



**INSTITUTO
FEDERAL**

Bahia

Campus
Jequié

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E
TECNOLOGIA DA BAHIA
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO SUPERIOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**

LUCAS ROCHA DE SOUZA MEIRA

**ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DA RUGOSIDADE NA
PERDA DE CARGA EM UM TROCADOR DE CALOR CASCO E
TUBO**

JEQUIÉ-BA

2023

LUCAS ROCHA DE SOUZA MEIRA

**ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DA
RUGOSIDADE NA PERDA DE CARGA EM UM
TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO**

Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Bahia como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Esp. Arthur Gomes Lima França

JEQUIÉ-BA
2023

LUCAS ROCHA DE SOUZA MEIRA

**ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DA
RUGOSIDADE NA PERDA DE CARGA EM UM
TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO**

A banca examinadora, abaixo listada, aprova o Trabalho de Conclusão de Curso “ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DA RUGOSIDADE NA PERDA DE CARGA EM UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO” elaborado por “Lucas Rocha de Souza Meira” como requisito parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Bahia.

Jequié-BA, 12/12/2023

Comissão Examinadora

Prof. Esp. Arthur Gomes Lima França
IFBA - Campus Jequié
(Orientador)

Prof. Dr. Márcio Andrade Rocha
IFBA - Campus Jequié

Prof. Dr. Raimison Bezerra de Assis
IFBA - campus Salvador

**Professor. Me. Marcus Vinícius
Pascoal Ramos**
IFBA - Campus Simões Filho

DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO SUPERIOR EM ENGENHARIA MECÂNICA
JEQUIÉ-BA
2023

Dedico este trabalho à família e amigos.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus por guiar meus passos, iluminar minha jornada e abençoar-me com pessoas tão extraordinárias ao longo do caminho.

A minha família, em especial meus pais, Valceriane Rocha de Souza e Edinaldo Martins Meira e meus avós, Ilda Rocha de Souza e Joaquim Alves de Souza, pelo apoio que sempre me deram.

Ao meu irmão, Dhones Cristian de Souza Castor, aos meus primos Eudes Amorim de Souza e Amanda Souza Nunes, e aos meus tios Vivione Rocha de Souza e Adão Rocha de Souza, expresso minha gratidão pelo constante incentivo e apoio ao longo desta jornada.

Ao meu orientador, Prof. Esp. Arthur Gomes Lima França, expresso minha profunda gratidão pela orientação fundamental que proporcionou o desenvolvimento deste trabalho. Sua orientação precisa, paciência e confiança foram essenciais não só para realização deste trabalho, mas também durante minha trajetória acadêmica.

Aos meus amigos, Breno Cardoso, Rafael Alves, Gabriel Beltrão, Matheus Carvalho e Victor Bastos minha eterna gratidão pelo apoio durante esta jornada.

A todos os professores que contribuíram para a minha formação, meu mais profundo agradecimento pela dedicação e conhecimentos compartilhados ao longo desta jornada acadêmica.

*“A coragem diante das incertezas e
adversidades é o que faz a vida valer a pena.”
Autoria própria*

ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DA RUGOSIDADE NA PERDA DE CARGA EM UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

Resumo

Os trocadores de calor são equipamentos utilizados na transferência de energia térmica entre fluidos que possuem diferentes temperaturas. Eles são amplamente utilizados na indústria para o aquecimento ou resfriamento de fluidos em processos de produção. No entanto, a rugosidade superficial das paredes causa perdas de carga, impactando diretamente no desempenho e na eficiência energética do equipamento. O presente trabalho tem como objetivo analisar numericamente a influência da rugosidade superficial na perda de carga que ocorre ao longo das tubulações em um trocador de calor do tipo casco e tubo. A metodologia utilizada neste estudo consiste na modelagem geométrica do trocador de calor casco e tubo, utilizando o *SolidWorks*, *software* CAD (do inglês, *Computer-Aided Design*) para construir um modelo 3D do equipamento com base em suas dimensões e características reais. Em seguida, o modelo foi importado para o *software* de simulação *Ansys Fluent*, no qual foram definidos os parâmetros físicos e as condições de contorno para a realizar a simulação CFD (do inglês, *Computational Fluid Dynamics*) com o intuito de avaliar o impacto de diferentes níveis de rugosidade na perda de carga de um trocador de calor e comparar os resultados com modelos analíticos consolidados. A expectativa deste estudo é a obtenção de informações relevantes sobre a influência da rugosidade superficial na perda de carga em um trocador de calor casco e tubo de tubos concêntricos, operando em contracorrente com um passe no casco e no tubo. Espera-se que os dados obtidos sirvam como base para uma análise crítica e cuidadosa do desempenho desse tipo de equipamento. Além disso, a compreensão da relação entre a rugosidade e a perda de carga permitirá a identificação de medidas que podem ser tomadas para minimizar a perda de carga e melhorar a eficiência energética do equipamento. Em conclusão, a análise numérica por meio do *software* de simulação *Ansys Fluent*, aliada à validação por métodos analíticos, permitirá uma avaliação mais precisa e detalhada da influência da rugosidade superficial na perda de carga em trocadores de calor casco e tubo, contribuindo, assim, para o desenvolvimento de soluções mais eficientes para a indústria.

Palavras-chave: Ansys Fluent; CFD; Fator de Atrito; Fluidos; Darcy-Weisbach.

NUMERICAL ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF SURFACE ROUGHNESS ON THE HEAD LOSS IN A SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER

Abstract

Heat exchangers are devices used to transfer thermal energy between fluids with different temperatures. They are widely used in industry to heat or cool fluids in production processes. However, the surface roughness of the walls causes pressure losses, directly impacting on the performance and energy efficiency of the equipment. The aim of this work is to numerically analyze the influence of surface roughness on the pressure drop that occurs along the pipes in a shell-and-tube heat exchanger. The methodology used in this study consists of geometric modeling of the shell-and-tube heat exchanger, using SolidWorks, software CAD (Computer-Aided Design) to build a 3D model of the equipment based on its actual dimensions and characteristics. The model was then imported into the simulation software Ansys Fluent, where the physical parameters and boundary conditions were defined in order to carry out a CFD (Computational Fluid Dynamics) simulation to assess the impact of different levels of roughness on the pressure drop of a heat exchanger and compare the results with consolidated analytical models. The aim of this study is to obtain relevant information on the influence of surface roughness on pressure drop in a shell-and-tube heat exchanger operating in countercurrent with one pass in the shell and one in the tube. It is expected that the data obtained will serve as the basis for a critical and careful analysis of the performance of this type of equipment. In addition, understanding the relationship between roughness and pressure drop will enable the identification of measures that can be taken to minimize pressure drop and improve the energy efficiency of the equipment. Therefore, numerical analysis using the simulation software Ansys Fluent, combined with validation using analytical methods, will enable a more precise and detailed assessment of the influence of surface roughness on pressure drop in shell and tube heat exchangers, thus contributing to the development of more efficient solutions for industry.

Keywords: Ansys Fluent; CFD; Friction Factor; Fluids; Darcy-Weisbach.

Lista de figuras

Figura 1 – Trocador de calor casco e tubo.	3
Figura 2 – Orientação do escoamento.	5
Figura 3 – Disposição dos tubos.	7
Figura 4 – Aspereza superficial.	11
Figura 5 – Desenvolvimento da camada limite.	13
Figura 6 – Subcamadas do escoamento turbulento.	14
Figura 7 – Resistência térmica em um trocador de tubos concêntricos.	17
Figura 8 – Fluxograma da metodologia da pesquisa.	24
Figura 9 – Fluxograma da metodologia da simulação.	25
Figura 10 – Métodos de modelagem da turbulência.	27
Figura 11 – Perfil de escoamento próximo à parede.	29
Figura 12 – Modelagem próximo à parede.	30
Figura 13 – Trocador de calor casco e tubo.	31
Figura 14 – Domínio computacional.	32
Figura 15 – Exemplo de domínio discretizado.	33
Figura 16 – Malha computacional com <i>inflation</i>	33
Figura 17 – Vista da malha computacional.	36
Figura 18 – Histograma da qualidade dos elementos de malha.	37
Figura 19 – Estatísticas da Malha.	38
Figura 20 – Convergência das Perdas de Carga.	39
Figura 21 – Convergência de malha da temperatura de saída do etanol.	40
Figura 22 – Convergência de malha da temperatura de saída da água.	40
Figura 23 – Entrada de fluidos no trocador de calor.	42
Figura 24 – Expressão utilizada para obter as perdas de carga.	43
Figura 25 – Resíduos das Equações Governantes.	43
Figura 26 – WorkBench do ANSYS FLUENT.	44
Figura 27 – Monitor de convergência da perda de carga no tubo.	45
Figura 28 – Monitor de convergência da perda de carga no casco.	45
Figura 29 – Monitor de convergência da temperatura de saída da água.	46
Figura 30 – Monitor de convergência da temperatura de saída do etanol.	46
Figura 31 – Linhas de Corrente dos Fluidos.	47
Figura 32 – Gradiente de Temperatura do Tubo.	48
Figura 33 – Gradiente de Temperatura do Casco.	48
Figura 34 – Perda de Carga em Função da Rugosidade.	49
Figura 35 – Gradiente de Temperatura dos Fluidos.	51
Figura 36 – Perda de Carga: Comparação Numérico x Analítico.	53

Figura 37 – Temperatura de Saída do Etanol: Numérico x Analítico.	54
Figura 38 – Temperatura de Saída do Água: Numérico x Analítico.	55

Lista de tabelas

Tabela 1 – Casos de análise.	26
Tabela 2 – Dimensões do trocador de calor casco e tubo.	32
Tabela 3 – Altura da primeira camada de prisma da malha.	34
Tabela 4 – Especificações da Malha do Fluido A.	35
Tabela 5 – Especificações da Malha do Tubo.	35
Tabela 6 – Especificações da Malha do Fluido B.	35
Tabela 7 – Classificação da qualidade ortogonal.	37
Tabela 8 – Testes de Independência de Malha.	39
Tabela 9 – Parâmetros de entrada dos fluidos.	42
Tabela 10 – Propriedades dos materiais.	42
Tabela 11 – Percentual de Aumento da Perda de Carga.	51
Tabela 12 – Temperatura de Saída dos Fluidos.	52

Lista de abreviaturas e siglas

ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i> / Sociedade Americana de Engenharia Mecânica
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i> / Desenho Assistido por Computador
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> / Dinâmica dos Fluidos Computacional
DNS	<i>Direct Numerical Solution</i> / Solução Numérica Direta
EDPs	Equações Diferenciais Parciais
EPI	Equipamento de proteção individual
FDM	<i>Finite Difference Method</i> / Método das Diferenças Finitas
FEM	<i>Finite Element Method</i> / Método dos Elementos Finitos
FVM	<i>Finite Volume Method</i> / Método dos Volumes Finitos
IFBA	Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Bahia
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
LMTD	<i>Logarithmic Mean Temperature Difference</i> / Diferença da Temperatura Média Logarítmica
MLDT	Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura
NR	Norma Regulamentadora
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes Methods</i> / Método da Decomposição Média de Reynolds
SST	<i>Shear Stress Transport</i> / Transporte de Tensão de Cisalhamento
TCCT	Trocador de Calor Casco e Tubo
TEMA	<i>Tubular Exchanger Manufacturers Association</i> / Associação de Fabricantes de Trocadores Tubulares

Lista de símbolos

A	Área
D	Diâmetro
h	Coefficiente de transferência de calor
L	Comprimento
P	Perímetro
Q	Taxa de calor
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura
U	Velocidade
V	Volume
ρ	Massa específica
μ	Viscosidade
ε	Rugosidade
ΔP	Perda de carga
ΔT	Variação de temperatura
η	Eficiência
γ	Relação de calor específico
β	Expansão térmica
ϵ	Emissividade
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
D_{int}	Diâmetro interno da tubulação
D_{ext}	Diâmetro externo da tubulação
t	Espessura da parede da tubulação
ρ	Massa específica do fluido

P	Pressão
V	Velocidade
z	Energia potencial gravitacional
g	Aceleração devida à gravidade
α	Fator de correção da energia cinética
h_{bomba}	Energia fornecida pela bomba
h_{perdas}	Perdas ao longo do escoamento
Δ_p	Perda de carga
L	Comprimento do tubo
D_i	Diâmetro interno
f	Fator de atrito de Darcy
Y^+	Resolução da camada limite
$\frac{\partial q}{\partial t}$	Taxa de variação de calor em relação ao tempo
∇	Operador nabla (del)
\mathbf{k}	Coefficiente de condutividade térmica
∇T	Gradiente de temperatura
U	Coefficiente global de transferência de calor
h_i	Coefficiente de transferência de calor interno
r_1	Resistência térmica 1
k_1	Condutividade térmica do material 1
r_2	Resistência térmica 2
k_w	Condutividade térmica do material da parede
r_3	Resistência térmica 3
k_2	Condutividade térmica do material 2
h_o	Coefficiente de transferência de calor externo

Sumário

1 – Introdução	1
1.1 Objetivos	2
1.1.1 Objetivo geral	2
1.1.2 Objetivos específicos	2
2 – REFERENCIAL TEÓRICO	3
2.1 Trocador de calor	3
2.2 Classificação de um trocador de calor casco e tubo	4
2.3 Classificação de acordo com a aplicação no processo	5
2.3.1 Trocadores utilizados para aquecimento	5
2.3.2 Trocadores destinados ao resfriamento	5
2.3.3 Trocadores intercambiadores	6
2.4 Norma TEMA	6
2.5 Fundamentos de Mecânica dos Fluidos	8
2.5.1 Escoamentos internos em condutos circulares	8
2.5.2 Número de Reynolds	8
2.5.3 Equação da Energia	9
2.5.4 Perda de carga	10
2.5.5 Rugosidade	10
2.5.6 Camada limite	12
2.6 Fundamentos de Transferência de Calor	15
2.6.1 Transferência de Calor	15
2.6.2 Condução	15
2.6.3 Convecção	16
2.6.4 Radiação	16
2.6.5 Coeficiente Global de Transferência de Calor	17
2.6.6 Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura	18
2.7 Análise Numérica	19
2.7.1 Fluido Dinâmica Computacional	19
2.7.2 Método dos Volumes Finitos	19
2.7.3 Ansys Fluent	20
2.7.4 Geração de malha	20
2.7.5 Equações Governantes	21
3 – Metodologia	23
3.1 Classificação da pesquisa	23

3.2	Delimitação da pesquisa	23
3.3	Etapas do Trabalho	24
3.4	Etapas da simulação fluidodinâmica	25
3.5	Parâmetros de Rugosidade	26
3.6	Modelagem da Turbulência	26
3.7	Modelos de Viscosidade	27
3.7.1	Modelo de viscosidade $k-\varepsilon$	27
3.7.2	Modelo de viscosidade $k-\omega$	28
3.7.3	Modelo de viscosidade SST	28
3.8	Modelagem próximo à parede	28
3.9	Trocador de Calor Casco e Tubo	30
3.10	Preparação da Geometria	32
3.11	Geração da Malha	32
3.12	Qualidade da Malha	36
3.12.1	Qualidade Ortogonal	36
3.13	Convergência de Malha	38
3.14	Condições de Contorno	41
3.15	Características do equipamento utilizado na simulação	46
4	– Resultados	47
4.0.1	Comparação com resultados analíticos	52
5	– Conclusão	56
5.1	Sugestões para trabalhos futuros.	56
	Referências	57
	Apêndices	61
	APÊNDICE A –	
	Memorial de Cálculo de Mecânica dos Fluidos	62
	APÊNDICE B –	
	Memorial de Cálculo de Transferência de Calor	66
	APÊNDICE C –	
	Detalhamento Técnico do Trocador de Calor	69

Anexos	74
ANEXO A –Diagrama de Moody	75

1 Introdução

Os trocadores de calor são equipamentos amplamente utilizados na indústria para transferir calor entre dois fluidos que possuem temperaturas diferentes. Eles são projetados para atender a diversas aplicações, desde pequenos sistemas de ar-condicionado até grandes plantas petroquímicas. Dentre os diversos tipos de trocadores de calor, destaca-se o trocador de calor casco e tubo, que consiste em um recipiente cilíndrico externo com um conjunto de tubos internos. Esse tipo de trocador é amplamente utilizado na indústria devido à sua capacidade de transferir grandes quantidades de calor, mesmo quando as diferenças de temperatura entre os fluidos são significativas (SHAH, 2001).

A importância dos trocadores de calor na indústria é inegável, uma vez que eles desempenham um papel fundamental no aumento da eficiência energética dos processos produtivos. Em muitos casos, a otimização do desempenho do trocador de calor pode resultar em economia significativa de energia e redução de custos operacionais. Por isso, é crucial entender as características e os fatores que afetam o desempenho desse equipamento (WANG et al., 2014).

Para garantir a segurança e a eficiência dos trocadores de calor casco e tubo, é fundamental seguir as normas estabelecidas pela ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) e pela TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*). Essas normas estabelecem padrões e diretrizes para o projeto, a fabricação, a inspeção e a manutenção de trocadores de calor casco e tubo, garantindo que esses equipamentos sejam construídos de forma segura e eficiente.

Um dos fatores que afetam o desempenho dos trocadores de calor casco e tubo é a rugosidade da superfície dos tubos. A rugosidade pode causar perda de carga no interior dos tubos, o que pode levar a um aumento na demanda de energia necessária para mover os fluidos. Além disso, a rugosidade pode afetar a transferência de calor entre os fluidos, resultando em uma redução na eficiência do trocador de calor (LEWIS, 1975).

Diante do exposto, torna-se evidente a importância de analisar a influência da rugosidade superficial na perda de carga em trocadores de calor casco e tubo. Através da utilização de ferramentas numéricas, como o software *Ansys Fluent*, é possível simular a perda de carga em função da rugosidade, proporcionando uma abordagem mais precisa e flexível em comparação com métodos analíticos convencionais (MALISKA, 2017).

A análise numérica permite a modelagem detalhada do escoamento, considerando uma gama mais ampla de condições e variações de rugosidade, o que se traduz em resultados mais representativos do comportamento real do fluido no trocador de calor, a validação dessas simulações pode ser feita através de modelos analíticos como o Darcy-

Weisbach e a Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT). Dessa forma, é possível entender melhor a relação entre a rugosidade e a perda de carga, identificando medidas que possam ser tomadas para minimizar a perda de carga e melhorar a eficiência dos trocadores de calor casco e tubo com um passe no casco e um passe no tubo.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

O presente trabalho tem como objetivo analisar numericamente a influência da rugosidade superficial na perda de carga em um trocador de calor casco e tubo de tubos concêntricos.

1.1.2 Objetivos específicos

- (i) Realizar modelagem da geometria e simulações fluidodinâmicas de um trocador de calor casco e tubo concêntrico;
- (ii) Analisar a relação entre a rugosidade superficial e a perda de carga em um trocador de calor do tipo casco e tubo;
- (iii) Analisar a influência de diferentes níveis de rugosidade superficial no desempenho do trocador de calor;
- (iv) Validar as simulações comparando os resultados com valores obtidos pelos métodos de Darcy-Weisbach e MLDT.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

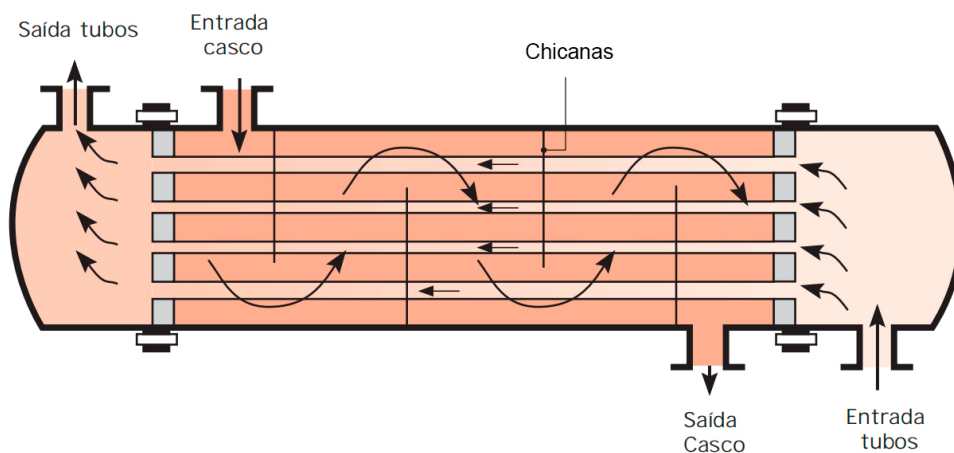
2.1 Trocador de calor

Trocadores de calor são dispositivos amplamente empregados em diversos setores industriais, como petróleo, química, farmacêutica, alimentícia e geração de energia, com a finalidade de transferir calor de um fluido para outro. Essa transferência de calor ocorre através da circulação de dois fluidos em um mesmo equipamento, podendo ou não haver interação direta entre eles (FRAAS, 1991).

No caso de contato direto, ocorre a mistura dos dois fluidos, englobando tanto a transferência de calor quanto a transferência de massa. Em contrapartida, no contato indireto, uma parede separa o fluxo contínuo de calor entre o fluido quente e o fluido frio. Nesse cenário, não há mistura entre os fluidos, e a transferência de calor é realizada exclusivamente através dessa parede (FILHO, 2004).

Existem diversos tipos de trocadores de calor, sendo os mais comuns: de placas, de serpentina e o tipo casco e tubo. Os trocadores de placas possuem um conjunto de placas empilhadas que formam canais por onde os fluidos circulam. Já os de tubo e serpentina possuem tubos enrolados em uma serpentina ou simplesmente retos, e os fluidos circulam pelos tubos. O modelo casco e tubo, composto por um casco cilíndrico externo, um conjunto de tubos internos e por vezes a presença de chicanas, o como pode ser visto na Figura 1.

Figura 1 – Trocador de calor casco e tubo.



Fonte: INCROPERA, 2008.

O trocador de calor casco e tubo é muito utilizado na indústria devido à sua capacidade de transferir grandes quantidades de calor, devido à grande área de superfície de transferência de calor proporcionada pelo grande número de tubos, que pode variar de acordo com a aplicação. Além disso, este tipo de trocador é capaz de suportar uma ampla gama de pressões e temperaturas, tornando-o adequado para uma variedade de aplicações, mesmo quando as diferenças de temperatura entre os fluidos são significativas (HOLMAN, 2010).

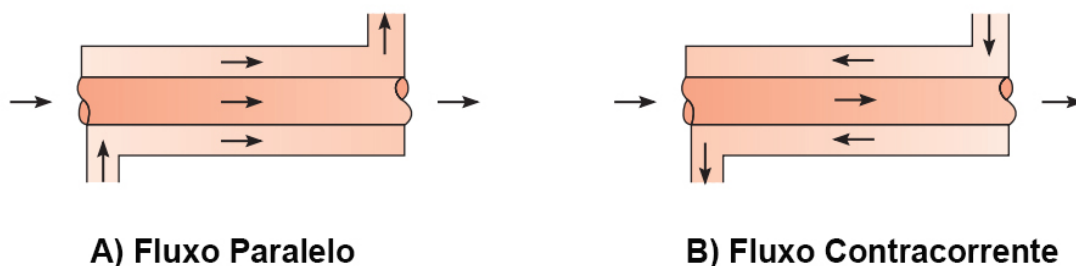
2.2 Classificação de um trocador de calor casco e tubo

Sua classificação é baseada em diversos parâmetros, que incluem o número de tubos, o número de passes no casco e nos tubos, bem como a orientação do fluxo dos fluidos, que pode ser contracorrente ou paralela. Em relação ao número de tubos, os trocadores podem ser classificados como de tubos únicos ou múltiplos. Trocadores de tubos únicos possuem apenas um feixe de tubos, enquanto os de tubos múltiplos contêm diversos feixes paralelos, aumentando a área de transferência de calor e, conseqüentemente, a eficiência do dispositivo. As chincanas são elementos estruturais inseridos no interior dos tubos ou no casco do trocador, com o objetivo de promover turbulência no fluxo dos fluidos. Essa turbulência aumenta a eficiência da transferência de calor ao quebrar camadas limite estagnadas e promover uma melhor mistura dos fluidos (ÇENGEL, 2009).

A classificação quanto ao número de passes refere-se às vezes que os fluidos percorrem o trocador. Pode ser de passe único, duplo ou múltiplo, dependendo do número de vezes que os fluidos passam pelo equipamento. Essa variável é crucial na determinação da eficiência térmica e pode ser ajustada conforme as demandas específicas da aplicação (NITSCHKE, 2015).

A orientação do fluxo dos fluidos é outro aspecto relevante. Em trocadores contracorrentes, os fluidos fluem em direções opostas, proporcionando uma maior diferença de temperatura ao longo do trocador, o que favorece uma transferência de calor mais eficiente. Já em trocadores de corrente paralela, os fluidos seguem a mesma direção, sendo uma opção em situações específicas (INCROPERA, 2008). A Figura 2 ilustra as orientações possíveis para o escoamento em trocadores de calor.

Figura 2 – Orientação do escoamento.



Fonte: INCROPERA, 2008.

2.3 Classificação de acordo com a aplicação no processo

Os trocadores de calor são denominados com termos correspondentes às alterações que promovem nas condições de temperatura ou estado físico do fluido de processo. Portanto, de acordo com a finalidade a que se destinam, podem ser categorizados conforme as definições abaixo (GHIZZE, 1989):

2.3.1 Trocadores utilizados para aquecimento

- **Aquecedor:** Eleva a temperatura do fluido de processo por meio de vapor d'água ou fluido térmico.
- **Refervedor:** Promove a vaporização de um líquido utilizando vapor d'água ou outro fluido em alta temperatura. Fornece calor às torres de destilação, ocasionando a vaporização de parte do produto proveniente do fundo da torre.
- **Gerador de vapor:** Aplicado como vaporizador, produz vapor d'água, aproveitando o calor excedente de um fluido de processo.

2.3.2 Trocadores destinados ao resfriamento

- **Resfriador:** Reduz a temperatura de um líquido ou gás utilizando água, ar ou salmoura.
- **Condensador:** Extrai o calor de um vapor até que ocorra sua condensação parcial ou total, podendo, inclusive, realizar a sub-resfriagem de um líquido condensado. O termo “condensador de superfície” é utilizado para descrever o condensador de vapor exaurido por turbinas e máquinas de ciclos térmicos.

