246	996,0	0,0304	2431	4178	1875	0,615	0,0189	$0,798 \times 10^{-3}$	$1,001 \times 10^{-5}$	5,42	1,00	$0,294 \times 10^{-3}$
35	5,628	994,0	0,0397	2419	4178	1880	0,623	0,0192	$0,720 \times 10^{-3}$	$1,016 \times 10^{-5}$	4,83	1,00	$0,337 \times 10^{-3}$
40	7,384	992,1	0,0512	2407	4179	1885	0,631	0,0196	$0,653 \times 10^{-3}$	$1,031 \times 10^{-5}$	4,32	1,00	$0,377 \times 10^{-3}$
45	9,593	990,1	0,0655	2395	4180	1892	0,637	0,0200	$0,596 \times 10^{-3}$	$1,046 \times 10^{-5}$	3,91	1,00	$0,415 \times 10^{-3}$
50	12,35	988,1	0,0831	2383	4181	1900	0,644	0,0204	$0,547 \times 10^{-3}$	$1,062 \times 10^{-5}$	3,55	1,00	$0,451 \times 10^{-3}$
55	15,76	985,2	0,1045	2371	4183	1908	0,649	0,0208	$0,504 \times 10^{-3}$	$1,077 \times 10^{-5}$	3,25	1,00	$0,484 \times 10^{-3}$
60	19,94	983,3	0,1304	2359	4185	1916	0,654	0,0212	$0,467 \times 10^{-3}$	$1,093 \times 10^{-5}$	2,99	1,00	$0,517 \times 10^{-3}$
65	25,03	980,4	0,1614	2346	4187	1926	0,659	0,0216	$0,433 \times 10^{-3}$	$1,110 \times 10^{-5}$	2,75	1,00	$0,548 \times 10^{-3}$
70	31,19	977,5	0,1983	2334	4190	1936	0,663	0,0221	$0,404 \times 10^{-3}$	$1,126 \times 10^{-5}$	2,55	1,00	$0,578 \times 10^{-3}$
75	38,58	974,7	0,2421	2321	4193	1948	0,667	0,0225	$0,378 \times 10^{-3}$	$1,142 \times 10^{-5}$	2,38	1,00	$0,607 \times 10^{-3}$
80	47,39	971,8	0,2935	2309	4197	1962	0,670	0,0230	$0,355 \times 10^{-3}$	$1,159 \times 10^{-5}$	2,22	1,00	$0,653 \times 10^{-3}$
85	57,83	968,1	0,3536	2296	4201	1977	0,673	0,0235	$0,333 \times 10^{-3}$	$1,176 \times 10^{-5}$	2,08	1,00	$0,670 \times 10^{-3}$
90	70,14	965,3	0,4235	2283	4206	1993	0,675	0,0240	$0,315 \times 10^{-3}$	$1,193 \times 10^{-5}$	1,96	1,00	$0,702 \times 10^{-3}$
95	84,55	961,5	0,5045	2270	4212	2010	0,677	0,0246	$0,297 \times 10^{-3}$	$1,210 \times 10^{-5}$	1,85	1,00	$0,716 \times 10^{-3}$

Fonte: Fox e Pritchard e Mcdonald (2011)

## ANEXO B – DADOS EXPERIMENTAIS

Tabela 13 - Valores de entrada nas simulações

$T_{hot,in}$	$T_{hot,out}$	$T_{cold,in}$	$T_{cold,out}$	$\dot{m}$	$\dot{m}$
				hot	cold
°C	°C	°C	°C	kg/s	kg/s
40,25	40,13	22,64	31,61	0,2511	0,0088
40,3	40,17	22,6	31,63	0,251	0,0114
40,08	39,92	22,4	31,69	0,2535	0,0168
40,24	40,05	22,12	31,62	0,2535	0,0196
40,22	39,98	22,44	31,55	0,2542	0,0275
40,23	39,98	22,76	31,59	0,2564	0,0302
40,23	39,93	23,46	31,51	0,2561	0,04
40,24	39,91	24,57	31,69	0,2523	0,046
40,24	39,92	25,63	31,96	0,2526	0,0504
50,11	49,96	24,58	39,03	0,2597	0,0085
50,13	49,95	24,22	37,86	0,2595	0,0121
50,13	49,91	24,17	37,76	0,2554	0,0155
50,12	49,86	23,84	37,69	0,2542	0,0189
50,16	49,81	24,22	37,64	0,2522	0,0273
50,14	49,77	25,28	37,97	0,2538	0,0306
50,17	49,73	26,29	37,96	0,2521	0,0394
50,17	49,7	27,53	38,11	0,2513	0,0462
50,18	49,7	28,91	38,48	0,2489	0,0507
60,11	59,91	23,31	43,89	0,2673	0,0086
60,16	59,91	23,25	42,57	0,2662	0,0128
60,18	59,89	23,2	42,52	0,2641	0,0155
60,21	59,86	23,22	42,71	0,2653	0,0189
60,22	59,76	23,77	42,73	0,2665	0,0272
60,24	59,72	24,8	42,88	0,2666	0,0323
60,3	59,71	26,27	43,17	0,266	0,0381
60,31	59,66	27,76	43,31	0,2658	0,0461