- **Caixa resfriadora:** Diminui a temperatura de um líquido de processo passando-o através de uma serpentina no interior de um reservatório de água.

2.3.3 Trocadores intercambiadores

- **Recuperador:** O fluido quente percorre o interior de um ou mais tubos e, através de suas paredes, transfere calor sensível de forma contínua a um fluido frio que circula ao redor dos tubos.
- **Regenerador:** Opera em etapas e é empregado no aquecimento de ar ou outros gases. O gás quente transmite calor ao material refratário de uma câmara, aquecendo-a até que a temperatura de ambos se torne quase igual. Em seguida, o fluxo do gás quente é interrompido e permite-se que o ar frio, que se deseja aquecer, seja introduzido. Este ar recebe calor das superfícies aquecidas e flui até que a temperatura atinja um nível predefinido. O ciclo reinicia-se com a interrupção da entrada de ar a ser aquecido e a reintrodução do ar (ou gás) quente, da mesma forma que no início da operação.

2.4 Norma TEMA

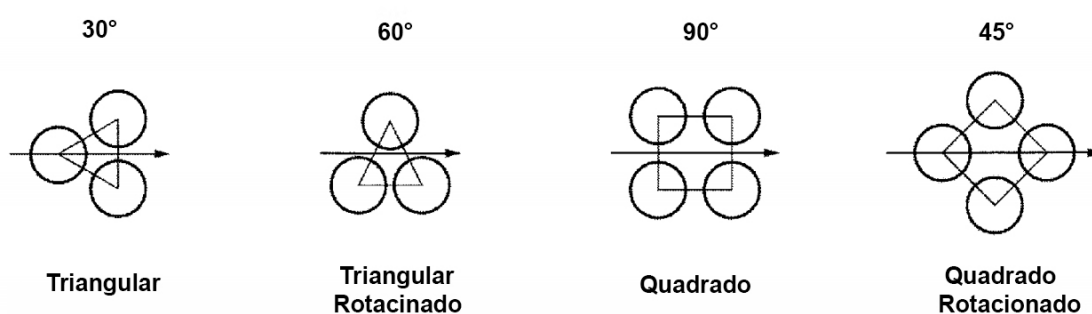
A norma TEMA (2019), (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) é uma especificação técnica que estabelece as diretrizes para o projeto, construção e teste de trocadores de calor casco e tubo. Essa norma é reconhecida internacionalmente e é amplamente utilizada na indústria de petróleo, química, alimentícia, entre outras. O objetivo principal da norma TEMA é garantir a segurança e a eficiência dos trocadores de calor, além de padronizar o seu projeto e fabricação (YANG et al., 2014).

A norma TEMA é composta por três partes: as normas padrão, as normas suplementares e as normas especiais. As normas padrão estabelecem os requisitos básicos para o projeto e fabricação de trocadores de calor casco e tubo, incluindo dimensões, materiais, testes e inspeções. As normas suplementares são utilizadas quando os requisitos das normas padrão não são suficientes para o projeto do trocador de calor. Já as normas especiais são criadas para atender a requisitos específicos de determinadas aplicações ou serviços (LEE et al., 2001).

A norma TEMA também define as diferentes configurações dos trocadores de calor casco e tubo, como os tipos A, B, C, D, E e F. Cada tipo é caracterizado por uma combinação específica de diâmetro do casco, número de passes dos tubos e disposição das chicanas. A escolha do tipo adequado depende das características do fluido, da vazão, da temperatura e da pressão de trabalho (THULUKKANAM, 2000).

A disposição dos tubos em um trocador de calor casco e tubo, conforme as diretrizes estabelecidas pela norma TEMA, é um aspecto fundamental para garantir a eficiência e o desempenho adequado desse equipamento. A norma TEMA define diferentes configurações de trocadores de calor, como *TUBESIDE* (um único passe de fluido nos tubos), *SHELLSIDE* (um único passe de fluido no casco), ou configurações de múltiplos passes tanto no lado do tubo quanto no lado do casco. Além disso, a norma TEMA também estabelece critérios para o espaçamento entre os tubos e sua disposição, como mostrado na Figura 3, a distribuição das chicanas no casco e outros parâmetros de projeto que visam otimizar a transferência de calor e minimizar a perda de carga. Essa abordagem padronizada ajuda a garantir a segurança, a confiabilidade e o desempenho dos trocadores de calor casco e tubo em uma ampla gama de aplicações industriais (RAVAGNANI e CABALLERO, 2007).

Figura 3 – Disposição dos tubos.



Fonte: TEMA, 2019.

No que diz respeito ao tamanho externo (D_{ext}), em relação à eficiência de transferência de calor, tubulações de menor dimensão resultam em coeficientes de transferência de calor mais elevados e conduzem à criação de trocadores de calor compactos. Contudo, tubulações de maior diâmetro facilitam o procedimento de limpeza, além de serem mais duráveis e indispensáveis quando a perda de pressão permitida dentro da tubulação é mínima. A maioria das tubulações em trocadores de calor encontra-se na faixa de diâmetros externos entre 6,35 mm (1/4") e 50,8 mm (2") (BELL, 2004).

Conforme mencionado por KUPPAN (2017), os diâmetros mais empregados são de 9,525 mm (3/8") e 19,05 mm (3/4"), devido à sua capacidade de proporcionar um desempenho otimizado e eficiência econômica na maioria das aplicações. Tubulações de 1/4" (6,35 mm) são adequadas somente para fluidos limpos. Se a intenção é facilitar a limpeza mecânica, o menor diâmetro prático é de 3/4" (19,05 mm).

A escolha da espessura da parede das tubulações geralmente visa a garantir uma margem de segurança contra corrosão, erosão (devido à vibração provocada pelo fluxo),

disponibilidade de dimensões padronizadas e custos. O diâmetro interno (D_{int}) é determinado pela Equação 1:

$$D_{int} = D_{ext} - 2t \quad (1)$$

Onde: D_{int} - Diâmetro interno da tubulação; D_{ext} - Diâmetro externo da tubulação; t - Espessura da parede da tubulação.

2.5 Fundamentos de Mecânica dos Fluidos

2.5.1 Escoamentos internos em condutos circulares

Os escoamentos internos em condutos circulares referem-se ao movimento de fluidos, como líquidos ou gases, através de tubos ou canais com uma seção transversal circular. Esse fenômeno é comumente encontrado em diversas aplicações industriais e Engenharias, como sistemas de tubulação, dutos de ar, e em trocadores de calor do tipo casco e tubo. Um escoamento interno ocorre quando o fluido flui dentro de um conduto, sendo caracterizado pela interação do fluido com as paredes do tubo. A geometria circular dos condutos proporciona uma eficiente área de transferência de calor e é frequentemente usada em trocadores de calor casco e tubo (FOX et al., 2015).

A presença de bombas desempenha um papel crucial na movimentação dos fluidos no interior dos tubos e do casco em um Trocador de Calor Casco e Tubo (TCCT). Essas bombas são responsáveis por impulsionar os fluidos, garantindo que eles circulem com a vazão necessária para otimizar a eficiência térmica do trocador de calor. No entanto, o uso de bombas também está associado ao consumo de energia (ÇENGEL, 2015).

2.5.2 Número de Reynolds

O número de Reynolds é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na mecânica dos fluidos para determinar o regime de escoamento em tubos e canais. Osborne Reynolds, um cientista britânico, dedicou seus estudos ao escoamento em tubos e contribuiu significativamente para nossa compreensão dos três tipos de escoamento: laminar, transitório e turbulento. Ele desenvolveu um parâmetro adimensional essencial conhecido como o número de Reynolds, que relaciona propriedades fundamentais do fluido, como massa específica ρ , viscosidade μ , geometria do tubo D e velocidade média do escoamento V (ROTT, 1990). Esse número é particularmente relevante no contexto de tubos circulares e é expresso pela seguinte Equação 2 :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (2)$$

Sendo ρ o volume específico, termo associado com a inércia, V a velocidade, D o diâmetro do tubo e μ a viscosidade do fluido.

Segundo WHITE (2004), a fórmula do número de Reynolds (Re) combina esses parâmetros para avaliar as forças inerciais e viscosas para identificar o tipo de escoamento:

- $Re < 2100$: Indica um escoamento laminar, onde as forças viscosas predominam, amortecendo as perturbações, fazendo com que o fluido flua em camadas ordenadas.
- Re entre 2100 e 4000: Reflete um escoamento transiente, neste cenário, o comportamento do escoamento não está totalmente definido, sendo uma zona de transição entre laminar e turbulento, dependendo das condições específicas do sistema.
- $Re > 4000$: Indica um escoamento turbulento, neste cenário as forças inerciais são predominantes, resultando em uma movimentação caótica do fluido.

O número de Reynolds desempenha um papel fundamental no projeto e na análise de sistemas de tubulações, trocadores de calor e muitos outros sistemas envolvendo fluidos. A perda de carga está diretamente associada com o número de Reynolds (SMITS et al., 2011).

2.5.3 Equação da Energia

A Equação da Energia para escoamentos internos é uma expressão fundamental na mecânica dos fluidos que descreve a conservação da energia em um fluxo de fluido dentro de uma tubulação, duto ou qualquer outro sistema de condução de fluido. Ela é derivada da Lei da Conservação da Energia, que é uma consequência da Primeira Lei da Termodinâmica, também conhecida como o Princípio da Conservação da Energia. Para um volume de controle, a energia que entra deve ser igual à energia que sai menos as perdas, tais perdas serão vistas futuramente e são chamadas de perda de carga ou de pressão, a Equação 3 leva em consideração tais perdas e também a presença de uma bomba.

$$\left(\frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} + z \right)_{ent} = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} + z \right)_{sai} - h_{bomba} + h_{perdas} \quad (3)$$

O termo α representa o fator de correção da energia cinética, que varia em função do tipo de escoamento. P é a pressão, ρ é o volume específico do fluido, V é a velocidade, z representa a energia associada ao potencial gravitacional e g é a gravidade. O termo h_{bomba} se refere a energia fornecida pela bomba e h_{perdas} as perdas ao longo do escoamento. Embora cada termo da Equação da Energia resulte na unidade de comprimento m (metros), seu significado é energia (potencial, cinética ou de pressão) por unidade de peso (SMITS et al., 2011).

2.5.4 Perda de carga

A perda de carga é a diminuição da energia total devido a perdas irreversíveis de energia na forma de trabalho devido a atrito e outras formas de dissipação, como expansão ou contração de fluidos. Essa perda de carga é medida pela diferença de pressão entre dois pontos ao longo de um tubo ou canal, que é o resultado da dissipação de energia por fricção do fluido com a parede do tubo ou devido a mudanças na seção transversal do canal (ÇENGEL, 2015).

Para superar as perdas de carga encontradas nos Trocadores de Calor Casco e Tubo, é necessário empregar bombas de maior potência, o que resulta em um aumento no consumo de energia e, conseqüentemente, em maiores despesas financeiras para atender a essa demanda energética.

Para determinar a perda de carga em um escoamento completamente desenvolvido sob condições conhecidas, o número de Reynolds é o primeiro parâmetro a ser avaliado (FOX et al., 2015).

Para estimar a perda de carga no tubo de forma analítica foi utilizada a equação de Darcy-Weisbach:

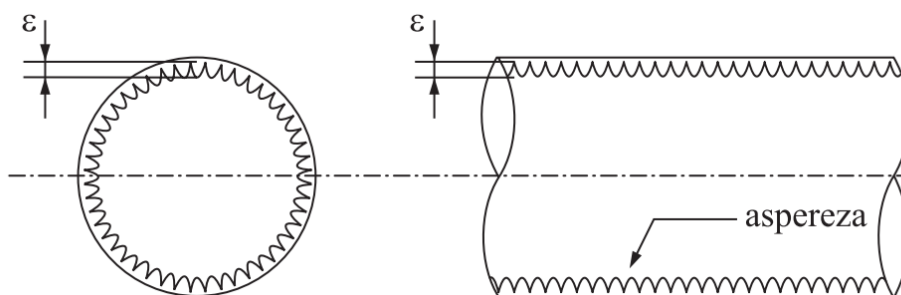
$$\Delta_p = f \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (4)$$

Onde L é o comprimento do tubo, D_i o diâmetro interno, V é a velocidade do fluido, g é a gravidade e f é o fator de atrito de Darcy, e pode ser obtido em função do número de Reynolds e da rugosidade relativa: $f(Re, \varepsilon/D_i)$, o fator de atrito pode ser obtido pelo diagrama de Moody, fruto de correlações empíricas experimentais.

2.5.5 Rugosidade

A rugosidade é definida como a aspereza presente na superfície interna do tubo e é uma das principais causas de perda de carga em escoamentos de fluidos. Quanto maior a rugosidade, maior a resistência à passagem do fluido e, conseqüentemente, maior a perda de carga (MUNSON et al., 2004). A Figura 4 ilustra a rugosidade das paredes do tubo.

Figura 4 – Aspereza superficial.



Fonte: BRUNETTI, 2008.

A rugosidade de superfície está inicialmente relacionada ao processo de fabricação, mas pode aumentar ao longo do tempo devido a várias condições às quais as superfícies dos objetos estão sujeitas. Isso inclui a presença de partículas, oxidação, incrustação e outros fatores. Portanto, é comum que a rugosidade presente nas superfícies internas de trocadores de calor casco e tubo aumente com o passar do tempo, podendo alcançar valores críticos (FOX et al., 2015).

A rugosidade equivalente k é uma rugosidade fictícia, utilizada para simplificar cálculo de perda de carga em tubos ou canais que possuem uma superfície rugosa, trata-se de uma rugosidade uniforme que substituída no lugar da rugosidade real de um tubo causa o mesmo efeito, ou seja, em vez de lidar diretamente com as características individuais da rugosidade superficial, a rugosidade equivalente representa um valor único que captura os efeitos combinados da aspereza da superfície (BRUNETTI, 2008).

A rugosidade relativa (ε/D_i) é uma relação entre a rugosidade da superfície de um tubo ou canal e um parâmetro de comprimento característico da geometria do sistema. Geralmente, esse parâmetro de comprimento é o raio hidráulico (ou diâmetro hidráulico) do tubo ou canal, que é uma medida que leva em consideração a área da seção transversal e o perímetro molhado. A rugosidade relativa é calculada como a razão entre a rugosidade superficial e o raio hidráulico (ÇENGEL, 2015).

A rugosidade superficial gera atrito entre o sólido e o fluido, a consequência primária do atrito no escoamento de fluidos é a queda de pressão, o fator de atrito está em função das variáveis que afetam o fluxo, como visto na Expressão 5.

$$f = f(\rho, \mu, V, D_i, \varepsilon) \quad (5)$$

Podemos reorganizar o fator de atrito f em função dos números adimensionais que já conhecemos, como o número de Reynolds (Re) e também a rugosidade relativa (ε/D_i). Portanto temos a seguinte Função:

$$f = f\left(\frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}, \frac{\varepsilon}{D_i}\right) \quad (6)$$

Ou seja, o fator de atrito f está depende da rugosidade relativa e do número de Reynolds:

$$f = f\left(Re, \frac{\varepsilon}{D_i}\right) \quad (7)$$

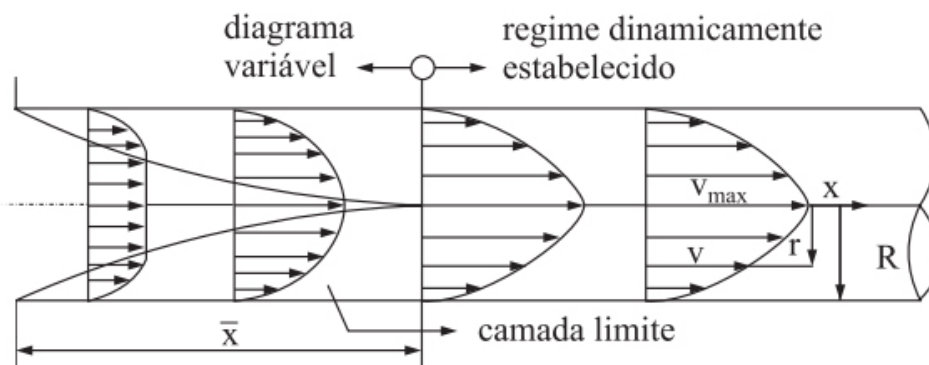
O diagrama de Moody, mostrado no Anexo A, é amplamente reconhecido e utilizado na Engenharia, pois exibe o fator de atrito de Darcy f em função do número de Reynolds (Re) e da rugosidade relativa (ε/D_i) para uma ampla faixa de condições de escoamento em tubos. É considerado uma das ferramentas mais consagradas e aplicadas na Engenharia (ÇENGEL, 2015).

Como é possível observar no diagrama de Moody no Anexo A, para o escoamento laminar, o fator de atrito é uma função apenas do número de Reynolds (Re) e é independente da rugosidade da superfície do tubo (ε).

2.5.6 Camada limite

Muito do comportamento dos fluidos é explicado pelo conceito de camada limite, desenvolvido no início do século XX por Ludwig Prandtl. A camada limite é uma fina camada de fluido adjacente à superfície de um sólido que está em contato com o fluido em movimento. Nesta região, o fluido experimenta uma desaceleração gradual devido ao atrito com a superfície, devido à condição de não-escorregamento, as partículas do fluido na interface fluido-sólido param completamente, por conta desse fenômeno as camadas de fluido vão desacelerando a medida que se aproximam das paredes, como ilustrado na Figura 5. Para compensar essa desaceleração, a velocidade do fluido que está mais distante das paredes do tubo tem que aumentar para manter constante a vazão, como resultado, o gradiente de velocidade se desenvolve ao longo do tubo (POTTER, 2007).

Figura 5 – Desenvolvimento da camada limite.

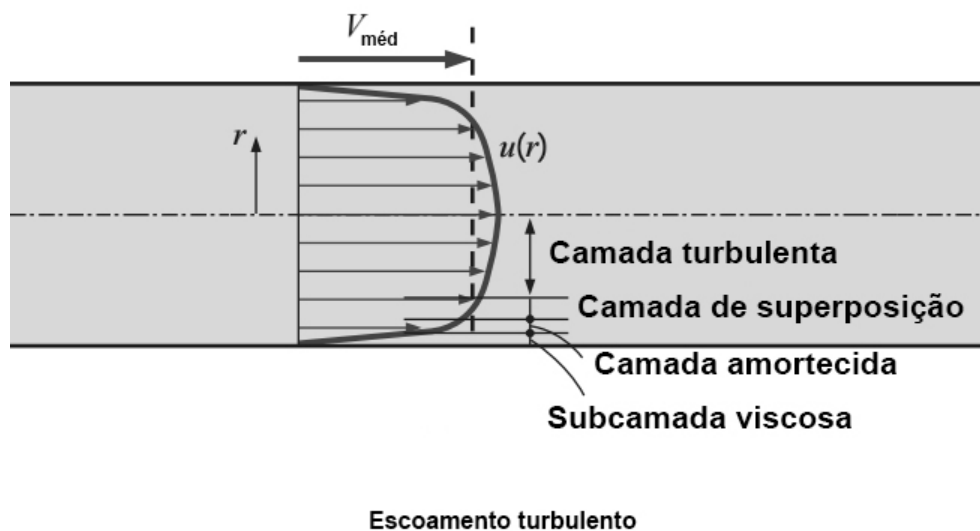


Fonte: BRUNETTI, 2008.

Na região da camada limite, os efeitos viscosos são significativos, causando variações de velocidade notáveis. À medida que nos movemos em direção ao centro do escoamento, na região irrotacional, os efeitos do atrito tornam-se desprezíveis e a velocidade permanece constante na direção radial. A porção inicial do tubo até o ponto onde a camada limite atinge o eixo central é conhecida como região de entrada hidrodinâmica, com um comprimento associado chamado de comprimento de entrada hidrodinâmica. Nesse trecho, o escoamento é denominado escoamento hidrodinamicamente em desenvolvimento, onde o perfil de velocidade se molda. Além da região de entrada, onde o perfil de velocidade permanece inalterado, temos a região hidrodinamicamente desenvolvida. O aumento da tensão de cisalhamento na parede é mais pronunciado na entrada do tubo, onde a camada limite é mais fina, diminuindo gradualmente até atingir um valor constante. Portanto, a queda de pressão é mais acentuada nas regiões iniciais do tubo, com o efeito da região de entrada resultando em um aumento do fator de atrito médio, que pode ser relevante em tubos curtos, mas negligenciável em tubos longos (ÇENGEL, 2015).

A camada limite pode ser subdividida em quatro subcamadas, cada uma caracterizada pela distância em relação à parede. A primeira delas é a subcamada viscosa, localizada mais próxima à parede, onde os efeitos viscosos são predominantes. Ao lado da subcamada viscosa encontra-se a camada amortecedora, onde os efeitos turbulentos começam a ganhar relevância, embora ainda sejam influenciados pelos efeitos viscosos. Acima da camada amortecedora, temos a camada de superposição, também conhecida como subcamada inercial, onde os efeitos turbulentos são muito mais proeminentes, porém ainda não dominantes. Finalmente, na parte restante do escoamento, encontra-se a camada externa, também chamada de camada turbulenta, onde os efeitos turbulentos prevalecem sobre os efeitos viscosos da difusão molecular (FOX et al., 2015).

Figura 6 – Subcamadas do escoamento turbulento.



Fonte: ÇENGEL, 2015.

A espessura da subcamada viscosa é muito pequena, mas essa fina camada próxima à parede tem papel determinante nas características do escoamento por conta dos grandes gradientes de velocidade que ela envolve. A parede amortece o movimento de turbilhonamento e, portanto, o escoamento nessa camada é essencialmente laminar e a tensão de cisalhamento consiste na tensão de cisalhamento laminar que é proporcional à viscosidade do fluido. Com o aumento do número de Reynolds (Re) a subcamada fica menos espessa e os elementos de rugosidade emergem, perturbando o fluxo do fluido e geram turbulências, aumentando a dissipação de energia e, portanto, aumentando a perda de carga do escoamento. Esse efeito é mais significativo quando a rugosidade é comparável ou maior do que a espessura da camada limite viscosa, ou seja, quando a rugosidade relativa é alta (GRENIER et al., 2015). A camada limite é uma região crucial em escoamentos de fluidos, especialmente próximo a superfícies sólidas, onde a influência viscosa do fluido é significativa. A espessura dessa camada, conhecida como espessura da camada limite, desempenha um papel fundamental na caracterização e compreensão do comportamento do fluido próximo à parede (ÇENGEL, 2015).

A espessura da camada limite, muitas vezes representada por δ , é a distância perpendicular entre a superfície sólida e o ponto onde a velocidade do fluido atinge aproximadamente 99% da velocidade livre do escoamento. Em outras palavras, é a região onde os efeitos viscosos começam a se tornar dominantes e influenciam significativamente o comportamento do fluido. O parâmetro y^+ , visto na Equação 8, é uma medida adimensional frequentemente utilizada para avaliar a resolução da camada limite em simulações numéricas, especialmente em métodos de Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD). Ele é definido como a distância da parede, y , normalizada pela espessura da camada li-

mite, δ , multiplicada pela razão entre a viscosidade dinâmica do fluido, μ , e a velocidade do fluido próximo à parede, U :

$$y^+ = \frac{y \cdot \rho \cdot U}{\mu} \quad (8)$$

O valor de y^+ é crucial para determinar a resolução apropriada da camada limite. Um valor baixo de y^+ indica uma alta resolução, significando que os efeitos viscosos e turbulentos estão sendo bem capturados. Por outro lado, um valor elevado de y^+ sugere uma baixa resolução, o que pode resultar em perda de detalhes importantes na região próxima à parede. Em simulações CFD, manter y^+ em uma faixa específica é essencial para garantir resultados confiáveis. O valor alvo de y^+ pode variar dependendo do modelo de turbulência utilizado e das características específicas do escoamento. Portanto, o controle e a compreensão de y^+ desempenham um papel crucial na precisão e na validade das simulações de camada limite (BLACKWELDER e KAPLAN, 1976).

2.6 Fundamentos de Transferência de Calor

2.6.1 Transferência de Calor

A transferência de calor é um fenômeno físico que ocorre naturalmente quando existe uma diferença de temperatura entre corpos. Nesse processo, o calor, enquanto forma de energia, flui do corpo de maior temperatura para o corpo de menor temperatura ao longo do tempo. Esse fluxo persiste até que ambos os corpos atinjam o equilíbrio térmico, momento em que suas temperaturas se igualam e a transferência de calor cessa, como explicado por INCROPERA (2008).

2.6.2 Condução

Condução é um dos três mecanismos de transferência de calor, que ocorre quando há uma diferença de temperatura em corpos sólidos. A energia térmica é transmitida através de colisões moleculares, em que as moléculas com maior energia cinética colidem com outras de menor energia, transferindo energia térmica no processo. Esse processo pode ser descrito pela Lei de Fourier Equação 9, que relaciona o fluxo de calor com a área da seção transversal, a condutividade térmica do material, o gradiente de temperatura e a distância entre as seções. A condução é importante em muitos processos industriais, como a transferência de calor em trocadores de calor de placas e a propagação de calor em sólidos como isolantes térmicos (ÇENGEL, 2009).

$$\frac{\partial q}{\partial t} = -\nabla \cdot (\mathbf{k} \nabla T) \quad (9)$$

Onde $\frac{\partial q}{\partial t}$ representa a taxa de variação do calor em relação ao tempo, ∇ é o operador nabla aplicado à divergência, \mathbf{k} denota a condutividade térmica, ∇T refere-se ao gradiente da temperatura.

2.6.3 Convecção

A convecção é um dos mecanismos de transferência de calor, que ocorre em fluidos (líquidos e gases) e se dá por meio do movimento desses fluidos. A energia térmica é transferida de uma região para outra devido ao movimento dos fluidos, que podem ser natural ou forçada. A convecção natural ocorre devido às diferenças de densidade provocadas pela variação da temperatura, já a convecção forçada é promovida por meio de uma fonte externa, como uma bomba ou ventilador. Dentre os fatores que influenciam na transferência de calor por convecção, estão a velocidade do fluido, a geometria do objeto em contato com o fluido e as propriedades do fluido, como viscosidade e condutividade térmica. O estudo teórico e experimental da convecção é complexo e envolve a aplicação de diversas equações, como a Equação 10 (ÇENGEL, 2009).

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \phi = 0 \quad (10)$$

Onde $\frac{\partial \phi}{\partial t}$ representa a taxa de variação temporal de ϕ , \mathbf{u} é o vetor de velocidade, e $\nabla \phi$ denota o gradiente espacial de ϕ .

2.6.4 Radiação

A radiação ocorre por meio de ondas eletromagnéticas, que podem se propagar no vácuo ou em meios materiais. Essas ondas são emitidas por corpos com temperatura acima do zero absoluto e são absorvidas por outros corpos, aumentando sua energia térmica. A radiação térmica é regida pela lei de Stefan-Boltzmann, que relaciona a taxa de emissão de radiação com a temperatura do corpo, e pela lei de Wien, que relaciona o comprimento de onda máximo de emissão com a temperatura do corpo (ÇENGEL, 2009).

A emissividade de uma superfície indica sua eficiência em absorver e irradiar energia, sendo fundamental para entender o comportamento radiativo de diferentes materiais. A lei de Kirchhoff relaciona as propriedades de absorção e emissão de uma superfície, considerando também a reflexão e transmissão de radiação. Além disso, a temperatura radiante, que representa a temperatura efetiva de um corpo em interação térmica com seu entorno, é uma importante variável termodinâmica (BALTES, 1976). A Equação da Radiação 11 é dada por:

$$\frac{d}{dx} \left(-\varepsilon \sigma T^4 \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (11)$$

onde: ε é a Emissividade, σ é a Constante de Stefan-Boltzmann, T é a Temperatura, e x é a Coordenada espacial.

2.6.5 Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global de transferência de calor (U) é um parâmetro fundamental na análise e projeto de trocadores de calor, incluindo os trocadores de calor casco e tubo, amplamente utilizados em aplicações industriais. Esse coeficiente descreve a taxa total de transferência de calor entre dois fluidos que estão em contato através de uma superfície de troca térmica, como a parede dos tubos em um trocador de calor casco e tubo (INCROPERA, 2008).

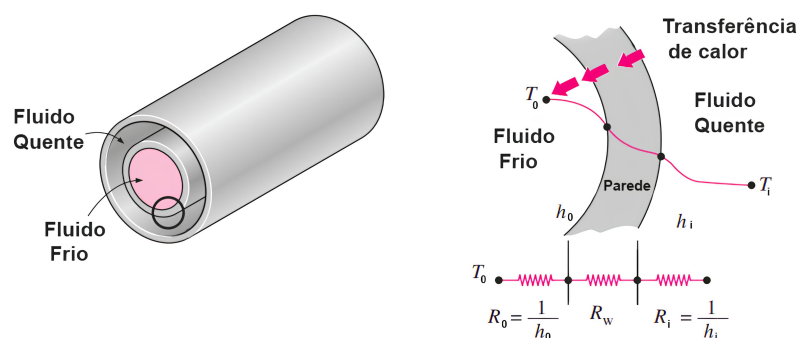
A expressão geral para o coeficiente global de transferência de calor em um trocador de calor casco e tubo é definida como:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + \frac{r_1}{k_1} + \frac{r_2}{k_w} + \frac{r_3}{k_2} + \frac{1}{h_o}\right)} \quad (12)$$

Onde: U é o coeficiente global de transferência de calor; h_i e h_o são os coeficientes de transferência de calor convectiva interna e externa, respectivamente. k_1 e k_2 são as condutividades térmicas dos fluidos internos e externos. k_w é a condutividade térmica do material da parede dos tubos. r_1 , r_2 , e r_3 são as resistências térmicas associadas aos tubos internos, parede e tubos externos, respectivamente.

A resistência térmica em um trocador de calor de tubos refere-se à dificuldade encontrada pelos fluidos em transferir calor. Inclui resistências convectivas e resistências associadas aos materiais dos tubos. O método das resistências simplifica a análise, permitindo encontrar o coeficiente global de transferência de calor, a Figura 7 ilustra esse método.

Figura 7 – Resistência térmica em um trocador de tubos concêntricos.



Fonte: Adaptado de ÇENGEL, 2015.

O coeficiente global de transferência de calor é essencial para determinar a eficiência do trocador de calor casco e tubo, bem como para otimizar seu projeto. Um valor elevado de U indica uma transferência de calor eficiente entre os fluidos, enquanto um valor baixo pode indicar ineficiência. Portanto, o cálculo preciso de U é crucial para garantir o desempenho desejado em sistemas de troca térmica (INCROPERA, 2008).

2.6.6 Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura

A Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura é uma abordagem amplamente utilizada no projeto e análise de trocadores de calor. Esse método é aplicado para determinar a taxa de transferência de calor em um trocador de calor, considerando as diferenças de temperatura ao longo do fluxo de fluidos (INCROPERA, 2008).

O balanço de energia de um trocador de calor pode ser descrito pelas seguintes equações:

$$q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,e} - T_{h,s}) \quad (13)$$

$$q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,s}) \quad (14)$$

Onde q é o calor, T é a temperatura, \dot{m}_h é a taxa mássica do fluido quente, $C_{p,h}$ é a capacidade térmica do fluido quente, $T_{h,e}$ é a temperatura do fluido quente que entra no trocador de calor e $T_{h,s}$ é a temperatura do fluido quente que sai do trocador de calor. $C_{p,c}$ é a capacidade térmica do fluido frio, $T_{c,e}$ é a temperatura do fluido frio que entra no trocador de calor, e $T_{c,s}$ é a temperatura do fluido frio que sai do trocador de calor.

Ao desconsiderarmos as perdas de energia para o ambiente e por incrustações, podemos supor que a quantidade de calor adquirida pelo fluido frio é igual à quantidade de calor perdida pelo fluido quente. Com base nessa suposição, é possível reformular as equações 13 e 14 como: $q = UA\Delta T_{lm}$. Onde U é o coeficiente de transferência de calor global, A é a área de troca de calor, e ΔT_{lm} é a diferença média logarítmica. A diferença média de temperatura logarítmica, para um escoamento em contrafluxo, pode se expressa da seguinte forma:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,e} - T_{c,s}) - (T_{h,s} - T_{c,e})}{\ln[(T_{h,e} - T_{c,s}) / (T_{h,s} - T_{c,e})]} \quad (15)$$

Ao analisar trocadores de calor, é vantajoso utilizar o coeficiente global de transferência de calor U , da Equação 16, que engloba a contribuição de todos os efeitos envolvidos na transferência de calor (ÇENGEL, 2009).

$$U = \frac{1}{(1/h_i) + (1/h_o)} \quad (16)$$

Por fim, para encontrar analiticamente o comprimento (L) necessário para alcançar a temperatura desejada, utilizamos a seguinte equação:

$$L = \frac{q}{U\pi D_i \Delta T_{lm}} \quad (17)$$

Dessa forma, será possível conhecer a área de troca de calor necessária para resfriar o fluido do casco para uma temperatura desejada e o valor obtido analiticamente será comparado com resultados numéricos.

2.7 Análise Numérica

2.7.1 Fluido Dinâmica Computacional

A análise numérica através da Fluidodinâmica Computacional, do inglês *Computational Fluid Dynamics* (CFD) é um método muito utilizado na Engenharia para entender o comportamento dos fluidos em sistemas complexos (FOX et al., 2015). No estudo de trocadores de calor casco e tubo, a aplicação da CFD é fundamental para avaliar a perda de carga causada pela rugosidade da superfície interna dos tubos.

A rugosidade é um fator importante que afeta o escoamento de fluidos em tubos e, conseqüentemente, a perda de carga. A CFD permite simular numericamente o escoamento do fluido dentro dos tubos, levando em consideração a rugosidade da superfície e as condições de contorno do sistema. Dessa forma, é possível obter informações precisas sobre a distribuição de velocidades, pressões e outras grandezas físicas importantes para o projeto e operação de trocadores de calor (CFX-SOLVER, 2006).

No contexto desta pesquisa, a utilização da CFD é uma ferramenta valiosa para a avaliação da perda de carga em um trocador de calor casco e tubo em função da rugosidade dos tubos. Com base nos resultados obtidos por meio da simulação numérica, é possível otimizar o projeto do trocador de calor e garantir sua eficiência operacional. Além disso, a análise por CFD pode contribuir para a redução de custos e tempo de projeto, em comparação com a avaliação experimental (EYMARD et al., 2000).

2.7.2 Método dos Volumes Finitos

O Método dos Volumes Finitos (MVF) é uma técnica numérica amplamente utilizada na simulação computacional de fenômenos físicos, especialmente na área da Mecânica dos Fluidos e da Transferência de Calor. Este método é fundamental para resolver equações diferenciais parciais (EDPs) que descrevem o comportamento de sistemas físicos complexos, como o escoamento de fluidos em dutos, a transferência de calor em sólidos e até mesmo a propagação de ondas eletromagnéticas (EYMARD et al., 2000).

A ideia fundamental por trás do MVF é discretizar o domínio físico do problema em uma malha, que pode ser composta por células, volumes ou elementos, dependendo do contexto. Cada uma dessas células representa uma parte do domínio onde as propriedades físicas, como pressão, temperatura, velocidade, entre outras, são aproximadas. O método assume que essas propriedades são aproximadamente constantes dentro de cada célula, o que é uma suposição válida quando as células são suficientemente pequenas.

Para resolver as EDPs, o MVF se baseia na aplicação do Princípio da Conservação, que estabelece que a taxa de variação de uma grandeza física em uma célula é igual ao fluxo líquido dessa grandeza através das faces da célula. Isso resulta em um conjunto de equações algébricas para cada célula, que podem ser resolvidas numericamente para obter as soluções aproximadas das propriedades físicas em todo o domínio (EYMARD et al., 2000).

2.7.3 Ansys Fluent

O *software Ansys Fluent* é uma das ferramentas mais utilizadas na indústria para simulações CFD. Ele permite a modelagem de diversos tipos de geometrias, incluindo trocadores de calor casco e tubo, e oferece uma ampla gama de opções de análise, como a dinâmica dos fluidos e a transferência de calor. Além disso, o software possui recursos para a criação de malhas precisas e eficientes, o que é essencial para a obtenção de resultados confiáveis (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

No estudo da perda de carga em um trocador de calor casco e tubo, a CFD é utilizada para simular o escoamento do fluido no interior do equipamento, levando em conta a rugosidade interna dos tubos. Através da análise numérica, é possível avaliar a distribuição de velocidade e pressão ao longo dos tubos, bem como a perda de carga causada pela rugosidade. Esses resultados permitem uma melhor compreensão do desempenho do trocador de calor e podem ser usados para otimizar seu projeto e operação, contribuindo para uma maior eficiência energética e redução de custos na indústria (BELL, 2004).

2.7.4 Geração de malha

O processo de *Meshing* (geração de malha) é uma etapa importante na simulação numérica de escoamentos em trocadores de calor, pois consiste na discretização do domínio em pequenos volumes de controle ou elementos finitos para a solução das equações de conservação. Uma malha adequada pode garantir resultados mais precisos e reduzir o tempo de processamento da simulação. Na região da camada limite, onde a rugosidade da superfície interna do tubo pode afetar significativamente o comportamento do fluido, é importante que a malha seja refinada para capturar as variações da velocidade e da temperatura com alta precisão (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

2.7.5 Equações Governantes

Para determinar as características do fluxo de um fluido, é necessário resolver as equações da continuidade, da energia e da quantidade de movimento. Esse conjunto de equações é chamado de Equações de Navier-Stokes (TEMAM, 2001). São equações diferenciais parciais desenvolvidas no século XIX e não possuem uma solução analítica conhecida. No entanto, é possível obter soluções discretizando e resolvendo numericamente. As equações que governam o fluxo foram modificadas conforme as condições dos casos simulados. Como o problema é considerado em regime permanente, os parâmetros dependentes do tempo são removidos das equações. As equações resultantes são:

Equação da continuidade:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (18)$$

Equações da quantidade de movimento:

$$\nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (19)$$

$$\nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho g \quad (20)$$

$$\nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (21)$$

Equação da Energia:

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho e \vec{V}) = -p \vec{\nabla} \cdot \vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (\lambda \nabla T) + q + \Phi \quad (22)$$

Onde: ρ é a densidade do fluido; u é a componente da velocidade na direção x ; \vec{V} é o vetor velocidade tridimensional (u, v, w) ; p é a pressão; h é a entalpia específica; e é a energia interna específica; T é a temperatura; λ é a condutividade térmica; q é a taxa de calor gerado ou absorvido; Φ é o trabalho realizado por forças externas por unidade de massa; τ é tensão de cisalhamento.

Além das equações de Navier-Stokes, para modelagem da turbulência foi utilizado o modelo SST (Shear Stress Transport), uma mistura do modelo $k - \omega$ que promove um tratamento preciso próximo à parede e o modelo $k - \varepsilon$ que permite boa modelagem afastado da parede, dessa forma conseguindo melhor acurácia dos resultados, para isso, mais três equações governantes serão adicionadas:

Equação do transporte da turbulência k :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \mathbf{u}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + 2\rho \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \cdot \mathbf{S} \right] - \rho \varepsilon \quad (23)$$

Equação de transporte da dissipação da turbulência ε :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \mathbf{u}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \rho C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \left(2\rho \nu \nabla \cdot \mathbf{S} - \frac{2}{3} \varepsilon \right) - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (24)$$

Equação do transporte de vorticidade w :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \nabla \cdot (\rho \omega \mathbf{u}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + 2\rho \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \cdot \mathbf{S} \right] - \rho \beta^* \omega^2 \quad (25)$$

Onde ρ é a Densidade do fluido; k é a Energia cinética específica da turbulência; \mathbf{u} é o Vetor velocidade; t é o tempo; μ é a viscosidade dinâmica; μ_t é a viscosidade turbulenta; σ_k é a Constante de Schmidt para k ; ν é a viscosidade cinemática; ν_t é a viscosidade turbulenta cinemática; \mathbf{S} é a Tensor de taxa de deformação; ε é a taxa de dissipação de energia específica.

3 Metodologia

3.1 Classificação da pesquisa

Conforme destacado por CERVO e BERVIAN (1996), o estudo em questão se insere no domínio da pesquisa experimental, caracterizada pela manipulação de variáveis independentes, como a rugosidade, para observar seus impactos sobre variáveis dependentes, como a perda de carga e a transferência de calor. A condução dos experimentos, por meio de simulações computacionais, proporciona um ambiente controlado para a análise da relação entre causa e efeito de determinados fenômenos.

Em termos de natureza, a pesquisa é predominantemente aplicada, visando gerar conhecimentos que possam ser diretamente aplicados na resolução de problemas específicos e na otimização de processos existentes. Neste contexto, busca-se oferecer percepções práticas para aprimorar o desempenho de trocadores de calor, dispositivos cruciais em diversos setores indústrias (NASCIMENTO e SOUSA, 2016).

Vale ressaltar a abordagem quantitativa da pesquisa, onde a coleta de dados por meio de simulações numéricas possibilita a obtenção de informações mensuráveis, viabilizando uma análise estatística para a interpretação dos resultados (MARTINS, 2009).

3.2 Delimitação da pesquisa

A presente pesquisa restringe-se a uma análise específica do impacto da rugosidade na perda de carga e transferência de calor em um trocador de calor casco e tubo. A manipulação experimental concentra-se na variação controlada do parâmetro de rugosidade nas superfícies internas dos tubos, abrangendo desde condições ideais, representativas de tubos novos, até situações de desgaste, oxidação e incrustação. Os fluidos escolhidos para a simulação foram água e etanol, baseado na aplicabilidade desses fluidos em diversos contextos industriais (BECKER et al., 2011).

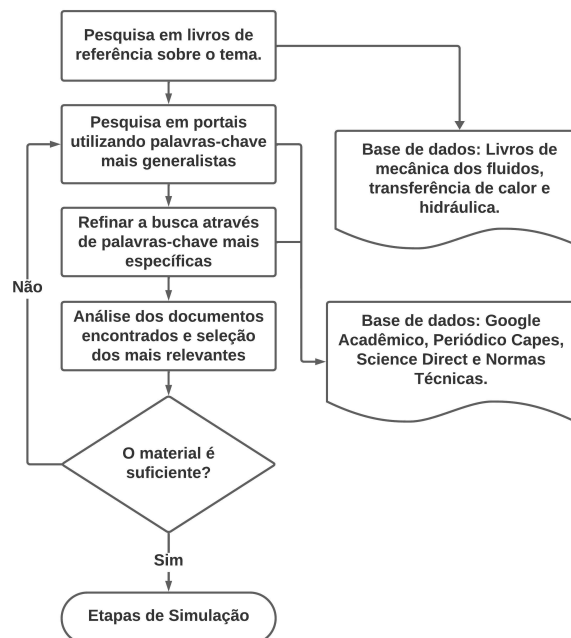
O estudo é delimitado ao ambiente de modelagem e simulação numérica proporcionado pelo *software* CFD *Ansys Fluent*. Adicionalmente, o escopo contempla um trocador de calor de tubos concêntricos operando em contracorrente e passe único no casco e no tubo, sem considerar características específicas de diferentes designs, como a presença de chincanas. O estudo é restringido a condições operacionais específicas, excluindo variações extremas de temperatura ou pressão.

3.3 Etapas do Trabalho

A condução da pesquisa envolve um processo sistemático para garantir a abrangência e relevância do material utilizado. Inicialmente, são consultados livros de referência especializados em Mecânica dos Fluidos, Transferência de Calor e Hidráulica, como FOX et al. (2015), INCROPERA (2008) e NETTO (2018), proporcionando uma base teórica sólida. Em seguida, a pesquisa é expandida para portais utilizando palavras-chave mais específicas, como “*roughness*”, “*head loss*”, “*pressure drop*” e “*heat exchanger*”, explorando bancos de dados como Google Acadêmico, *Scopus*, *Science Direct* e normas técnicas como envolvendo trocadores de calor casco e tubo, como as normas TEMA (2019) e ASME (2019). Após a coleta inicial, a busca é refinada filtrando materiais mais relevantes para o estudo.

A análise dos documentos encontrados é crucial para a seleção dos mais relevantes, considerando critérios de qualidade e pertinência ao escopo da pesquisa. A tomada de decisão subsequente questiona se o material coletado é suficiente para prosseguir. Se afirmativo, as etapas de simulação são iniciadas, envolvendo a criação do modelo e a análise numérica. No entanto, caso haja necessidade de mais informações, o processo retorna à fase de pesquisa para expandir e aprimorar os dados disponíveis. Este fluxo é visualmente representado na Figura 8.

Figura 8 – Fluxograma da metodologia da pesquisa.



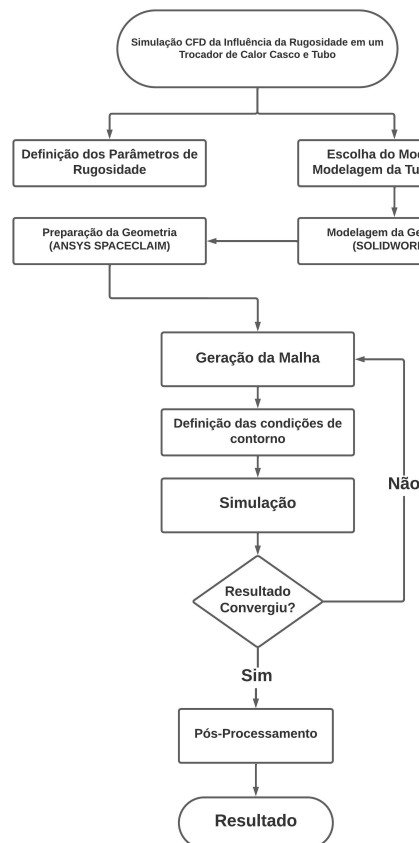
Fonte: Autor, 2023.

3.4 Etapas da simulação fluidodinâmica

A escolha do *ANSYS Fluent* para a simulação numérica da influência da rugosidade na perda de carga em um trocador de calor casco e tubo é fundamentada em sua capacidade reconhecida na modelagem precisa e eficiente de fenômenos complexos de transferência de calor e fluidos. O *ANSYS Fluent* oferece uma variedade de modelos de turbulência, proporcionando flexibilidade para capturar diferentes regimes de escoamento turbulentos presentes no trocador de calor. Além disso, o *ANSYS Fluent* oferece um controle preciso e abrangente dos parâmetros de simulação, possibilitando a otimização do modelo e a obtenção de resultados condizentes com a realidade.

A metodologia empregada neste estudo consiste em criar uma representação geométrica de um trocador de calor casco e tubo (TCCT) de pequenas dimensões, contendo apenas um tubo. Esta geometria será importada para o *software Ansys SpaceClaim* onde serão realizadas etapas de preparação. Em seguida, o domínio será discretizado por meio da geração de malha utilizando o *Ansys Meshing* e as condições de contorno serão definidas no *Ansys Fluent* e por fim as equações que governam o problema serão resolvidas e os resultados analisados e comparados com métodos analíticos consolidados para validação da simulação. A Figura 9 mostra o fluxograma da simulação.

Figura 9 – Fluxograma da metodologia da simulação.



Fonte: Autor, 2023.

3.5 Parâmetros de Rugosidade

A metodologia descrita foi aplicada considerando a parametrização da rugosidade, com o intuito de avaliar a influência desse parâmetro na perda de carga e desempenho térmico do equipamento, a Tabela 1 mostra os valores de rugosidade equivalente para cada caso da parametrização, visto que a rugosidade superficial varia em decorrência de fatores externos (FOX et al., 2015).

Os valores de referência foram baseados em estudos sobre a rugosidade de tubos comerciais como SCHRODER (2011) que realizou o levantamento dos dados de rugosidade, segundo o autor: A rugosidade equivalente média é melhor representada pelos valores compreendidos entre 0,0900 e 0,1000 mm, adicionalmente, os valores de rugosidade descritos na Tabela 1 leva em conta casos de oxidação e incrustação, fatores externos que elevam significativamente a rugosidade superficial dos tubos em trocadores de calor e incerteza dos valores atribuídos de até 60% (FOX et al., 2015).

Tabela 1 – Casos de análise.

Nº	Rugosidade Equivalente (mm)	Aplicação
Caso 0	Sem rugosidade	Ideal
Caso 1	0,0015	Novos
Caso 2	0,0045	Levemente Desgastados
Caso 3	0,0075	Moderadamente Desgastados
Caso 4	0,0150	Altamente Desgastados
Caso 5	0,0450	Oxidação Leve
Caso 6	0,0750	Oxidação Moderada
Caso 7	0,1500	Oxidação Severa
Caso 8	0,4500	Depósito de Incrustações

Fonte: SCHRODER, 2011; FOX et al., 2015.

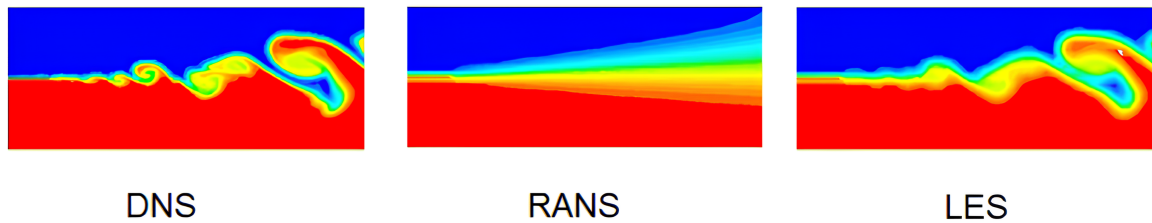
3.6 Modelagem da Turbulência

A modelagem da turbulência é um desafio ao realizar uma simulação fluidodinâmica computacional, especialmente quando se considera a transição do escoamento laminar para o turbulento. Essa transição depende de muitos efeitos, como a velocidade do fluido, rugosidade da parede e transferência de calor, sendo o número de Reynolds parâmetro utilizado para avaliar essa transição (ROGALLO e MOIN, 1984).

A resolução de escoamentos turbulentos se dá por meio de métodos numéricos que apresentam diferentes abordagens. A primeira delas é o método determinístico, conhecido como Solução Numérica Direta DNS (do inglês, *Direct Numerical Solution*). A segunda abordagem é por métodos estatísticos e determinísticos, conhecido como LES (Do inglês, *Large Eddy Simulation*). Por fim, os métodos estatísticos RANS (Do inglês, *Reynolds*

Averaged Navier Stokes Methods). Embora seja menos intensivo computacionalmente que o DNS, o RANS é mais adequado para situações em que as características médias do escoamento são de maior interesse do que os detalhes instantâneos. (CHUNG, 2002). A Figura 10 mostra uma comparação entre os três métodos.

Figura 10 – Métodos de modelagem da turbulência.



Fonte: RASHEED et al., 2018.

Dentre as abordagens apresentadas, os métodos estatísticos RANS é o mais amplamente utilizado na modelagem de turbulência em aplicações industriais e de engenharia por apresentarem precisão suficiente para análises práticas. Além disso, tais modelos costumam ser mais eficientes em termos de recursos computacionais, permitindo simulações mais rápidas e acessíveis (CHUNG, 2002). Neste modelo as equações são obtidas por um conjunto de médias das equações de Navier-Stokes e da continuidade, com representação das tensões de Reynolds ou tensões turbulentas que descrevem os efeitos das flutuações turbulentas de pressão e velocidade. A escolha do modelo RANS não apenas proporciona uma precisão adequada para as necessidades do estudo em trocadores de calor, como também destaca-se pela sua eficiência computacional, viabilizando simulações mais ágeis e economicamente acessíveis, além de ser coerente com a ênfase na compreensão do comportamento médio do fluxo (ASLAN et al., 2018).

3.7 Modelos de Viscosidade

Dentro do método RANS, existem diferentes modelos de viscosidade que procuram representar a interação entre o fluxo médio e as flutuações turbulentas. Cada modelo têm sua particularidade e grau de acurácia, a melhor escolha depende da análise da aplicação e da precisão necessária para os resultados.

3.7.1 Modelo de viscosidade $k-\epsilon$

O modelo k -epsilon é um dos modelos de viscosidade mais simples e amplamente utilizados no contexto RANS. Ele descreve a turbulência por meio de duas equações diferenciais para a energia cinética turbulenta (k) e a taxa de dissipação específica (epsilon).

O modelo k-epsilon é eficaz em muitas situações de escoamento, sendo fácil de implementar e computacionalmente eficiente. No entanto, ele possui limitações em lidar com escoamentos que envolvem fortes gradientes de velocidade, curvaturas e regiões próximas à parede (FLUENT, 2011).