60,31	59,62	29,26	43,63	0,2625	0,051
70,03	69,79	23,37	49,11	0,2743	0,0089
70,04	69,72	22,49	47,29	0,2744	0,0135
70,05	69,67	22,55	47,45	0,2731	0,0163
70,09	69,65	22,62	47,59	0,2726	0,0186
70,08	69,51	23,21	47,67	0,2726	0,0252
70,11	69,44	24,3	47,8	0,2732	0,0319
70,12	69,35	25,67	47,87	0,2743	0,039
70,17	69,3	27,53	48,03	0,2742	0,0468
70,17	69,27	28,9	48,29	0,2745	0,0513
79,98	79,70	24,13	55,06	0,2744	0,0090
80,03	79,68	22,94	52,77	0,2729	0,0124
80,02	79,57	22,42	52,52	0,2740	0,0164
80,14	79,61	22,48	52,67	0,2737	0,0190
80,05	79,33	23,14	52,53	0,2711	0,0280
80,08	79,28	23,98	52,54	0,2702	0,0322
80,04	79,08	25,04	52,32	0,2694	0,0402
79,98	78,92	26,39	52,25	0,2693	0,0465
79,83	78,73	27,63	52,39	0,2677	0,0499

Fonte: Strobel (2019)

## ANEXO C – CÓDIGOS MATLAB

```

function varargout=airProp2(T, prop)
%-----
% Interpolates thermodynamic air properties
% Temp. range: 100-2500 K
% According to Eckert & Drake, Analysis of Heat
% and Mass Transfer, p. 780
%
% Values are in SI-units:
%
%      col-#   prop.   units
% -----
%      1           T       K
%      2           rho     kg/m^3
%      3           cp      J/(kg K)
%      4           my      kg/ms
%      5           ny      m^2/s
%      6           k        W/(m K)
%      7           alpha   m^2/s
%      8           Pr      -
%
% Example 1:   out=airProp2(296, 'ny')
% Example 2:
%      [cp, ny]=airProp2([333 444],{'cp' 'ny'})
%-----
% (c)2004 by Stefan Billig
%-----
% Last Change: 04-Jun-2004
%-----

% check # of input arguments
if ~isequal(nargin,2)
    error('airProp2 requires 2 input arguments!')

```

```

        return
        % check temperature request
elseif find(T<100) | ~isnumeric(T)
    error('Valid temperature range: 100 <= T[K] <= 2500')
    return
end
% get table
load propTabAir2
% if multi property request
if iscell(prop)
    % scan along cells
    for idx=1:length(prop)
        % identify property column
        col=find(strcmp(propInfo,prop(idx)));
        if isempty(col)
            disp(['Property "' char(prop(idx)) '" not recognized!'])
        else
            % create output
            varargout{idx}=interp1(airTab(:,1),airTab(:,col),T);
        end
    end
end
% single property request
else
    % identify property column
    col=find(strcmp(propInfo,prop));
    if isempty(col)
        disp(['Property "' prop '" not recognized!'])
    else
        % create output
        varargout{1}=interp1(airTab(:,1),airTab(:,col),T);
    end
end
end
end

```



```

function F = colebrook(R,K)
% F = COLEBROOK(R,K) fast, accurate and robust computation of the
% Darcy-Weisbach friction factor F according to the Colebrook equation:
%
%          -          -
%    1          | K    2.51    |
% ----- = -2 * Log_10 | ----- + ----- |
% sqrt(F)          | 3.7    R * sqrt(F) |
%          -          -
% INPUT:
% R : Reynolds' number (should be >= 2300).
% K : Equivalent sand roughness height divided by the hydraulic
% diameter (default K=0).
%
% OUTPUT:
% F : Friction factor.
%
% FORMAT:
% R, K and F are either scalars or coMPatible arrays.
%
% ACCURACY:
% Around machine precision forall R > 3 and forall 0 <= K,
% i.e. forall values of physical interest.
%
% EXAMPLE: F = colebrook([3e3,7e5,1e100],0.01)
%
% Edit the m-file for more details.

% Method: Quartic iterations.
% Reference: http://arxiv.org/abs/0810.5564
% Read this reference to understand the method and to modify the code.

% Author: D. Clamond, 2008-09-16.

% Check for errors.

```