3.7.2 Modelo de viscosidade k- ω

O modelo k-omega é outra abordagem comum para modelar a viscosidade turbulenta em RANS. Ele utiliza duas equações, uma para a energia cinética turbulenta (k) e outra para a taxa específica de dissipação (ω). O modelo k-omega é conhecido por fornecer resultados mais precisos em regiões próximas à parede e em escoamentos com zonas de separação, sendo mais adequado para capturar efeitos das regiões próximas da camada limite. No entanto, a desvantagem é que, em algumas situações, ele pode ter dificuldades em simular escoamentos livres e não apresenta um tratamento tão robusto para escoamentos mais distantes da parede (MAHU e POPESCU, 2011).

3.7.3 Modelo de viscosidade SST

O modelo SST (*Shear Stress Transport*) é uma abordagem híbrida que combina elementos dos modelos k-epsilon e k-omega. Trata-se de um modelo de quatro equações que utiliza o modelo k-omega em regiões próximas à parede, onde a camada limite desempenha um papel crucial, e automaticamente transita para o modelo k-epsilon em áreas mais afastadas da parede. Essa transição suave entre os modelos proporciona uma representação mais precisa das diferentes características do escoamento. O SST é reconhecido por oferecer um desempenho sólido em uma variedade de condições de escoamento, sendo particularmente útil em simulações que envolvem transições entre escoamento laminar e turbulento, combinando vantagens de ambos os modelos, embora isso possa vir acompanhado de uma exigência computacional um pouco maior. É importante notar que o SST pode ser sensível à malha, requerendo cuidados na sua definição (OZDEN, 2010).

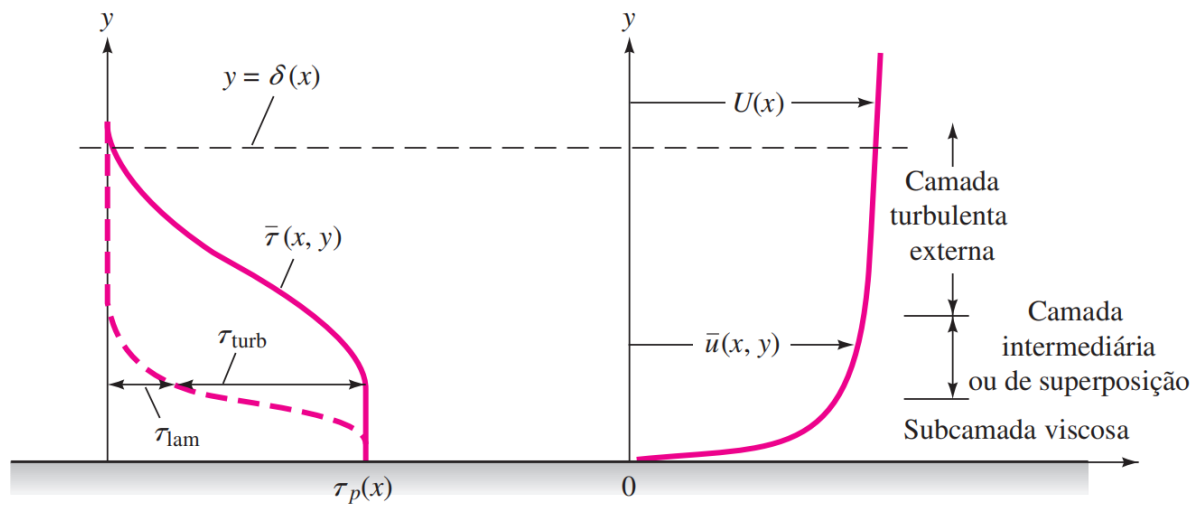
A escolha do modelo SST para este estudo é respaldada pela sua capacidade de lidar eficientemente com diversas condições de escoamento, incluindo áreas próximas à parede, aspecto crucial ao analisar a influência da rugosidade em trocadores de calor. A versatilidade do SST e o seu tratamento aprimorado da camada limite o posicionam como uma opção equilibrada para análises mais complexas, oferecendo uma solução robusta e abrangente para os objetivos propostos no contexto deste trabalho.

3.8 Modelagem próximo à parede

A obtenção de soluções precisas na região próxima à parede pode ser alcançada de duas maneiras distintas. Uma abordagem consiste na resolução completa da camada

limite, o que geralmente requer uma malha extremamente refinada próxima à parede para capturar todos os efeitos envolvidos. Por outro lado, uma alternativa eficiente é a modelagem por meio do uso de funções de parede, onde a região mais interna, afetada pela viscosidade, não é resolvida diretamente. Essa estratégia reduz significativamente o esforço computacional, demandando uma quantidade menor de elementos de malha próxima à parede (BLOCKEN et al., 2007). A Figura 11 mostra o perfil característico de um escoamento próximo à parede.

Figura 11 – Perfil de escoamento próximo à parede.



Fonte: WHITE, 2004.

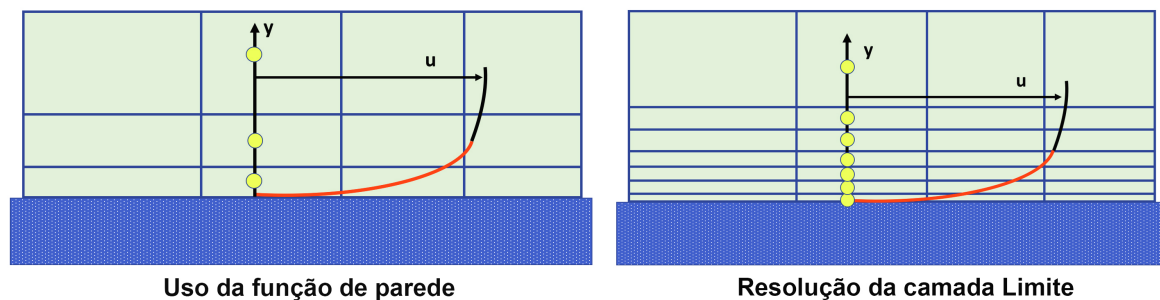
As distribuições de tensão de cisalhamento laminar (τ_{lam}) e turbulenta (τ_{turb}) ilustradas na Figura 11 são representativas de medições realizadas através de uma camada turbulenta sob cisalhamento próxima à parede. Na proximidade da parede, conhecida como subcamada viscosa, a tensão laminar é predominante, enquanto na camada externa, especificamente na região denominada camada intermediária, as tensões laminar e turbulenta possuem igual relevância. Na porção externa da camada, a tensão turbulenta é duas a três ordens de grandeza superior à tensão laminar, contrastando com a subcamada viscosa, onde a tensão laminar é de duas a três vezes maior que a tensão turbulenta. A, (τ_p) denota a tensão de cisalhamento na parede, (δ) é a espessura até a borda da camada externa, (U) representa a velocidade na borda, e (\bar{u}) refere-se à distribuição de velocidade através de uma camada turbulenta próxima à parede (WHITE, 2004).

Tanto o modelo k -epsilon quanto o modelo SST têm a capacidade de empregar funções de parede. No entanto, apenas o modelo SST é capaz de resolver diretamente a camada limite, sendo esta uma característica específica do modelo k -omega. No *Ansys Fluent*, o modelo SST apresenta um tratamento automático para a modelagem da parede. À medida que a malha é refinada, ele ajusta a maneira como aborda a região próxima à parede.

O y^+ é uma variável adimensional conhecida como Distância da Parede Normalizada. Ele é utilizado na simulação numérica de escoamentos turbulentos para representar a proximidade da malha à parede de um sólido. O valor de y^+ é calculado dividindo a distância da parede (y) pela viscosidade do fluido multiplicada pela taxa de cisalhamento viscoso na parede. O y^+ é usado para definir a posição relativa dos vértices da malha em relação à camada turbulenta próxima à parede (WHITE, 2004).

Se os vértices adjacentes da malha estiverem localizados na camada turbulenta fora da camada de superposição ($20 < y^+ < 200$), são utilizadas as funções de parede. Por outro lado, se o objetivo for a resolução da camada limite, os vértices adjacentes devem estar dentro da subcamada viscosa ($y^+ < 1$), com um mínimo de 10 nós a partir desse ponto e um crescimento máximo de 20%. A Figura 12 ilustra o refinamento necessário próximo à parede para resolução da camada limite. A Seção 3.11 trata da geração da malha e especificações usadas para obter a solução da camada limite para o presente trabalho (COUSTEIX e CEBECI, 2005).

Figura 12 – Modelagem próximo à parede.



Fonte: ANSYS, 2018.

Como o intuito é analisar os efeitos da rugosidade no trocador de calor, faz-se necessário a solução da camada limite, visto que os elementos de rugosidade que interagem com o escoamento estão presentes em regiões onde a subcamada viscosa se faz presente, para capturar corretamente a física e obter dados precisos sobre a influência da rugosidade, um refinamento próximo à parede e consequentemente a solução da camada limite por meio do modelo de viscosidade SST é fundamental.

3.9 Trocador de Calor Casco e Tubo

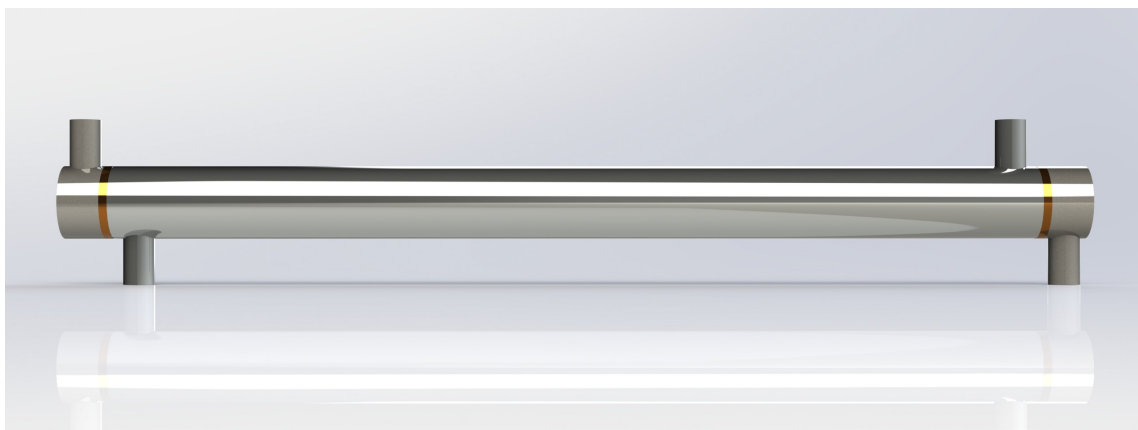
No sistema em análise, a água percorre o tubo, enquanto o etanol flui em contracorrente no casco do trocador de calor de tubos concêntricos, onde foi atribuído apenas um passe para ambos os fluidos. A água é um refrigerante comum em sistemas de troca de calor devido à sua capacidade de absorver e liberar grandes quantidades de calor,

garantindo uma transferência eficaz de energia térmica. Por outro lado, a escolha do etanol como fluido no casco, fluindo em contracorrente com a água, pode ser atribuída às suas propriedades específicas. O etanol é conhecido por ter uma temperatura de ebulição relativamente baixa e uma boa capacidade de transferência de calor (HU et al., 2017).

A escolha da velocidade de entrada para o fluxo de água, fixada em 5,0 m/s, tem como intuito induzir um escoamento turbulento, condição prevalente em trocadores de calor reais e, conseqüentemente, proporcionar uma avaliação significativa da perda de carga em função da rugosidade. Por sua vez, a velocidade do etanol foi ajustada para 0,1 m/s, valor selecionado para criar um contraste de velocidades entre os fluidos, facilitando a observação dos efeitos da rugosidade na transferência de calor, aprimorando a sensibilidade do modelo para identificar variações térmicas, adicionalmente, simplifica o processo de convergência da solução no casco, região com geometria mais complexa do TCCT. O etanol é introduzido no trocador de calor a uma temperatura inicial de 70 °C, correspondendo a uma temperatura típica de entrada em processos industriais, enquanto a água ingressa no sistema com 20 °C, desempenhando o papel de agente refrigerante (MADSON, 2003).

No que tange aos materiais de construção do trocador de calor, a opção pelo tubo de cobre se justifica pela sua elevada condutividade térmica, comumente observada em trocadores de calor reais. Para o casco, optou-se pelo aço, um material característico em trocadores de calor devido à sua resistência mecânica robusta e à durabilidade em ambientes industriais. A escolha do modelo de trocador de calor casco e tubo de tubos concêntricos, embora simplificado, foi estratégica para viabilizar a simulação. Essa abordagem tem como objetivo principal avaliar o impacto da rugosidade na perda de carga do equipamento e analisar como essa rugosidade influencia a eficiência da transferência de calor, permitindo comparações precisas das temperaturas de saída em cada simulação. (HEWITT e BARBOSA, 2008). A Figura 13 mostra o modelo de TCCT utilizado.

Figura 13 – Trocador de calor casco e tubo.



Fonte: Autor, 2023.

Tabela 2 – Dimensões do trocador de calor casco e tubo.

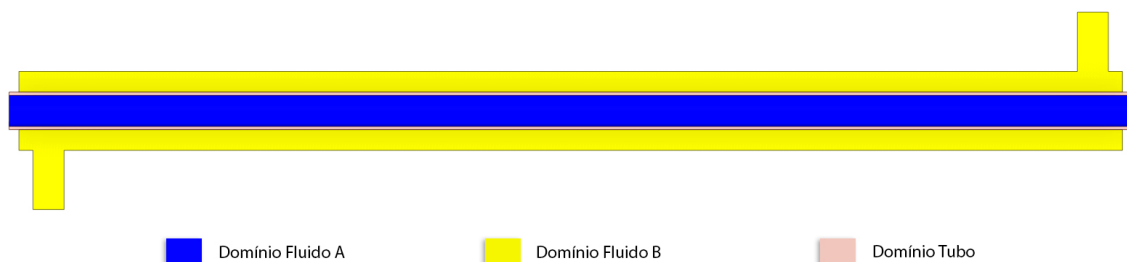
Dimensão	Casco	Tubo
Comprimento	620,00 mm	570,00 mm
Diâmetro Externo	44,00 mm	19,05 mm
Diâmetro Interno	40,00 mm	15,75 mm

Fonte: Autor, 2023.

3.10 Preparação da Geometria

A simulação CFD do trocador de calor casco e tubo foi iniciada após a definição da geometria do equipamento no software *SolidWorks*. Em seguida, o modelo foi importado no *software Ansys SpaceClaim*, utilizando a ferramenta *Volume Extract* foi gerado os domínios computacionais dos fluidos que circulam no casco e no tubo, a Figura 14 mostra os domínios que estarão presentes na simulação.

Figura 14 – Domínio computacional.



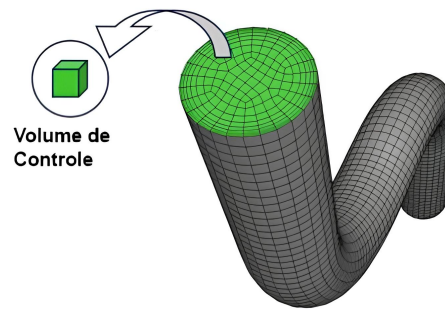
Fonte: Autor, 2023.

Após a criação dos volumes, foram definidos os componentes e grupos de cada estrutura para melhor identificação de cada objeto e face de importância.

3.11 Geração da Malha

O domínio fluido apresentado na Figura 14 é de natureza contínua, onde cada variável, como a velocidade, a pressão e a temperatura, é distribuída de maneira suave e contínua ao longo do espaço. O processo de *Meshing* discretiza o domínio, dividindo-o em pequenos volumes de controle ou células, como ilustrado na Figura 15, de forma que cada variável seja aproximada em partes menores e mais gerenciáveis, onde as equações governante serão resolvidas.

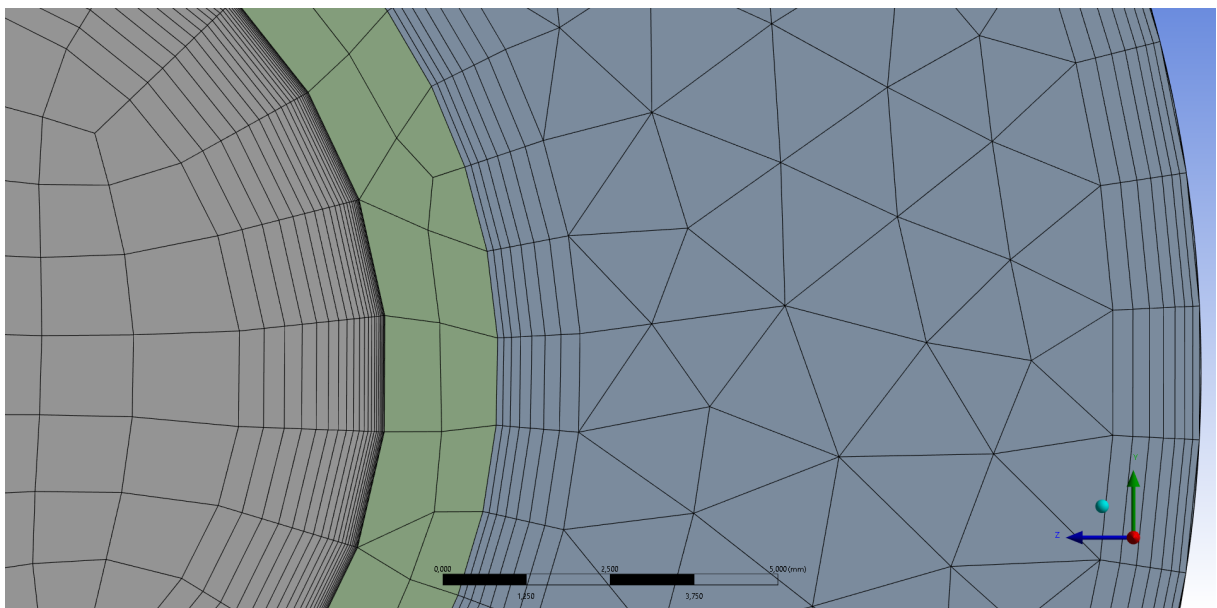
Figura 15 – Exemplo de domínio discretizado.



Fonte: ESSS, 2023.

Esse procedimento é essencial para a aplicação de métodos numéricos, permitindo a representação discreta das equações governantes da dinâmica dos fluidos. À medida que a malha é gerada, a resolução local é ajustada para capturar detalhes importantes do escoamento, garantindo uma representação precisa e eficiente do comportamento fluido no domínio em questão (KOHNEKE, 1982).

Uma malha adequada pode garantir resultados mais precisos e reduzir o tempo de processamento da simulação. Na região da camada limite, onde a rugosidade da superfície interna do tubo pode afetar significativamente o comportamento do fluido, é importante que a malha seja refinada utilizando *Inflation*, que gera camadas de prismas, como pode ser visto na Figura 16. Este tratamento garante a captura das variações da velocidade e da temperatura com alta precisão (FLUENT, 2011).

Figura 16 – Malha computacional com *inflation*.

Fonte: Autor, 2023.

Com o objetivo de refinar a região da camada limite da interface fluido-sólido, para capturar os efeitos da camada limite, principalmente da subcamada viscosa, para isso, foi utilizado um valor de espessura da primeira camada de prisma, baseado no cálculo do $y+$, o resultado foi obtido utilizando a ferramenta online Volupe (2023). A Tabela 3 mostra os parâmetros utilizados para calcular a primeira camada de prisma para o $y+$ menor que 1 para ambos os Domínios Fluidos e a altura da primeira camada do *inflation*.

Tabela 3 – Altura da primeira camada de prisma da malha.

	U (m/s)	ρ (kg/m ³)	μ (kg * m/s)	L (m)	Altura (mm)
Fluido A	5,0	997,0	$8,899 * 10^{-4}$	0,570	$1,168 * 10^{-2}$
Fluido B	0,1	789,0	$1,197 * 10^{-3}$	0,570	$10,142 * 10^{-2}$

Fonte: Autor, 2023.

Onde U é a velocidade do fluido, ρ o peso específico, μ a viscosidade dinâmica e L é o comprimento característico do Domínio Fluido.

O procedimento de geração de malha, detalhado a seguir, e as resoluções associadas levaram em consideração a análise de convergência de malha, apresentada na Seção 3.13. Nessa seção, foi analisado o tamanho apropriado dos elementos de malha nos domínios, visando garantir a independência dos resultados em relação à malha utilizada. Esse procedimento, necessário não apenas para garantir a precisão dos resultados, mas também para otimizar o uso de recursos computacionais. O estudo da convergência de malha permitiu selecionar uma discretização que fosse suficientemente refinada para capturar com precisão os fenômenos físicos, ao mesmo tempo evitando o uso excessivo de recursos computacionais.

Para o Domínio Fluido A, que apresenta geometria simples e sem variação na seção transversal, foi inserido o método *MultiZone*, para tornar os elementos desta região em hexaédrico, que tendem a apresentar melhores resultados e reduzir a quantidade total de elementos, resultando em uma convergência mais rápida e menos suscetível a erros. Ainda no Domínio Fluido A, um refinamento local foi adicionado por meio do *element Size* de 2 mm, seguido de um *inflation*, uma técnica de geração de malha que consiste em aumentar a densidade de elementos próximos às paredes ou superfícies com gradientes abruptos de pressão, temperatura ou outras variáveis relevantes para o problema em questão. A Tabela 4 mostra o controle local de malha realizado, especificando o refinamento feito no Domínio Fluido A.

Tabela 4 – Especificações da Malha do Fluido A.

Domínio Fluido A	
Method	MultiZone
Size Type	Body Size
Element Size	2 mm
Inflation Region	External Face
Inflation Option	First Layer Thickness
First Layer Height	1,168e-002 mm
Maximum Layers	20
Growth Rate	1,2

Fonte: Autor, 2023.

O Domínio Tubo foi refinado até apresentar duas camadas na direção radial. Ao empregar duas camadas, é possível representar com maior detalhe a condução de calor e a variação do campo de temperatura ao longo do raio do tubo, esta característica permite resultados mais realistas na transferência de calor indireta entre fluidos (ANSYS, 2018).

Tabela 5 – Especificações da Malha do Tubo.

Domínio Tubo	
Method	MultiZone
Size Type	Face Size
Element Size	1 mm

Fonte: Autor, 2023.

O Domínio Fluido B apreseta maior complexidade geométrica, o que torna inviável o uso do método *MultiZone*, portanto a malha nessa região permaneceu tetraédrica por padrão.

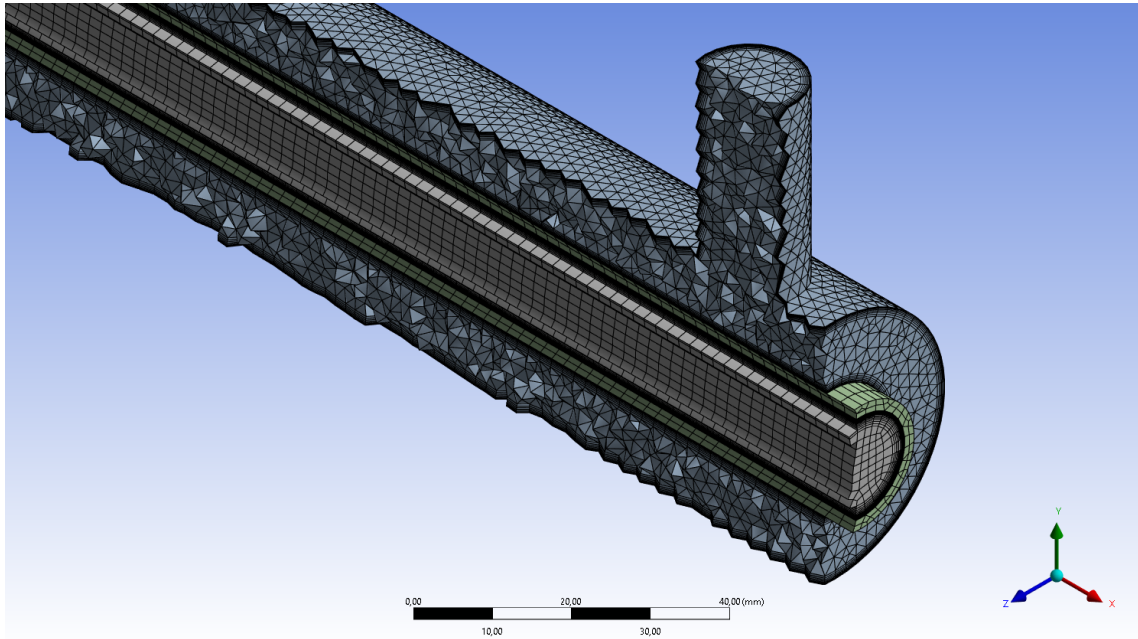
Tabela 6 – Especificações da Malha do Fluido B.

Domínio Fluido B	
Method	Tetrahedrons
Size Type	Body Size
Element Size	2 mm
Inflation Region	All Face
Inflation Option	First Layer Thickness
First Layer Height	0,1 mm
Maximum Layers	7
Growth Rate	1,2

Fonte: Autor, 2023.

O *inflation* foi adicionado em todas as faces do domínio para melhor capturar a física nessa região. Por fim, O Domínio Fluido B foi refinado com *Body Sizing* de 2 mm. A Figura 17 mostra a malha com corte longitudinal para visualização dos elementos internos.

Figura 17 – Vista da malha computacional.



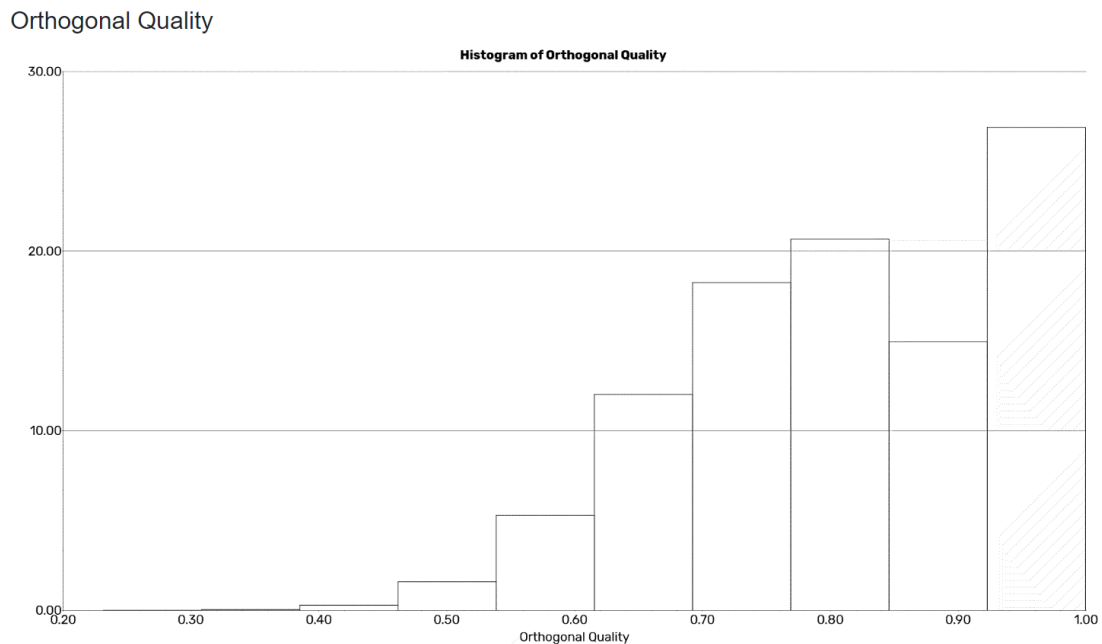
Fonte: Autor, 2023.

3.12 Qualidade da Malha

3.12.1 Qualidade Ortogonal

Após a geração da malha, verificou-se a qualidade da mesma, utilizando a métrica *Orthogonal Quality*, que avalia a orientação das células da malha em relação à geometria do domínio. Essa métrica fornece valores que indicam o quão próximos os ângulos das células estão da ideal perpendicularidade de 90 graus em relação às superfícies físicas. A Figura 18 mostra a distribuição dos elementos de variam de 0 até 1, valores próximos de zero indicam uma baixa qualidade do elemento de malha, já valores próximos de 1 indicam alta qualidade do elemento de malha, ao visualizar o histograma da Figura 18, é possível notar que maioria dos elementos tem qualidade ortogonal superior a 0,5.

Gráfico 18 – Histograma da qualidade dos elementos de malha.



Fonte: Autor, 2023.

A malha apresenta excelente conformidade com a geometria, com elementos de malha apresentando qualidades satisfatórias, a Figura 19 mostra as estatísticas da malha gerada, com valores mínimos, máximos e média para *Orthogonal Quality*, além da quantidade de elementos e nós.

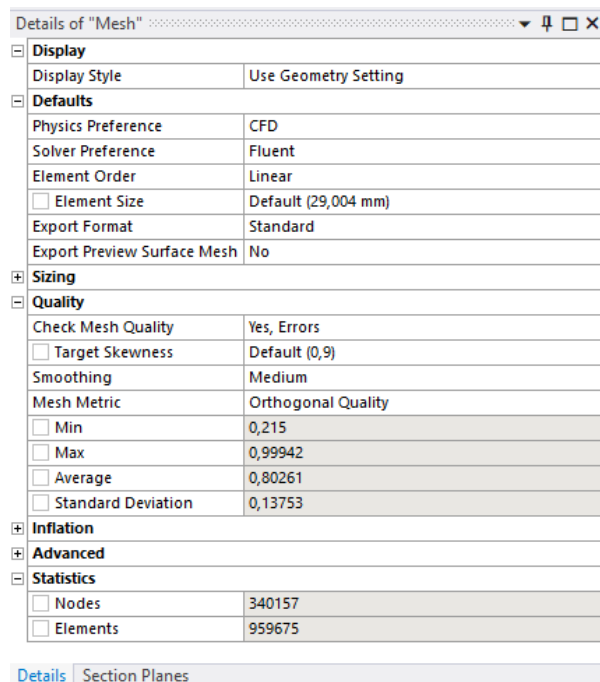
Tabela 7 – Classificação da qualidade ortogonal.

Qualidade ortogonal	Qualidade da Célula
0,000 – 0,001	Inaceitável
0,001 – 0,140	Ruim
0,150 – 0,200	Aceitável
0,200 – 0,690	Boa
0,700 – 0,950	Muito Boa
0,950 – 1,000	Excelente

Fonte: ANSYS, 2009.

A tabela 7 mostra a classificação das células baseada na qualidade ortogonal dos elementos, onde valores próximos de 1 são desejados para melhor qualidade da malha, em conjunto com o histograma da Figura 18 é possível concluir que a malha gerada está com a qualidade boa para simulação.

Figura 19 – Estatísticas da Malha.



Details of "Mesh"	
Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Element Order	Linear
<input type="checkbox"/> Element Size	Default (29,004 mm)
Export Format	Standard
Export Preview Surface Mesh	No
Sizing	
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
<input type="checkbox"/> Target Skewness	Default (0,9)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Orthogonal Quality
<input type="checkbox"/> Min	0,215
<input type="checkbox"/> Max	0,99942
<input type="checkbox"/> Average	0,80261
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,13753
Inflation	
Advanced	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	340157
<input type="checkbox"/> Elements	959675

Fonte: Autor, 2023.

3.13 Convergência de Malha

Ao realizar uma simulação computacional é importante atentar-se ao fato do resultado obtido ser sensível às variações da malha. Para tanto, é necessário realizar testes de convergência de malha. A convergência de malha refere-se à estabilidade dos resultados conforme o número de elementos da malha é aumentado. Em outras palavras, a solução numérica deve ser independente da resolução da malha para que os resultados se aproximem de uma solução física realista, sendo uma etapa indispensável para garantir a precisão dos resultados e a confiabilidade das previsões fluidodinâmicas.

Um aspecto importante relacionado à convergência de malha é o teste de independência de malha. Esse teste envolve a execução da simulação para diferentes refinamentos de malha e a análise do comportamento dos resultados. A ideia é observar se a variação dos resultados diminui à medida que a malha é refinada, indicando que a solução numérica está convergindo para um resultado estável. Se a solução é fortemente dependente da malha, isso pode indicar que a simulação ainda não atingiu convergência, e os resultados podem não ser confiáveis.

O teste de independência de malha foi executado, considerando a estabilidade das variáveis de interesse na simulação, com precisão de pelo menos duas casas decimais. Para conduzir os testes, foi selecionado o Caso 7, cujo valor de rugosidade pode ser consultado na Tabela 1. A malha inicial foi gerada pelo próprio software de geração de malhas

(*mashing*), e o tamanho dos elementos foi refinado iterativamente até atingir a convergência para cada variável monitorada. Detalhes sobre cada malha utilizada podem ser encontrados na Tabela 8.

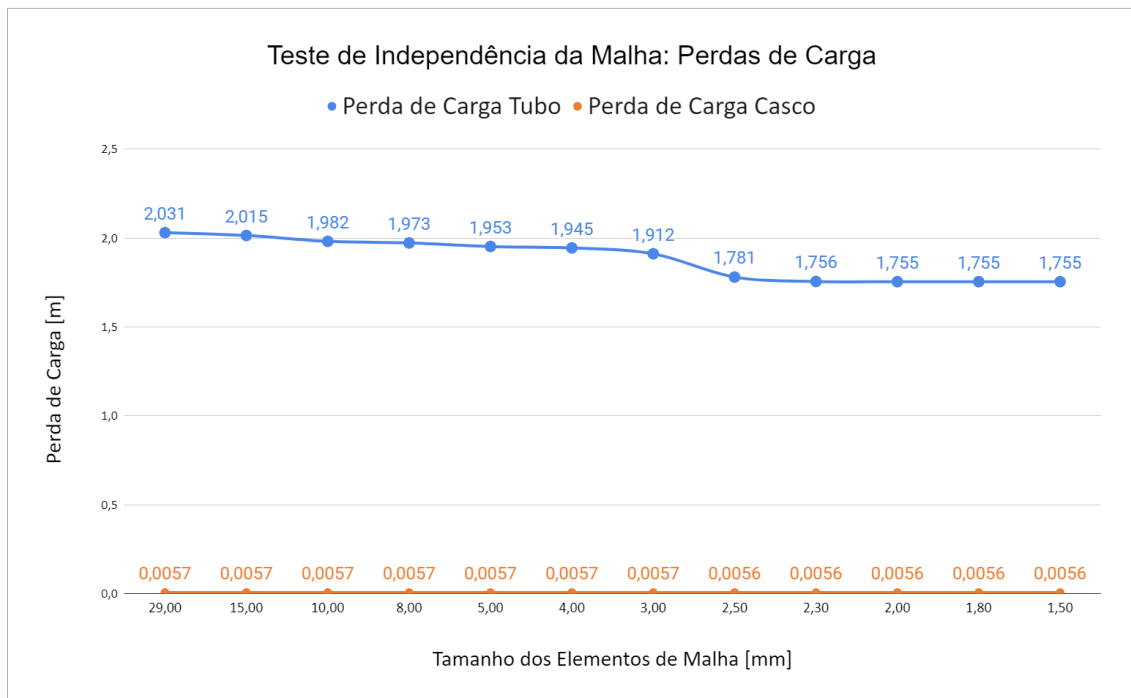
Tabela 8 – Testes de Independência de Malha.

N°	Elementos	Size (mm)
1	167294	29,00
2	167666	15,00
3	184548	10,00
4	220015	8,00
5	284164	5,00
6	294102	4,00
7	331054	3,00
8	412749	2,50
9	595068	2,30
10	959675	2,00
11	1122116	1,80
12	1869613	1,50

Fonte: Autor, 2023.

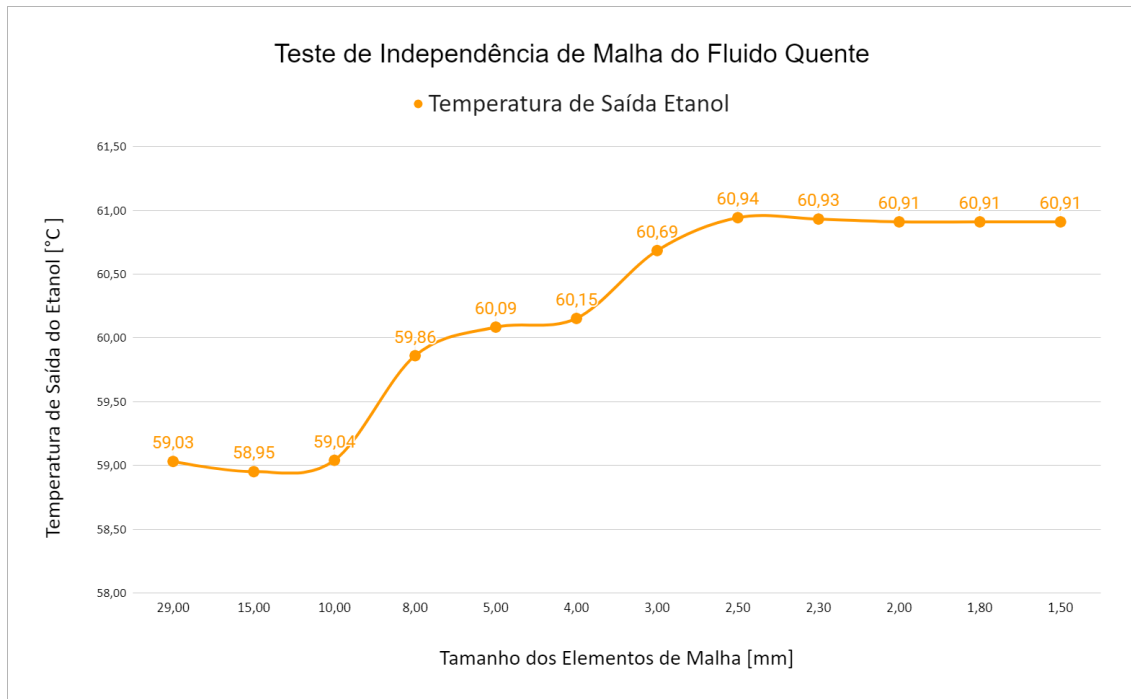
Dessa forma, é possível avaliar as variações das soluções obtidas para cada variável de interesse monitorada, como pode ser observado nos Gráficos 20, 21 e 22, respectivamente.

Gráfico 20 – Convergência das Perdas de Carga.



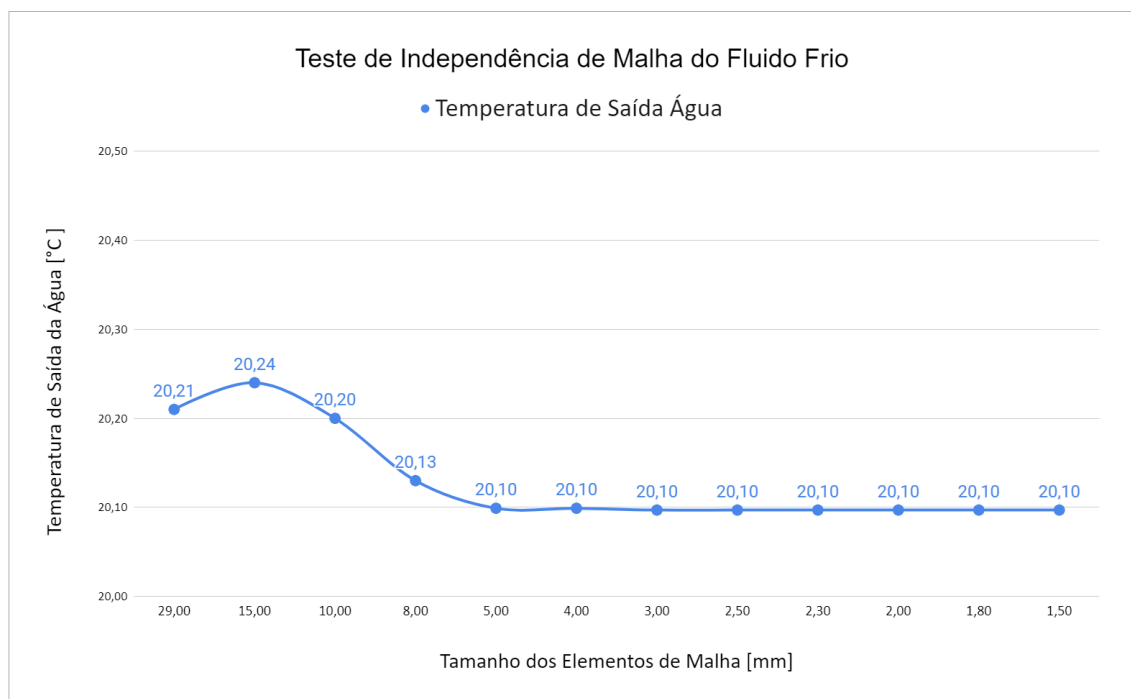
Fonte: Autor, 2023.

Gráfico 21 – Convergência de malha da temperatura de saída do etanol.



Fonte: Autor, 2023.

Gráfico 22 – Convergência de malha da temperatura de saída da água.



Fonte: Autor, 2023.

As variáveis de interesse para a análise, como a temperatura de saída do fluido frio e a perda de carga no casco, atingiram a convergência em torno de um tamanho de

elemento (*Element Size*) de 5,00 mm. No entanto, notavelmente, a perda de carga no tubo e a temperatura de saída do fluido frio só alcançaram a independência de malha por volta do décimo teste, quando o *element size* foi reduzido para 2,00 mm. Observa-se que o refinamento da malha além desse valor resultaria apenas em aumento do consumo computacional e prolongamento das simulações, sem impacto significativo nas variáveis de interesse. Assim, a malha utilizada durante as simulações foi refinada até um *body size* de 2,00 mm, otimizando a eficiência computacional sem comprometer a precisão das análises.

3.14 Condições de Contorno

O *Ansys Fluent* foi utilizado para configurar as condições de contorno do escoamento. Foram determinadas as condições de entrada e saída dos fluidos em contracorrente e a presença da gravidade, adotando $9,81\text{m/s}^2$, bem como a temperatura e velocidade do fluido que entra no equipamento. Além disso, foi definido o tipo de escoamento e a rugosidade da superfície interna do tubo.

Primeiro estabelecemos a condição de regime permanente, devido ao fato que os trocadores de calor operam por longos períodos sem alterações significativas em suas condições de funcionamento, é comum que eles sejam modelados como dispositivos de escoamento permanente. Isso se deve ao fato de que as variações de temperatura e pressão dentro do trocador tendem a se estabilizar após um certo período, permitindo que as propriedades do fluido e as condições de contorno sejam consideradas constantes ao longo do tempo (ÇENGEL, 2009).

É assumido que a superfície externa do trocador de calor está completamente isolada, garantindo que não haja perda de calor para o meio ambiente. Além disso, toda a transferência de calor ocorre somente entre os dois fluidos que passam pelo equipamento e o tubo (BHUTTA et al., 2012).

Foram criados os domínios da água Domínio Fluido A e do etanol Domínio Fluido B, onde foi estabelecido as condições de entrada e saída (do inglês, *inlet e outlet*) de cada fluido e por onde vão escoar, parâmetros como velocidade de entrada também foram definidos, a Tabela 9 mostra os parâmetros de entrada dos fluidos.

Em trocadores de calor casco e tubo, as velocidades dos fluidos geralmente variam entre 0,7 m/s e 7 m/s. É importante manter baixas velocidades para evitar problemas como erosão, vibrações nos tubos e perda de carga (ÇENGEL, 2009). Diante dessa informação é razoável adotar a velocidade de entrada da água como sendo 5 m/s. A velocidade de entrada do etanol será de 0,1 m/s para facilitar as observações dos efeitos da rugosidade nas temperaturas de saída do TCCT. Por fim, foi definido a pressão de saída de 0 Pa para ambos, abaixo a Tabela mostra os parâmetros de entrada adotados.

Tabela 9 – Parâmetros de entrada dos fluidos.

Parâmetro	Casco	Tubo
Fluido de Trabalho	Etanol	Água
Temperatura de Entrada	70 °C	20 °C
Velocidade Média	0,1 m/s	5,0 m/s
Material	Aço	Cobre

Fonte: Autor, 2023.

Foram utilizados os materiais disponíveis na biblioteca do *Ansys Fluent*, para os três domínios definidos no estudo. As propriedades do material foram também utilizadas para obter os resultados por meios analíticos, abaixo a Tabela 10 mostra as propriedades dos materiais.

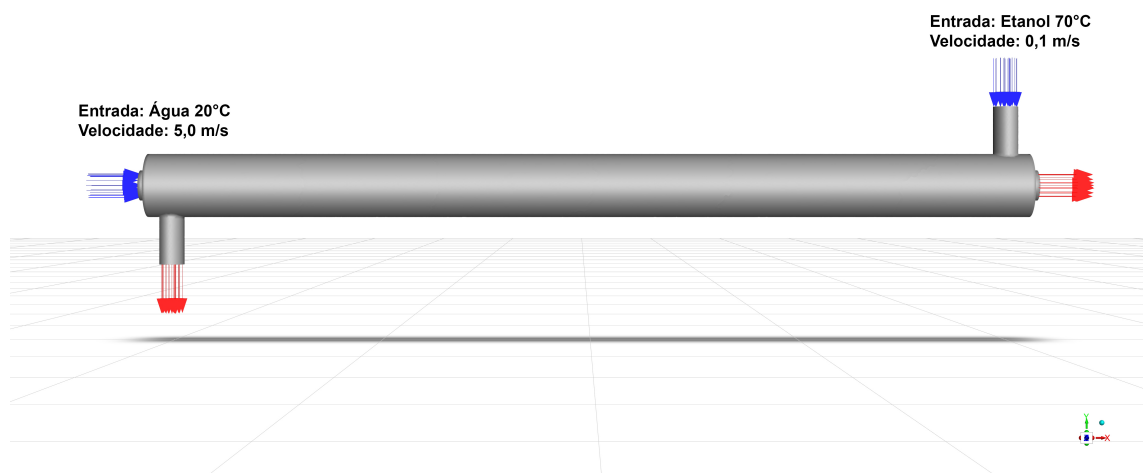
Tabela 10 – Propriedades dos materiais.

Propriedade	Fluido A (Água)	Fluido B (Etanol)	Tubo (Cobre)
Massa Específica (ρ)	997kg/m ³	789kg/m ³	8933kg/m ³
Viscosidade Dinâmica (μ)	8.899 * 10 ⁻⁴ kg/m.s	1.197 * 10 ⁻³ kg/m.s	-
Calor Específico (C_p)	4181.7J/kg.K	2500J/kg.K	3.85 * 10 ² J/kg.K
Condutividade Térmica (k)	0.6069W/m.K	0.177W/m.K	401W/m.K

Fonte: ANSYS, 2018.

A Figura 23 mostra o trocador de calor casco e tubo de tubos concêntricos configurado em contracorrente e suas condições de entrada.

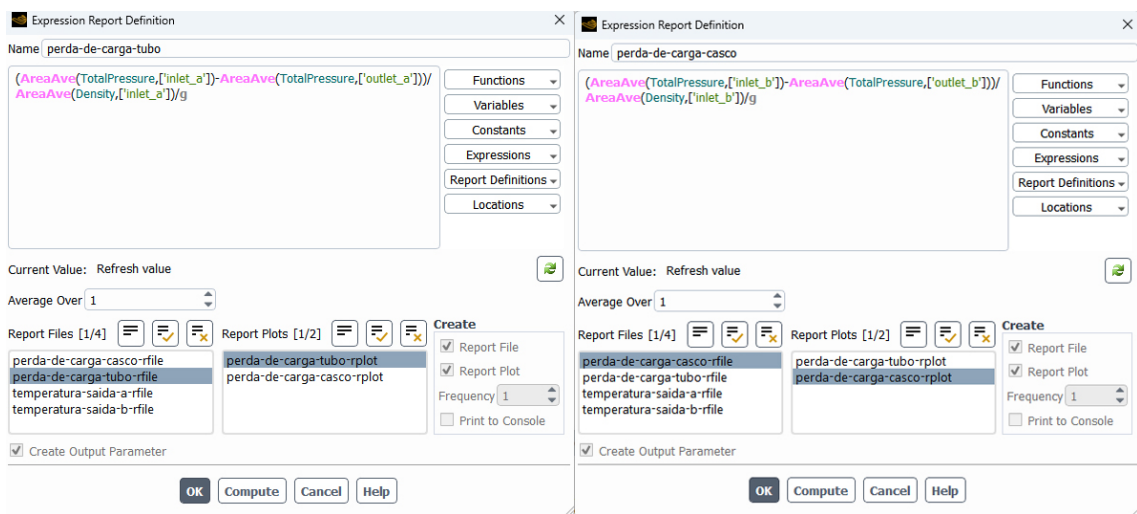
Figura 23 – Entrada de fluidos no trocador de calor.



Fonte: Autor, 2023.

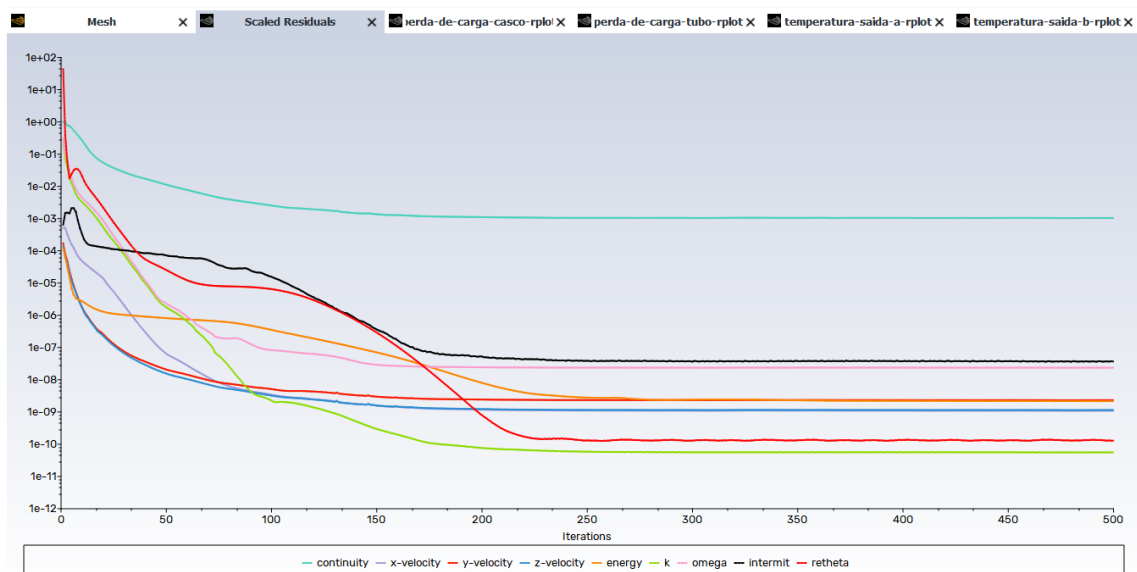
Foi estabelecido monitores de variáveis de interesse para verificar a convergência da perda de carga no casco e no tubo, mensurada através de uma expressão relacionada com o balanço de energia, que consiste em verificar a diferença de energia entre os pontos de entrada e saída do fluido e calcular a perda de energia. A Figura 24 mostra a expressão usada para o tubo e para o casco. As temperaturas de saída, outra variável de interesse do estudo, foram monitoradas por meio da opções *Report Definitions* oferecida pelo próprio *Ansys Fluent* (FLUENT, 2011). Os Gráficos 27, 28, 29 e 30 mostram a convergência das variáveis de interesse, é possível notar que todas tiveram convergência em menos de metade do número máximo de iterações.

Figura 24 – Expressão utilizada para obter as perdas de carga.



Fonte: Autor, 2023.

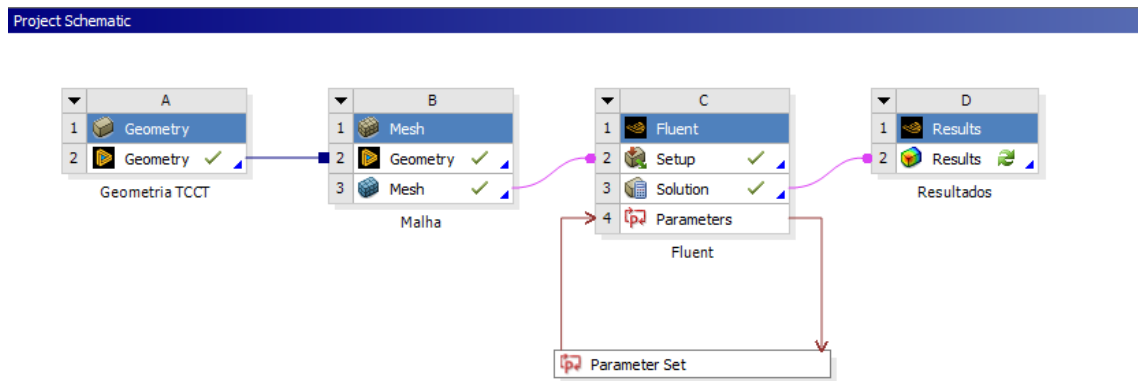
Gráfico 25 – Resíduos das Equações Governantes.



Fonte: Autor, 2023.

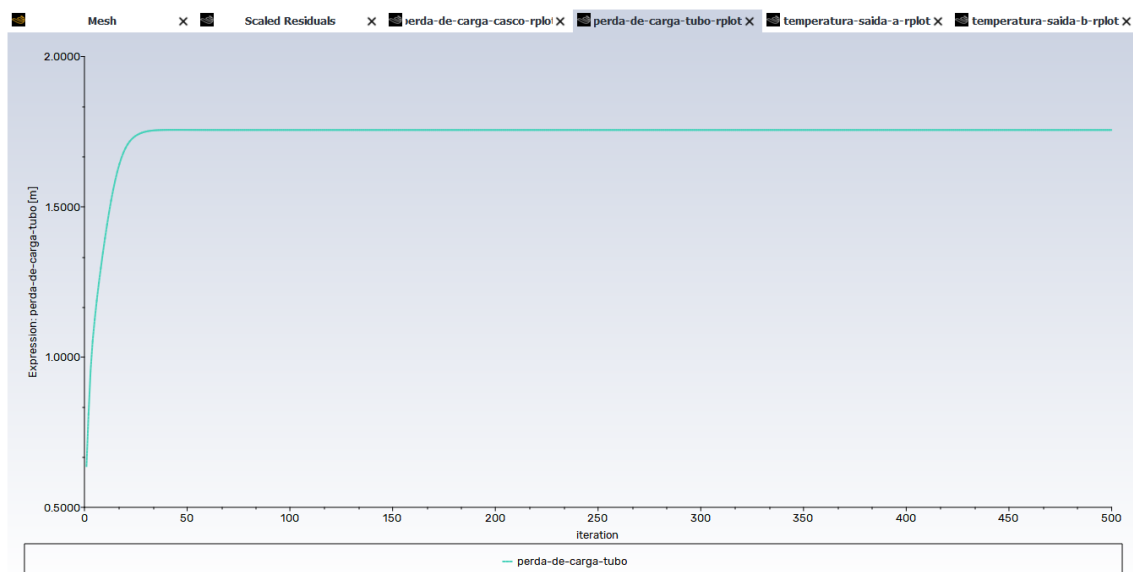
Por fim, foram adotados os métodos de solução *Scheme Coupled*, com discretização espacial *Least Squares Cell Based* de segunda ordem, opções do *Ansys Fluent* que são comumente utilizadas para definir os métodos de discretização numérica empregados nas equações de transporte do escoamento de fluidos durante a simulação. Ambas foram definidas como *High Resolution* para melhor precisão e estabilidade numérica da simulação (MADENCI, 2015). Os critérios de convergência foram de 10^{-4} para todas as equações governantes, garantindo resultados com boas aproximações numéricas. Um limite de 500 iterações foi definido finalizar as simulações caso não alcance a precisão desejada. A Figura 25 mostra a convergência dos resíduos das equações governantes. A Figura 26 mostra o esquemático das etapas da simulação, desde a importação da geometria, geração de malha, *setup* e pós-processamento, o *Parameter Set* é referente a parametrização da rugosidade, com os casos citados na Tabela 1.

Figura 26 – WorkBench do ANSYS FLUENT.



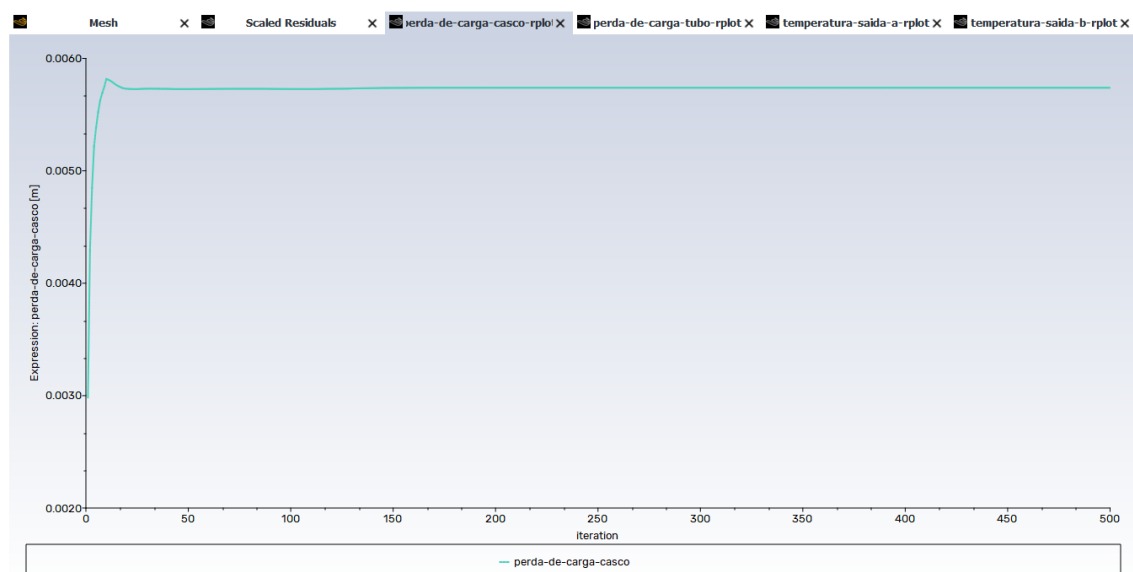
Fonte: Autor, 2023.

Gráfico 27 – Monitor de convergência da perda de carga no tubo.



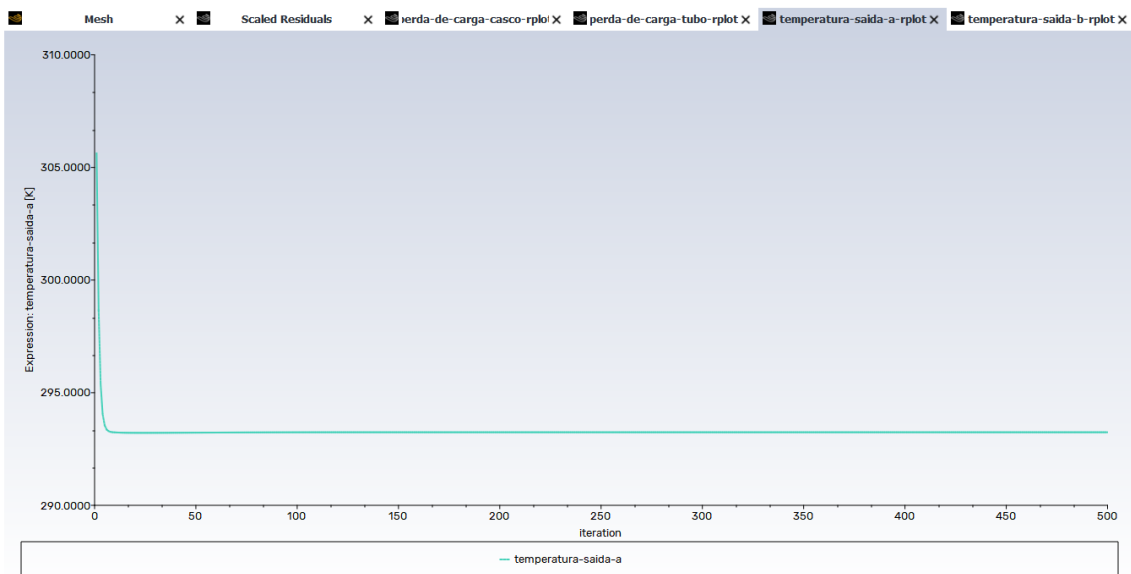
Fonte: Autor, 2023.

Gráfico 28 – Monitor de convergência da perda de carga no casco.



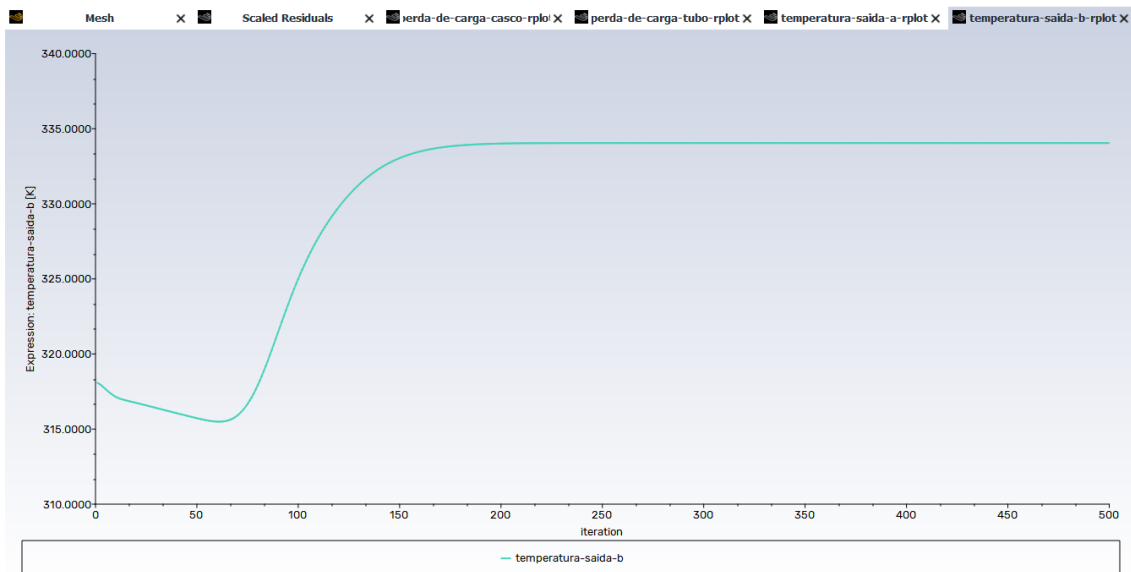
Fonte: Autor, 2023.

Gráfico 29 – Monitor de convergência da temperatura de saída da água.



Fonte: Autor, 2023.

Gráfico 30 – Monitor de convergência da temperatura de saída do etanol.



Fonte: Autor, 2023.

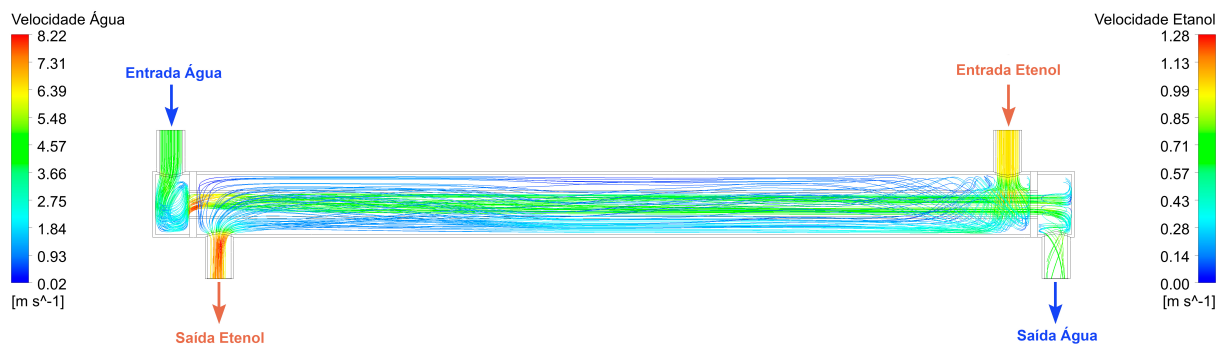
3.15 Características do equipamento utilizado na simulação

Para realização da simulação um computador com as seguintes características foi utilizado: Sistema Operacional Windows 11 64 bit, processador AMD RYZEN 5600 com frequência de 3.5 GHz até 4.6 GHz e 16 GB de memória RAM com frequência de 2666 MHz e uma GPU AMD RADEON 6600 XT.

4 Resultados

Os resultados obtidos na simulação numérica foram analisados e comparados com os resultados de métodos analíticos. Foram investigados os efeitos da rugosidade na perda de carga considerando diferentes valores de rugosidade para o interior do tubo. As análises incluem a perda de carga no tubo e a eficiência térmica do trocador de calor no resfriamento do etanol. A Figura 31 mostra as linhas de corrente do escoamento, tanto no casco quanto no tubo, sendo possível ver como o fluido se comporta devido à geometria e a velocidade desenvolvida pelo escoamento dos fluidos ao longo do TCCT, a velocidade média em processos de aquecimento e resfriamento pode apresentar pequenas variações devido às mudanças na densidade causadas pela variação de temperatura (ÇENGEL, 2015).

Figura 31 – Linhas de Corrente dos Fluidos.



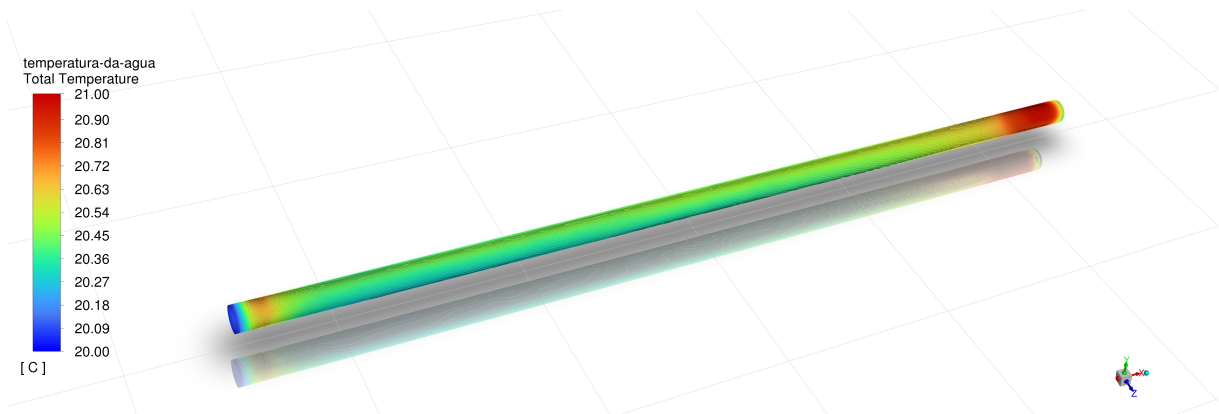
Fonte: Autor, 2023.

Com base na metodologia aplicada, o resultado obtido para o Caso 1, com rugosidade equivalente de 0,0015 mm, resultou em uma perda de carga de 0,894 m no tubo e uma perda de carga de 0,005 m no casco.

Os resultados obtidos representam a energia mecânica dissipada em forma de calor, ou seja, a perda de carga tem impacto no consumo energético em casos onde a bomba é usada para gerar o fluxo no trocador de calor, mas também pode impactar no desempenho da transferência de calor (INCROPERA, 2008), onde o objetivo é resfriar o etanol. Porém, por conta da rugosidade, o atrito gerado causaria um aumento da temperatura do tubo, tornando menos eficiente a troca térmica (JOSHI e WEBB, 1987).

As Figuras 32 e 33 proporcionam uma visão detalhada dos gradientes de temperatura presentes no casco e no tubo do trocador de calor, permitindo identificar áreas de maior troca térmica. Ao longo do fluxo, a transferência de calor ocorre de maneira indireta, onde a água recebe calor do etanol.

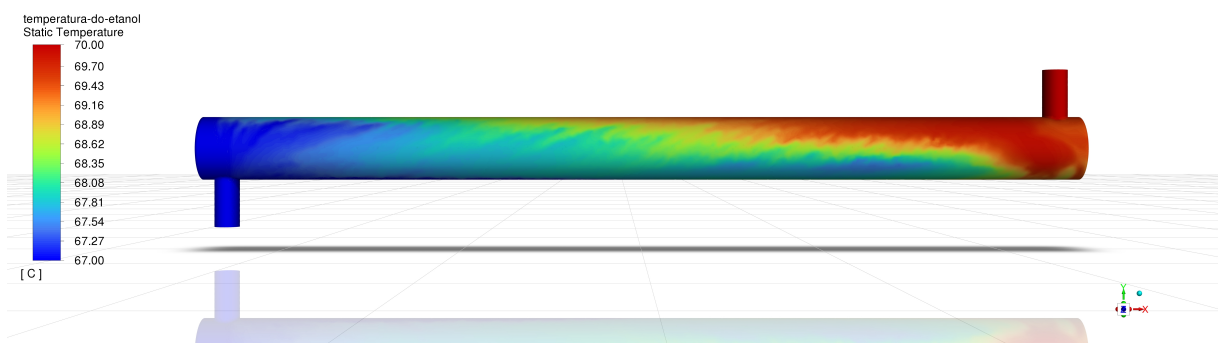
Figura 32 – Gradiente de Temperatura do Tubo.



Fonte: Autor, 2023.

Ao analisar os gradientes de temperatura do tubo na Figura 32, percebemos como a distribuição térmica varia ao longo do comprimento. A região de entrada do etanol apresenta um gradiente mais acentuado, indicando uma transferência de calor inicial mais intensa. Conforme o etanol percorre o tubo, ocorre uma gradual diminuição do gradiente de temperatura, sugerindo uma transferência térmica contínua para a água ao longo do trajeto.

Figura 33 – Gradiente de Temperatura do Casco.



Fonte: Autor, 2023.

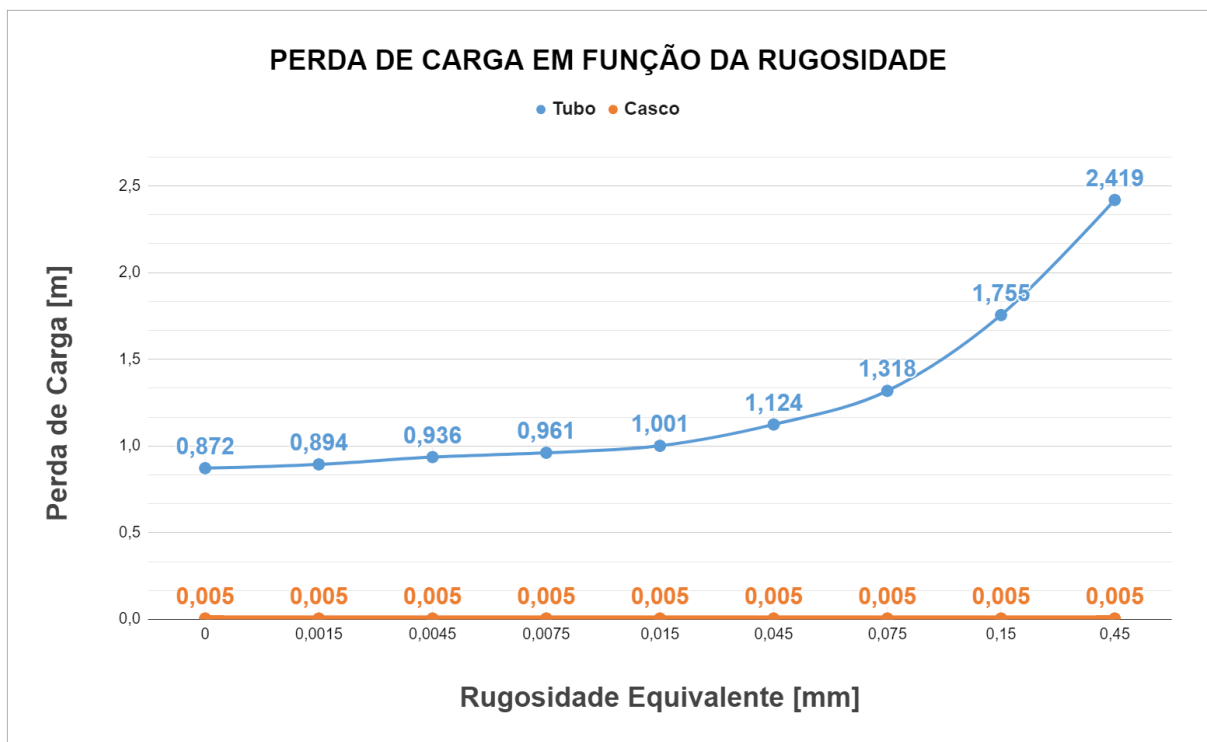
No caso do casco, os gradientes de temperatura ao redor da superfície externa do tubo mostram como a água, ao entrar no casco, absorve calor do etanol que circula dentro do tubo. O gradiente é mais pronunciado na região próxima à entrada da água,

evidenciando a intensidade inicial da transferência térmica. À medida que a água percorre o casco, o gradiente tende a se reduzir, indicando uma transferência térmica gradual ao longo do caminho.

O gradiente de temperatura do casco e do tubo não apresentaram diferenças perceptíveis em relação à variação da rugosidade dos casos apresentados na Tabela 1. Isso sugere que, sob as condições específicas desses casos de estudo, a rugosidade não exerce uma influência pronunciada nos gradientes de temperatura.

A parametrização da rugosidade possibilitou também uma análise do impacto de diferentes níveis de rugosidade superficial e sua influência na perda de carga. A Figura 34 mostra a perda de carga para os cenários descritos na Tabela 1, onde é possível notar que a perda de carga no tubo variou de maneira não linear com o aumento da rugosidade e no casco a perda de carga foi muito inferior e se manteve aproximadamente constante, comportamento já esperado, visto que o escoamento nesta região foi predominantemente laminar. Portanto, os picos de rugosidade nos casos apresentados permaneceram submersos na subcamada laminar, onde nesta camada os efeitos viscosos são predominantes e amortecem os efeitos turbulentos e reduz significativamente o atrito com a parede, o que resultou em uma perda de carga próxima a zero (ANDERSON, 2005).

Gráfico 34 – Perda de Carga em Função da Rugosidade.



Fonte: Autor, 2023.

Visto que a perda de carga no casco foi constante e os resultados foram compatíveis com o comportamento teórico esperado, em decorrência do regime de escoamento

laminar, em vista disso, cabe a comparação de valores apenas para o escoamento no tubo. Segundo ÇENGEL (2015) a perda de carga em um escoamento interno seria zero se não houvesse atrito, para o caso ideal, descrito na Tabela 1, é considerado um escoamento sem rugosidade superficial, portanto, a perda de carga é devido apenas ao atrito entre as partículas do fluido que se comportam de maneira desordenada, haja visto se tratar de um escoamento turbulento (WONGWISES e POLSONGKRAM, 2006).

A presença de qualquer irregularidade na superfície perturba a camada limite e afeta significativamente o escoamento. Diferentemente do escoamento laminar, no caso do escoamento turbulento, a rugosidade superficial desempenha um papel importante na determinação do atrito. Por isso é possível notar um aumento de 7,23% na perda de carga no tubo, quando comparado o Caso 0 (sem rugosidade) com o Caso 1 (tubo de cobre novo), que apresenta rugosidade equivalente de 0,0015 mm. Este aumento na perda de carga significa que os elementos de rugosidade presentes na superfície do tubo emergiram da subcamada viscosa e agora exerce influência no escoamento. Quando isso ocorre, o escoamento é dito hidrodinamicamente rugoso, e por conta dessa rugosidade, há um aumento da turbulência e do atrito e conseqüentemente mais energia mecânica será convertida em calor, levando à perda de carga (MUNSON et al., 2004).

A Tabela 11 mostra em porcentagem o aumento da perda de carga dos Casos 2 ao 8 em relação ao Caso 1. Dessa forma é possível comparar diretamente um tubo de cobre novo, cuja rugosidade é proveniente do processo de fabricação, com tubos que apresentam maior rugosidade devido a influências externas provenientes da operação do trocador de calor. O aumento percentual da perda de carga visto na Tabela 11 também representa o aumento em termos percentuais da potência necessária para a bomba vencer a perda de carga no TCCT. Este aumento torna-se cada vez mais significativo à medida que a rugosidade aumenta, como pode ser visto na Tabela 11, houve um aumento de 11,96% entre tubos novos e velhos. O cenário é ainda pior quando comparado com os casos oxidados, onde a rugosidade pode chegar a 0,45 mm, considerando a incerteza atribuída (FOX et al., 2015), logo, a bomba hidráulica necessita desenvolver maior potência para suprir essa demanda que não existiria outrora, acarretando maiores gastos energéticos e tornando o processo menos eficiente, visto que a bomba precisa gastar mais energia para suprir a perda de carga (CAPODAGLIO e OLSSON, 2019). A relação de potência para o caso analisado pode ser vista no Apêndice A.

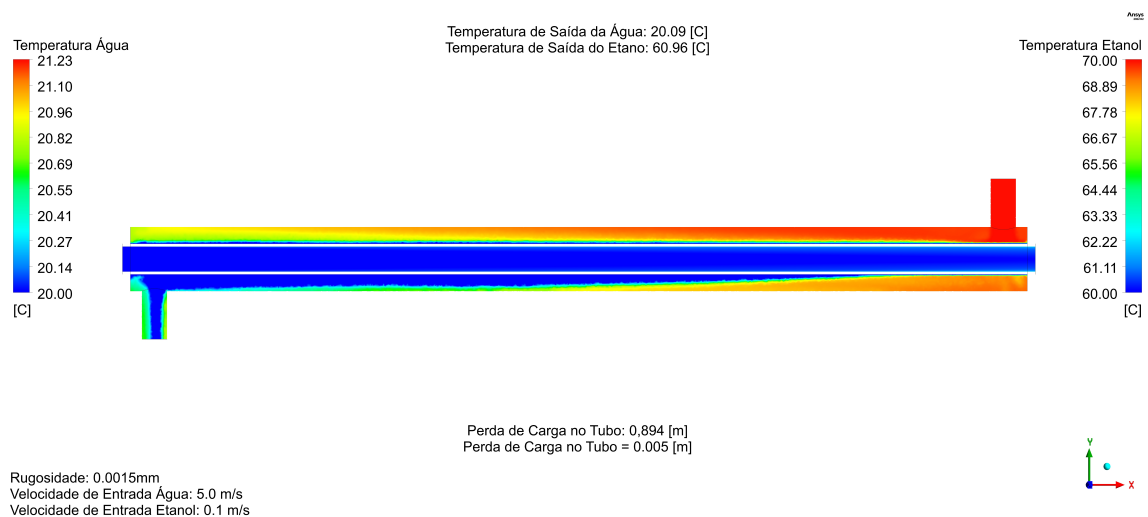
Tabela 11 – Percentual de Aumento da Perda de Carga.

N° Caso	Rugosidade (mm)	Perda de Carga (m)	Aumento Percentual (%)
Caso 1	0,0015	0,894 m	0%
Caso 2	0,0045	0,936 m	4,69%
Caso 3	0,0075	0,961 m	7,49%
Caso 4	0,0150	1,001 m	11,96%
Caso 5	0,0450	1,124 m	25,72%
Caso 6	0,0750	1,318 m	47,42%
Caso 7	0,1500	1,755 m	96,30%
Caso 8	0,4500	2,419 m	170,58%

Fonte: Autor, 2023.

Analisando a Figura 35 que mostra os gradientes de temperatura da água e do etanol, é possível notar que a água apresentou pouca variação, sendo as maiores temperaturas próximas à parede, devido à condição de não escorregamento. O etanol, por outro lado, apresentou um gradiente de temperaturas com muitas variações. Nota-se, a presença de uma zona de maior temperatura na parte superior, condição causada pela diferença de densidade devido à convecção do escoamento laminar. Observando a Figura 35 também é possível ver uma zona de maior temperatura no canto inferior da entrada do etanol, com auxílio da Figura 31 é possível notar que se trata de uma zona de recirculação.

Figura 35 – Gradiente de Temperatura dos Fluidos.



Fonte: Autor, 2023.

Ademais da perda de carga, a rugosidade superficial afeta a transferência de calor, ao analisar as temperaturas de saída da água e do etanol, foi possível notar pequenas variações a medida que a rugosidade foi alterada, a Tabela 12 mostra os valores de saída para ambos os fluidos.

Tabela 12 – Temperatura de Saída dos Fluidos.

N° Caso	Rugosidade (mm)	Etanol	Diferença (%)	Água	Diferença (%)
Caso 0	Sem Rugosidade	60,961 °C	-	20,091	-
Caso 1	0,0015	60,953 °C	0%	20,091	0%
Caso 2	0,0045	60,952 °C	0,002%	20,092	0,005%
Caso 3	0,0075	60,951 °C	0,003%	20,093	0,010%
Caso 4	0,0150	60,950 °C	0,005%	20,093	0,010%
Caso 5	0,0450	60,930 °C	0,038%	20,095	0,020%
Caso 6	0,0750	60,923 °C	0,049%	20,096	0,025%
Caso 7	0,1500	60,910 °C	0,071%	20,097	0,030%
Caso 8	0,4500	60,880 °C	0,120%	20,099	0,040%

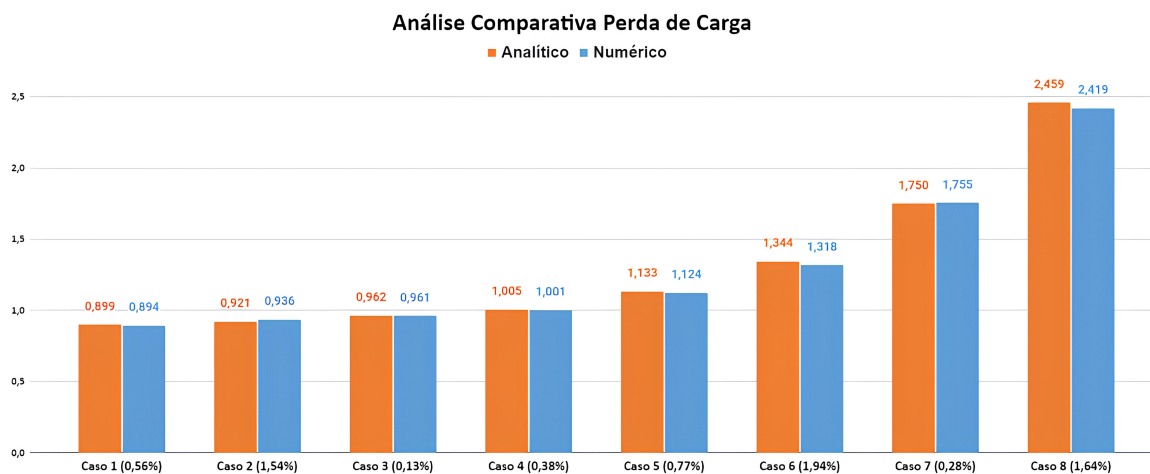
Fonte: Autor, 2023.

No caso da transferência de calor, o aumento da rugosidade teve impacto benéfico no desempenho do trocador de calor, o etanol cedeu mais calor à água a medida que a rugosidade aumentou, fazendo com que o etanol fosse mais refrigerado. Entretanto, essa diferença foi muito sutil, de apenas 0,120% do Caso 1 para o Caso 8, enquanto a temperatura de saída da água subiu apenas 0,040% no mesmo cenário, ou seja, houve maior transferência de calor, proveniente da turbulência gerada pelo aumento da rugosidade, favorecendo assim a difusão térmica (KANDLIKAR, 2004). Contudo, tais percentuais de melhoria de troca térmica não justificam o aumento do consumo energético decorrente da perda de carga do equipamento visto na Tabela 11. Também vale ressaltar que os dados obtidos consideram a rugosidade como sendo proveniente da superfície do próprio material. Em casos de influência externa a rugosidade superficial pode variar por conta de corrosão e formação de depósitos, prejudicando a transferência de calor por formar camadas de outros materiais com baixa condutividade térmica (FERREIRA, 2022).

4.0.1 Comparação com resultados analíticos

Comparar os resultados obtidos por simulação numérica usando fluidodinâmica computacional com resultados analíticos ou teóricos esperados é uma prática essencial na Engenharia. Essa comparação permite avaliar a confiabilidade e a validade dos resultados obtidos pela simulação, bem como identificar possíveis erros ou discrepâncias. Se os resultados numéricos se aproximarem dos resultados teóricos esperados, isso indica que o modelo está capturando adequadamente o comportamento físico do sistema. Pequenas diferenças são esperadas devido a erros numéricos, mas uma concordância razoável indica que a simulação está produzindo resultados confiáveis (KRESS, 1998).

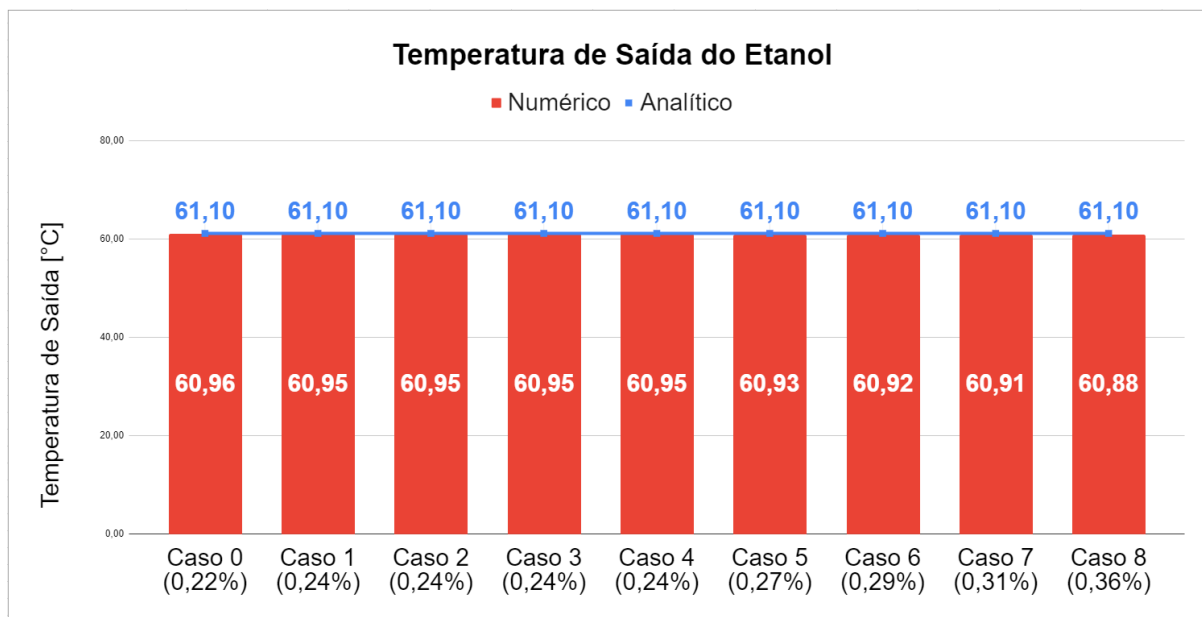
Gráfico 36 – Perda de Carga: Comparação Numérico x Analítico.



Fonte: Autor, 2023.

As Seções 2.5.4 e 2.6.6 trata, dos métodos analíticos aplicados, demonstrando suas equações e variáveis, além de um breve resumo sobre o método. O método de Darcy-Weisbach foi aplicado para encontrar a perda de carga no tubo, sua utilização leva em conta a hipótese de regime permanente, escoamento incompressível, tubo uniforme e horizontal e fluido newtoniano, condições coerentes com a simulação realizada. Porém, as condições de escoamento totalmente desenvolvido e viscosidade constante ao longo do escoamento não fazem parte do modelo numérico desenvolvido, haja visto que o escoamento se desenvolve a partir da entrada e por conta da temperatura existe a variação da viscosidade dos fluidos. Entretanto, como é possível ver no Gráfico 36, houve boa proximidade entre os resultados numéricos e analíticos, com a maior diferença entre eles sendo de 1,93%, atestando a validade da modelagem e dos resultados numéricos para perda de carga.

Gráfico 37 – Temperatura de Saída do Etanol: Numérico x Analítico.

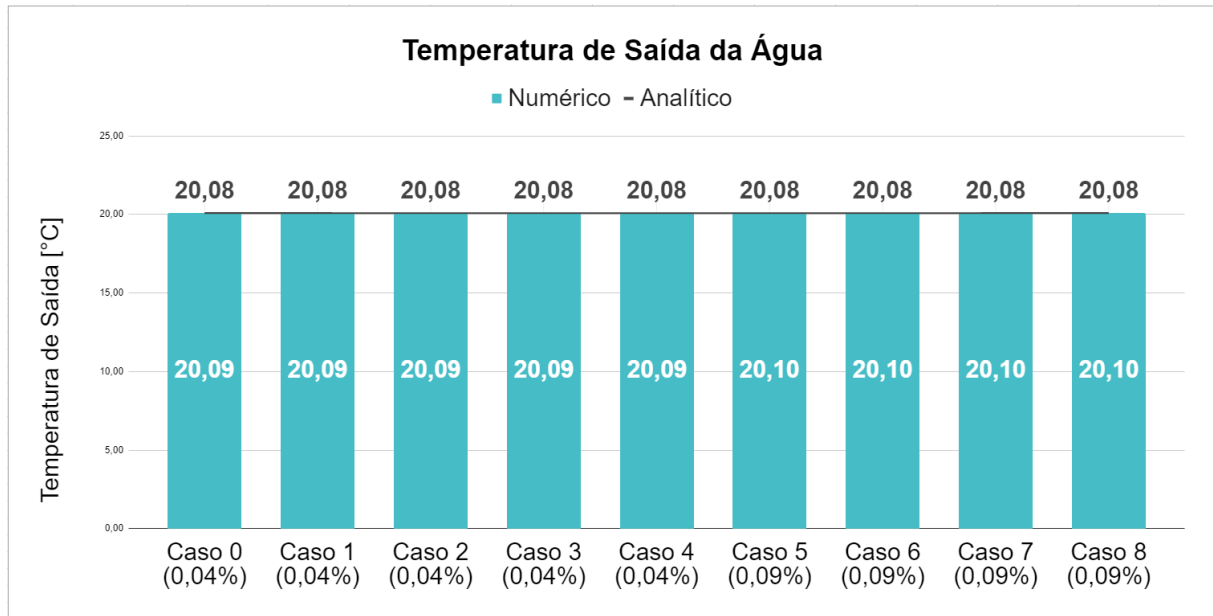


Fonte: Autor, 2023.

As temperaturas de saída da água e do etanol obtidas por simulação também foram comparadas com valores analíticos, por meio da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura, descrito na seção 2.6.6. Este método tem como hipótese escoamento em regime permanente, monofásico e sem perdas de calor para o ambiente, condições atendidas durante a modelagem da simulação, e as propriedades como viscosidade e densidade são aproximadamente constantes ao longo do TCCT. Vale lembrar que o comprimento de troca térmica do equipamento é de 560 mm, resultando em uma temperatura de saída do etanol de 61,10 °C e da água de 20,08 °C valores muito próximos dos resultados encontrados de forma numérica, com diferença percentual máxima de 0,36% para o etanol e 0,09% para água.

A análise do comportamento do Gráfico 37 revela uma tendência, à medida que a rugosidade aumenta, observa-se um aumento da distância entre os valores numéricos e analíticos da temperatura de saída do etanol. Esse afastamento dos resultados pode ser justificado pela maior complexidade introduzida no escoamento devido à presença de uma superfície mais rugosa. A rugosidade cria obstáculos ao fluxo fluido, promovendo turbulências e aumentando as interações fluido-superfície. Essa dinâmica complexa, pode não ser completamente capturada pelos modelos analíticos, resulta em discrepâncias mais significativas entre os valores previstos e aqueles obtidos numericamente (KRESS, 1998).

Gráfico 38 – Temperatura de Saída do Água: Numérico x Analítico.



Fonte: Autor, 2023.

A perda de carga quanto as temperaturas de saída apresentaram valores consistentes e alinhados com os resultados teóricos esperados, quando comparados com métodos consolidados como Darcy-Weisbach e Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT). Essa concordância entre os resultados numéricos e os valores teóricos reforça a robustez do modelo de simulação adotado, evidenciando sua capacidade de reproduzir o comportamento real do TCCT adotado. Essa consistência entre a análise teórica e os resultados da simulação valida a confiabilidade da abordagem numérica utilizada, fortalecendo a relevância e a precisão das conclusões obtidas neste estudo.

5 Conclusão

Os resultados obtidos por meio da simulação numérica com o *software ANSYS Fluent*, utilizando o modelo de turbulência SST (*Shear Stress Transport*), mostraram que a perda de carga no tubo aumentou significativamente com o aumento da rugosidade, enquanto a perda de carga no casco foi praticamente constante devido ao regime laminar. Esse aumento da perda de carga implica em um maior consumo energético da bomba que gera o fluxo no trocador de calor, reduzindo a eficiência energética do processo. Por outro lado, a transferência de calor foi levemente favorecida pelo aumento da rugosidade, pois houve uma maior turbulência e difusão térmica no escoamento. No entanto, essa melhoria foi muito pequena e não compensou o aumento da perda de carga.

Os resultados numéricos foram comparados com resultados analíticos obtidos por meio do método de Darcy-Weisbach da Média Logarítmica das Diferenças de temperatura. Foi observada uma boa concordância entre os valores numéricos e analíticos, com diferenças percentuais máximas inferiores a 2% para a perda de carga no tubo e a 1% para as temperaturas de saída dos fluidos. Essa comparação validou o modelo numérico utilizado e confirmou a confiabilidade dos resultados obtidos pela simulação.

Portanto, pode-se concluir que a rugosidade superficial tem um impacto negativo devido à perda de carga e um impacto positivo na transferência de calor em um TCCT considerando uma rugosidade proveniente do processo de fabricação. Porém, o aumento da rugosidade ocorre naturalmente por meios externos e dificulta a transferência de calor.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros.

Para trabalhos futuros, recomenda-se a exploração de modelos de turbulência mais avançados, como o *Large Eddy Simulation* (LES), juntamente com o aumento no número de elementos na malha e a implementação de discretização de segunda ordem para aprimorar a captura da rugosidade. A consideração de um regime transiente pode ser necessária, especialmente ao lidar com escalas de turbulência muito pequenas que podem não ser adequadamente modeladas em um regime permanente.

Além disso, é sugerida a modelagem e simulação no *software Fluent* de depósitos de incrustação no trocador de calor, examinando de forma mais detalhada a influência do depósito de materiais no coeficiente global de transferência de calor e na perda de carga ao longo do tempo. Essas abordagens mais refinadas visam aprimorar a precisão e a aplicabilidade do modelo, oferecendo uma compreensão mais abrangente dos fenômenos associados à rugosidade e à incrustação em trocadores de calor.

Referências

- ANDERSON, J. D. Ludwig prandtl's boundary layer. **Physics today**, AIP Publishing, v. 58, n. 12, p. 42–48, 2005.
- ANSYS, C. 12.0 user's guide, 2009. **ANSYS Inc**, 2009.
- ANSYS, I. Ansys fluent user's guide, release 19.0. **ANSYS Inc, Canonsburg**, 2018.
- ASLAN, E.; TAYMAZ, I.; ISLAMOGLU, Y.; ENGIN, M.; COLPAN, I.; KARABAS, G.; OZCELIK, G. Computational investigation of the velocity and temperature fields in corrugated heat exchanger channels using rans based turbulence models with experimental validation. **Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal**, Inderscience Publishers (IEL), v. 18, n. 1, p. 33–45, 2018.
- ASME. Tubular Exchanger Manufacturers' Association. 2019.
- BALTES, H. I on the validity of kirchhoff's law of heat radiation for a body in a nonequilibrium environment. In: **Progress in optics**. [S.l.]: Elsevier, 1976. v. 13, p. 1–25.
- BECKER, H.; MARÉCHAL, F.; VUILLERMOZ, A. Process integration and opportunities for heat pumps in industrial processes. **International Journal of Thermodynamics**, Uluslararası Uygulamalı Termodinamik Derneği İktisadi İşletmesi, v. 14, n. 2, p. 59–70, 2011.
- BELL, K. J. Heat exchanger design for the process industries. **J. Heat Transfer**, v. 126, n. 6, p. 877–885, 2004.
- BHUTTA, M. M. A.; HAYAT, N.; BASHIR, M. H.; KHAN, A. R.; AHMAD, K. N.; KHAN, S. Cfd applications in various heat exchangers design: A review. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, 2012.
- BLACKWELDER, R.; KAPLAN, R. On the wall structure of the turbulent boundary layer. **Journal of Fluid Mechanics**, Cambridge University Press, v. 76, n. 1, p. 89–112, 1976.
- BLOCKEN, B.; STATHOPOULOS, T.; CARMELIET, J. Cfd simulation of the atmospheric boundary layer: wall function problems. **Atmospheric environment**, Elsevier, v. 41, n. 2, p. 238–252, 2007.
- BRUNETTI, F. **Mecânica dos fluidos** . [S.l.]: Pearson Educación, 2008.
- CAPODAGLIO, A. G.; OLSSON, G. Energy issues in sustainable urban wastewater management: Use, demand reduction and recovery in the urban water cycle. **Sustainability**, MDPI, v. 12, n. 1, p. 266, 2019.
- CERVO, A. L.; BERVIAN, P. A. Metodologia científica. In: **Metodologia científica**. [S.l.: s.n.], 1996. p. xiv–209.
- CFX-SOLVER, A. Theory guide. **Release II**, 2006.

- CHUNG, T. J. **Computational fluid dynamics**. [S.l.]: Cambridge university press, 2002.
- COUSTEIX, T. C. J.; CEBECI, J. Modeling and computation of boundary-layer flows. **Berlin, Germany: Springer**, Springer, 2005.
- ESSS. **Fluidodinâmica computacional, o que é?** 2023. Url <https://www.esss.co/blog/fluidodinamica-computacional-o-que-e/>. Acessado: 01-12-2023.
- EYMARD, R.; GALLOUËT, T.; HERBIN, R. Finite volume methods. **Handbook of numerical analysis**, Elsevier, v. 7, p. 713–1018, 2000.
- FERREIRA, F. V. **MODELAGEM COMPUTACIONAL DA FORMAÇÃO DE INCRUSTAÇÕES SUPERFICIAIS DE CARBONATO DE CÁLCIO UTILIZANDO A TEORIA DLVO ESTENDIDA**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2022.
- FILHO, B. W. **Transmissão de Calor**. [S.l.]: São Paulo: Thomson, 2004.
- FLUENT. Ansys fluent theory guide. **Ansys Inc., USA**, v. 15317, p. 724–746, 2011.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. **Introdução à Mecânica dos Fluidos, 5ª edição**. 9. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2015.
- FRAAS, A. P. **Heat exchanger design**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1991.
- GHIZZE, A. Manual de trocadores de calor, vasos e tanques. **São Paulo: Ibrasa**, 1989.
- GRENIER, E.; GUO, Y.; NGUYEN, T. T. Spectral stability of prandtl boundary layers: an overview. **Analysis**, De Gruyter Oldenbourg, v. 35, n. 4, p. 343–355, 2015.
- HEWITT, G. F.; BARBOSA, J. **Heat exchanger design handbook**. [S.l.]: Begell house New York, 2008. v. 98.
- HOLMAN, J. P. **Heat transfer**. New York: McGraw Hill Higher Education, 2010.
- HU, S.; MA, X.; ZHOU, W. Condensation heat transfer of ethanol-water vapor in a plate heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 113, p. 1047–1055, 2017.
- INCROPERA. **Fundamentos de transferencia de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2008.
- JOSHI, H. M.; WEBB, R. L. Heat transfer and friction in the offset stripfin heat exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 30, n. 1, p. 69–84, 1987.
- KANDLIKAR, S. G. Evaluation of single phase flow in microchannels for high heat flux chip cooling—thermohydraulic performance enhancement and fabrication technology. **Heat transfer engineering**, Taylor & Francis, v. 25, n. 8, p. 5–16, 2004.
- KOHNKE, P. Ansys. In: **Finite Element Systems: A Handbook**. [S.l.]: Springer, 1982. p. 19–25.
- KRESS, R. **Numerical analysis**. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 1998. v. 181.

- LEE, Y.-H.; KIM, S. Y.; PARK, M. K. An experimental study of shell and tube heat exchanger performance with baffle spacing. **Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers. B**, v. 25, 2001.
- LEWIS, M. An elementary analysis for predicting the momentum-and heat-transfer characteristics of a hydraulically rough surface. 1975.
- MADENCI, E. **The finite element method and applications in engineering using ANSYS®**. [S.l.]: Springer, 2015.
- MADSON, P. Ethanol distillation: the fundamentals. **The alcohol textbook**, Nottingham University Press: Nottingham, UK, v. 4, p. 319–336, 2003.
- MAHU, R.; POPESCU, F. Nrel phase vi rotor modeling and simulation using ansys fluent 12.1. **Mathematical Modeling in Civil Engineering**, 2011.
- MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2017.
- MARTINS, G. Metodologia da investigação científica. **São Paulo: Atlas**, p. 143–164, 2009.
- MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos**. 4. ed. São Paulo: Blucher, 2004.
- NASCIMENTO, F. P. d.; SOUSA, F. Classificação da pesquisa. natureza, método ou abordagem metodológica, objetivos e procedimentos. **Metodologia da Pesquisa Científica: teoria e prática—como elaborar TCC**. Brasília: Thesaurus, 2016.
- NETTO, A. **Manual de hidráulica**. [S.l.]: Editora Blucher, 2018.
- NITSCHKE, M. **Heat exchanger design guide: a practical guide for planning, selecting and designing of shell and tube exchangers**. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2015.
- OZDEN, E. Shell side cfd analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. **Energy conversion and Management**, Elsevier, v. 51, n. 5, p. 1004–1014, 2010.
- POTTER, M. Mecânica de fluidos, 3ra. **Edición, Thomson Learning, México**, 2007.
- RASHEED, R.; SAN, O.; MAULIK, A.; VEDULA, P. Data-driven deconvolution for large eddy simulations of kraichnan turbulence. **Physics of Fluids**, AIP Publishing, v. 30, n. 12, 2018.
- RAVAGNANI, M.; CABALLERO, J. A minlp model for the rigorous design of shell and tube heat exchangers using the tema standards. **Chemical Engineering Research and Design**, Elsevier, v. 85, n. 10, p. 1423–1435, 2007.
- ROGALLO, R. S.; MOIN, P. Numerical simulation of turbulent flows. **Annual review of fluid mechanics**, Annual Reviews 4139 El Camino Way, PO Box 10139, Palo Alto, CA 94303-0139, USA, v. 16, n. 1, p. 99–137, 1984.
- ROTT, N. Note on the history of the reynolds number. **Annual review of fluid mechanics**, Annual Reviews 4139 El Camino Way, PO Box 10139, Palo Alto, CA 94303-0139, USA, v. 22, n. 1, p. 1–12, 1990.

- SCHRODER, F. C. **Levantamento em campo da rugosidade equivalente de tubos metálicos**. Tese (Doutorado) — Dissertação (Mestrado)-Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e . . . , 2011.
- SHAH, R. K. **Compact heat exchangers**. [S.l.: s.n.], 2001.
- SMITS, A. J.; MCKEON, B. J.; MARUSIC, I. High-reynolds number wall turbulence. **Annual Review of Fluid Mechanics**, Annual Reviews, v. 43, p. 353–375, 2011.
- TEMA. Tubular Exchanger Manufacturers' Association. 2019.
- TEMAM, R. **Navier-Stokes equations: theory and numerical analysis**. [S.l.]: American Mathematical Soc., 2001. v. 343.
- THULUKKANAM, K. **Heat exchanger design handbook**. [S.l.]: CRC press, 2000.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. [S.l.]: Pearson education, 2007.
- VOLUPE. **y+ calculator**. 2023. Url <https://volupe.se/wall-y-calculator-when-meshing-a-geometry-for-cfd-analysis-this-handy-volupe-calculator-computes-the-height-of-the-first-mesh-cell-off-the-wall-required-to-achieve-a-desired-y-using-flat-plate-boun/>. Aces-sado: 08-12-2023.
- WANG, Q.; ZENG, M.; MA, T.; DU, X.; YANG, J. Recent development and application of several high-efficiency surface heat exchangers for energy conversion and utilization. **Applied Energy**, Elsevier, v. 135, p. 748–777, 2014.
- WHITE, F. M. **Mecânica dos fluidos**. [S.l.]: McGraw Hill Brasil, 2004.
- WONGWISES, S.; POLSONGKRAM, M. Condensation heat transfer and pressure drop of hfc-134a in a helically coiled concentric tube-in-tube heat exchanger. **International journal of heat and mass transfer**, Elsevier, v. 49, n. 23-24, p. 4386–4398, 2006.
- YANG, J.; FAN, A.; LIU, W.; JACOBI, A. M. Optimization of shell-and-tube heat exchangers conforming to tema standards with designs motivated by constructal theory. **Energy conversion and management**, Elsevier, v. 78, p. 468–476, 2014.
- ÇENGEL. **Tranferência de Calor e Massa**. 4. ed. São Paulo: AMGH editora, 2009.
- ÇENGEL. **Mecânica dos fluidos fundamentos e aplicações**. 3. ed. Porto Alegre: AMGH editora, 2015.

Apêndices

APÊNDICE A –
Memorial de Cálculo de Mecânica dos Fluidos

Darcy Weisbach - Perda de Carga (Tubo)

Dados:

$$L := 570 \text{ mm} \quad \mu := 8.899 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \quad \rho := 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \nu := \frac{\mu}{\rho} = (8.926 \cdot 10^{-7}) \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$V := 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad D := 15.75 \text{ mm}$$

1) O fator de atrito (f) está em função da rugosidade relativa (ϵ/D) e do número de Reynolds (Re):

$$f = f\left(\frac{\epsilon}{D}, Re\right)$$

2) Cálculo do Reynolds :

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

3) Fator de atrito obtido para cada caso pelo diagrama de Moody (ANEXO A):

$\epsilon_1 := 0.0015 \text{ mm}$	$f_1 := 0.01949$
$\epsilon_2 := 0.0045 \text{ mm}$	$f_2 := 0.01998$
$\epsilon_3 := 0.0075 \text{ mm}$	$f_3 := 0.02087$
$\epsilon_4 := 0.015 \text{ mm}$	$f_4 := 0.02180$
$\epsilon_5 := 0.045 \text{ mm}$	$f_5 := 0.02457$
$\epsilon_6 := 0.075 \text{ mm}$	$f_6 := 0.02914$
$\epsilon_7 := 0.15 \text{ mm}$	$f_7 := 0.03795$
$\epsilon_8 := 0.45 \text{ mm}$	$f_8 := 0.05332$

4) Cálculo da perda de carga utilizando a equação de Darcy-Weisbach:

$$\frac{\epsilon_1}{D} = 0.0000952$$

$$\frac{\epsilon_2}{D} = 0.0002857$$

$$\Delta p_1 := f_1 \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = 0.89907 \text{ m}$$

$$\Delta p_2 := f_2 \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = 0.92168 \text{ m}$$

$$\Delta c_1 := 0.894 \text{ m}$$

$$\Delta c_2 := 0.93616 \text{ m}$$

$$\Delta p_1 - \Delta c_1 = 0.00507 \text{ m}$$

$$\Delta p_2 - \Delta c_2 = -0.01448 \text{ m}$$

$$Diff_1 := \left| \frac{-(\Delta p_1 - \Delta c_1)}{\Delta c_1} \right| \cdot 100 = 0.568$$

$$Diff_2 := \left| \frac{-(\Delta p_2 - \Delta c_2)}{\Delta c_2} \right| \cdot 100 = 1.547$$

$$\frac{\varepsilon_3}{D} = 0.0004762$$

$$\Delta p_3 := f_3 \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = 0.96273 \text{ m}$$

$$\Delta c_3 := 0.96141 \text{ m}$$

$$\Delta p_3 - \Delta c_3 = 0.00132 \text{ m}$$

$$Diff_3 := \left| \frac{-(\Delta p_3 - \Delta c_3)}{\Delta c_3} \right| \cdot 100 = 0.138$$

$$\frac{\varepsilon_4}{D} = 0.0009524$$

$$\Delta p_4 := f_4 \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = 1.00563 \text{ m}$$

$$\Delta c_4 := 1.0018 \text{ m}$$

$$\Delta p_4 - \Delta c_4 = 0.00383 \text{ m}$$

$$Diff_4 := \left| \frac{-(\Delta p_4 - \Delta c_4)}{\Delta c_4} \right| \cdot 100 = 0.383$$

$$\frac{\varepsilon_5}{D} = 0.0028571$$

$$\Delta p_5 := f_5 \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = 1.13341 \text{ m}$$

$$\Delta c_5 := 1.1247 \text{ m}$$

$$\Delta p_5 - \Delta c_5 = 0.00871 \text{ m}$$

$$Diff_5 := \left| \frac{-(\Delta p_5 - \Delta c_5)}{\Delta c_5} \right| \cdot 100 = 0.775$$

$$\frac{\varepsilon_6}{D} = 0.0047619$$

$$\Delta p_6 := f_6 \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = 1.34423 \text{ m}$$

$$\Delta c_6 := 1.3186 \text{ m}$$

$$\Delta p_6 - \Delta c_6 = 0.02563 \text{ m}$$

$$Diff_6 := \left| \frac{-(\Delta p_6 - \Delta c_6)}{\Delta c_6} \right| \cdot 100 = 1.944$$

$$\frac{\varepsilon_7}{D} = 0.0095238$$

$$\Delta p_7 := f_7 \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = 1.75063 \text{ m}$$

$$\Delta c_7 := 1.7556 \text{ m}$$

$$\Delta p_7 - \Delta c_7 = -0.00497 \text{ m}$$

$$Diff_7 := \left| \frac{-(\Delta p_7 - \Delta c_7)}{\Delta c_7} \right| \cdot 100 = 0.283$$

$$\frac{\varepsilon_8}{D} = 0.0285714$$

$$\Delta p_8 := f_8 \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = 2.45965 \text{ m}$$

$$\Delta c_8 := 2.4199 \text{ m}$$

$$\Delta p_8 - \Delta c_8 = 0.03975 \text{ m}$$

$$Diff_8 := \left| \frac{-(\Delta p_8 - \Delta c_8)}{\Delta c_8} \right| \cdot 100 = 1.643$$

Onde:

Δp -> Cálculo Perda de carga obtida pela equação de **Darcy-Weisbach** para cada caso.

Δc -> Perda de carga obtida por **Simulação Computacional** para cada caso.

$Diff$ -> Cálculo da diferença percentual da perda de carga para cada caso.

5) Queda de Pressão para Cada Caso:

$$\rho_a := 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Onde: } \rho \rightarrow \text{Peso específico da água}$$

6) Queda de pressão Darcy e Computacional para cada caso:

Queda de pressão (Darcy)

$$\begin{aligned} P1 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta p1 = 8.79 \text{ kPa} \\ P2 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta p2 = 9.011 \text{ kPa} \\ P3 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta p3 = 9.413 \text{ kPa} \\ P4 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta p4 = 9.832 \text{ kPa} \\ P5 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta p5 = 11.082 \text{ kPa} \\ P6 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta p6 = 13.143 \text{ kPa} \\ P7 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta p7 = 17.116 \text{ kPa} \\ P8 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta p8 = 24.049 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Queda de pressão (Computacional)

$$\begin{aligned} P1 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta c1 = 8.741 \text{ kPa} \\ P2 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta c2 = 9.153 \text{ kPa} \\ P3 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta c3 = 9.4 \text{ kPa} \\ P4 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta c4 = 9.795 \text{ kPa} \\ P5 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta c5 = 10.996 \text{ kPa} \\ P6 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta c6 = 12.892 \text{ kPa} \\ P7 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta c7 = 17.165 \text{ kPa} \\ P8 &:= \rho \cdot g \cdot \Delta c8 = 23.66 \text{ kPa} \end{aligned}$$

7) Área da seção transversal do tubo:

$$A := \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = 194.83 \text{ mm}^2$$

8) Cálculo da vazão:

$$Q := V \cdot A = 0.974 \frac{\text{L}}{\text{s}}$$

9) Potência consumida pela bomba para cada caso.

$$Pot1 := g \cdot \rho \cdot \Delta p1 \cdot Q = 8.56313 \text{ W}$$

$$Pot2 := g \cdot \rho \cdot \Delta p2 \cdot Q = 8.77841 \text{ W}$$

$$Pot3 := g \cdot \rho \cdot \Delta p3 \cdot Q = 9.16944 \text{ W}$$

$$Pot4 := g \cdot \rho \cdot \Delta p4 \cdot Q = 9.57805 \text{ W}$$

$$Pot5 := g \cdot \rho \cdot \Delta p5 \cdot Q = 10.79507 \text{ W}$$

$$Pot6 := g \cdot \rho \cdot \Delta p6 \cdot Q = 12.80295 \text{ W}$$

$$Pot7 := g \cdot \rho \cdot \Delta p7 \cdot Q = 16.67371 \text{ W}$$

$$Pot8 := g \cdot \rho \cdot \Delta p8 \cdot Q = 23.42667 \text{ W}$$

$$Pot1 := g \cdot \rho \cdot \Delta c1 \cdot Q = 8.5148 \text{ W}$$

$$Pot2 := g \cdot \rho \cdot \Delta c2 \cdot Q = 8.91635 \text{ W}$$

$$Pot3 := g \cdot \rho \cdot \Delta c3 \cdot Q = 9.15684 \text{ W}$$

$$Pot4 := g \cdot \rho \cdot \Delta c4 \cdot Q = 9.54153 \text{ W}$$

$$Pot5 := g \cdot \rho \cdot \Delta c5 \cdot Q = 10.71207 \text{ W}$$

$$Pot6 := g \cdot \rho \cdot \Delta c6 \cdot Q = 12.55885 \text{ W}$$

$$Pot7 := g \cdot \rho \cdot \Delta c7 \cdot Q = 16.72101 \text{ W}$$

$$Pot8 := g \cdot \rho \cdot \Delta c8 \cdot Q = 23.04805 \text{ W}$$

APÊNDICE B –
Memorial de Cálculo de Transferência de Calor

MLDT - Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura

Dados:

$$\begin{aligned}
 V_a &:= 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} & \rho_a &:= 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & V_b &:= 0.1 \frac{\text{m}}{\text{s}} & \rho_b &:= 789 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\
 D_i &:= 15.75 \text{ mm} & \text{Temp}_{A_e} &:= 20 \text{ }^\circ\text{C} & \text{Temp}_{B_e} &:= 70 \text{ }^\circ\text{C} & \text{Temp}_{B_s} &:= 61.1 \text{ }^\circ\text{C} \\
 D_e &:= 19.05 \text{ mm} & \mu_a &:= 8.899 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} & \mu_b &:= 1.197 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \\
 C_{ph} &:= 2500 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} & C_{pc} &:= 4181.7 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} & k_b &:= 0.177 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} & k_a &:= 0.6069 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}
 \end{aligned}$$

1) Cálculo da área da seção transversal da entrada do tubo e casco (Ambos Di)

$$A_a := \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 = 194.83 \text{ mm}^2$$

$$A_b := \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 = 194.83 \text{ mm}^2$$

2) Cálculo das vazões massicas:

$$Q_{mi} := V_a \cdot A_a \cdot \rho_a = 0.971 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_{me} := V_b \cdot A_b \cdot \rho_b = 0.015 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

3) Cálculo do número de Prandtl:

$$Pr := \frac{\mu_a \cdot C_{pc}}{k_a} = 6.132$$

4) Balanço Global de energia para o fluido quente:

$$q := Q_{me} \cdot C_{ph} \cdot (\text{Temp}_{B_e} - \text{Temp}_{B_s}) = 342.025 \text{ W}$$

5) A temperatura de saída da água é:

$$\text{Temp}_{A_s} := \frac{q}{Q_{mi} \cdot C_{pc}} + \text{Temp}_{A_e} = 20.084 \text{ }^\circ\text{C}$$

6) Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura:

$$q = UA\Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{lm} := \frac{(\text{Temp}_{B_e} - \text{Temp}_{A_s}) - (\text{Temp}_{B_s} - \text{Temp}_{A_e})}{\ln\left(\frac{(\text{Temp}_{B_e} - \text{Temp}_{A_s})}{(\text{Temp}_{B_s} - \text{Temp}_{A_e})}\right)} + 273.15 \text{ K} = 45.365 \text{ }^\circ\text{C}$$

8) Cálculo do número de Reynolds (água):

$$Re_D := \frac{4 Q_{mi}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu_a} = 88227.61$$

9) Reynolds Para o Etanol (B):

Diâmetro hidráulico:

$$D_h := D_e - D_i = 0.003 \text{ m}$$

$$Re_{Db} := \frac{4 \cdot Q_{me}}{\pi \cdot (D_e + D_i) \cdot \mu_b} = 469.856$$

10) Coeficiente Global de Convecção

$$Nu_D := 0.023 (Re_D)^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{0.4} = 429.776$$

$$h_i := Nu_D \cdot \frac{k_a}{D_i} = 16560.704 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

11) Coeficiente de convecção interna:

$$Nu_i := 5.164 \quad (\text{Número de Nusselt})$$

$$h_o := Nu_i \cdot \frac{k_b}{D_h} = 276.978 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

12) O Coeficiente Global de Convecção Então é:

$$U := \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{1}{h_o}\right)} = 272.422 \frac{kg}{s^3 \cdot K}$$

13) Portanto, o comprimento (L) de troca térmica do trocador de calor é:

$$L := \frac{q}{U \cdot \pi \cdot D_i \cdot (\Delta T_{lm} - 273.15 \text{ K})} = 0.55932 \text{ m}$$

$$q = 342.025 \text{ W}$$

$$D_i = 0.016 \text{ m}$$

Comprimento de troca térmica: 0,560 m

$$\Delta T_{lm} = 318.515 \text{ K}$$

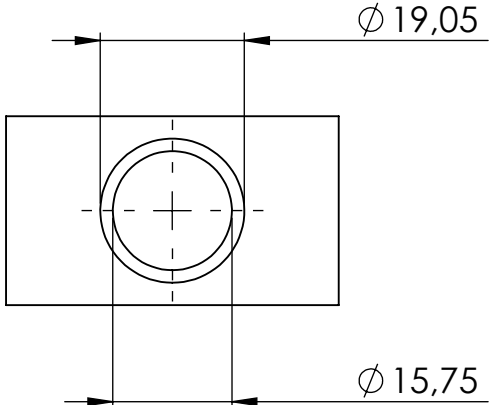
$$U = 272.422 \frac{kg}{s^3 \cdot K}$$

APÊNDICE C –
Detalhamento Técnico do Trocador de Calor

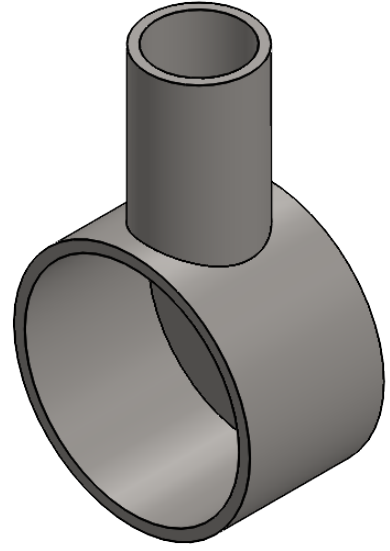
4 3 2 1

F

F



Vista Superior



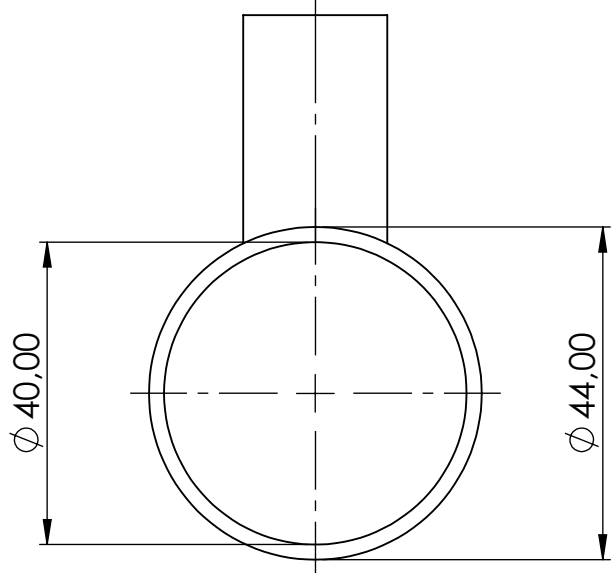
Vista Isométrica

E

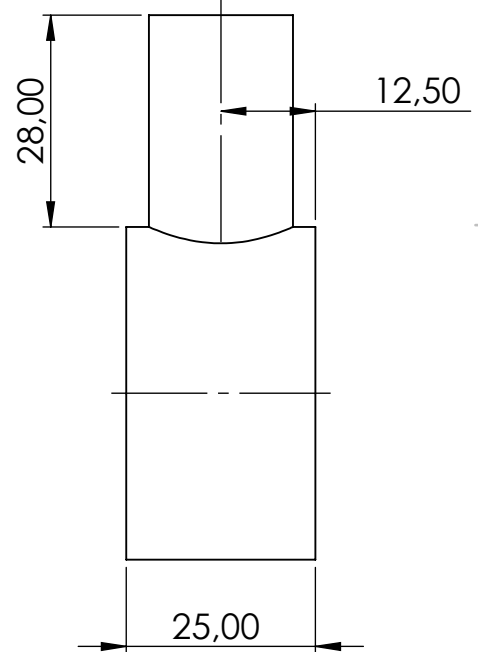
E

D

D



Vista Frontal



Vista Direita

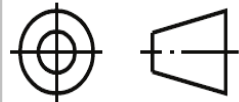
C

C

B

B

DIMENSÕES EM MILÍMETROS



NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID			

ESCALA:1:1

MATERIAL:

Aço

DES. Nº

Cabeçote

A4

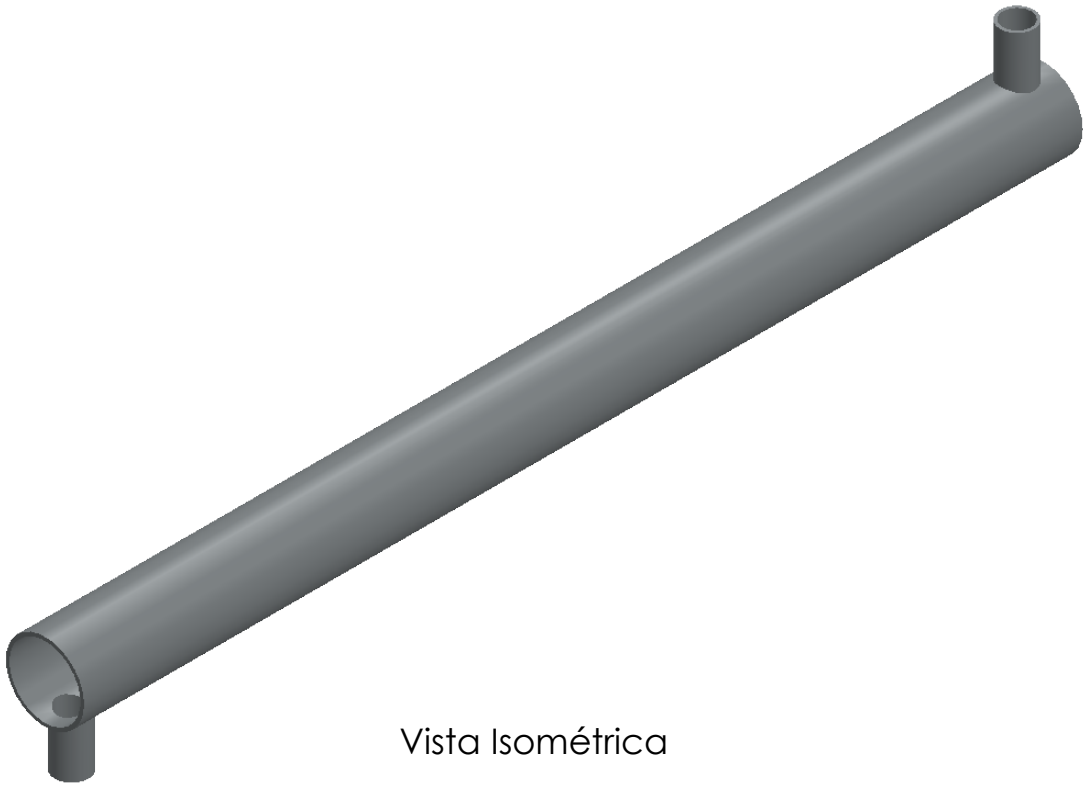
PESO:

FOLHA 1 DE 1

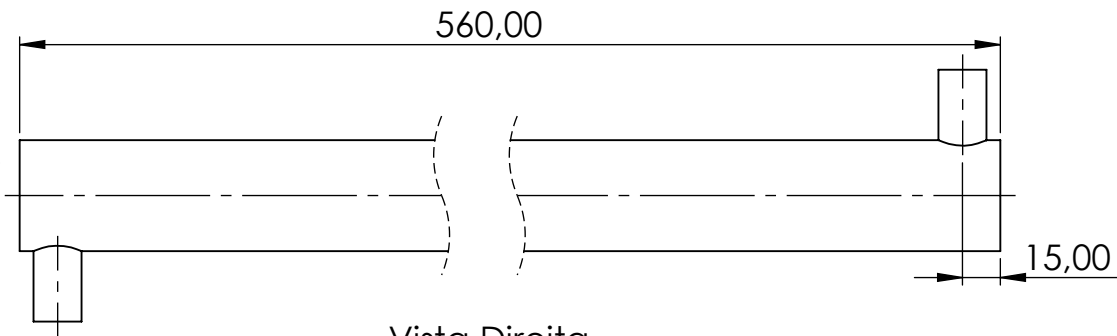
4 3 2 1

A

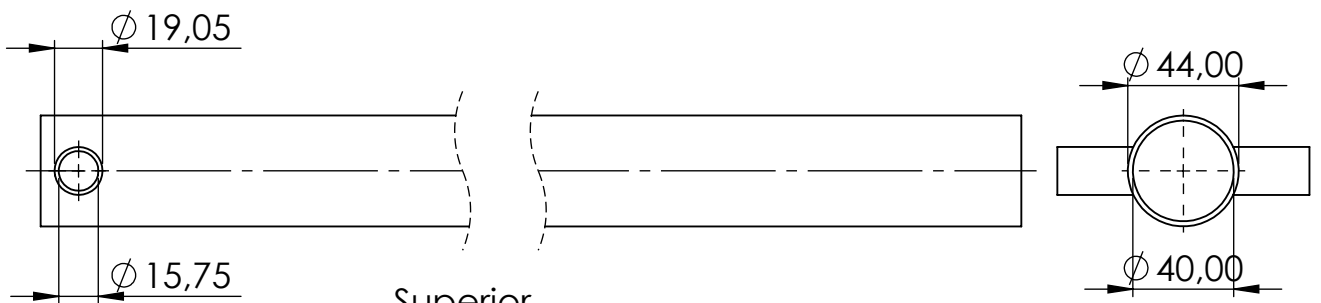
A



Vista Isométrica



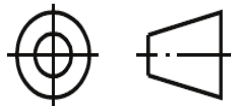
Vista Direita



Superior

Vista Frontal

DIMENSÕES EM MILÍMETROS



NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID			

ESCALA:1:3

MATERIAL:

Aço

DES. Nº

Casco

A4

PESO:

FOLHA 1 DE 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

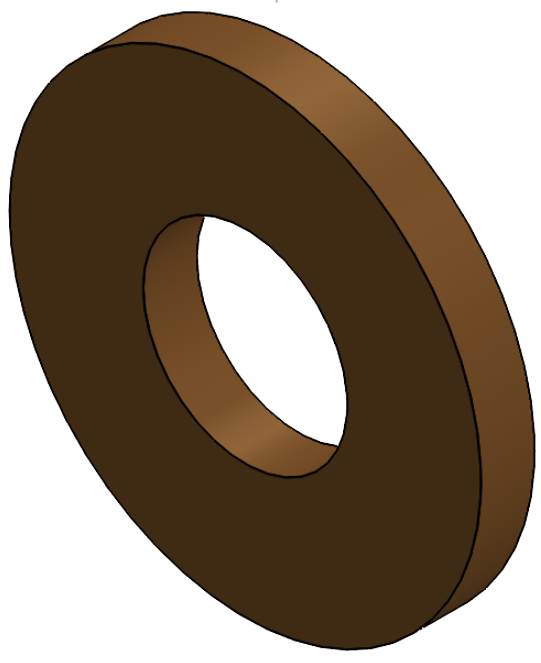
D

C

C

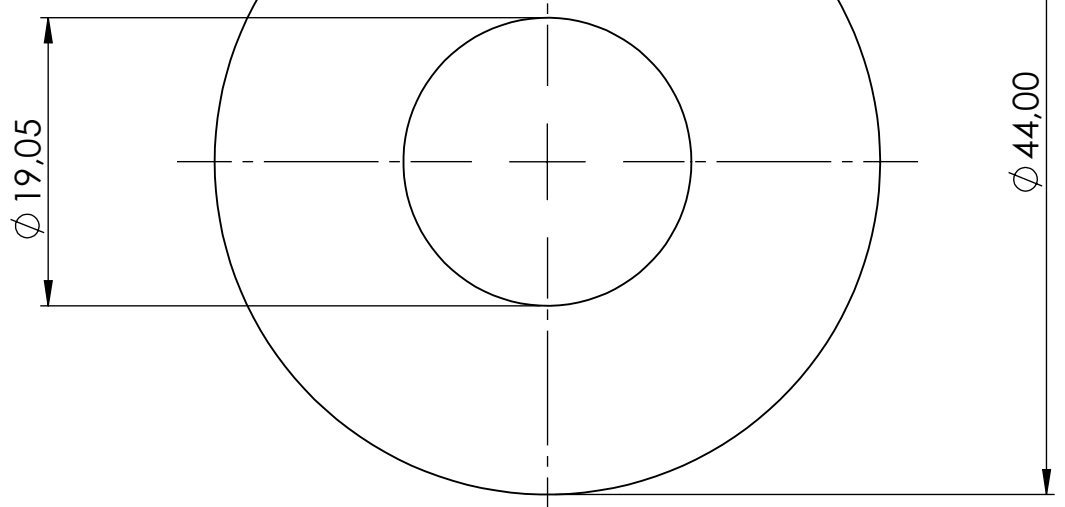
B

B



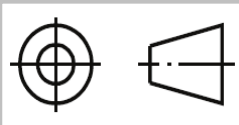
Vista Isométrica

Espessura de 5,00 mm



Vista Direita

DIMENSÕES EM MILÍMETROS



NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID			

ESCALA:2:1

MATERIAL:
Cobre

DES. Nº
Espelho

A4

PESO: FOLHA 1 DE 1

4 3 2 1

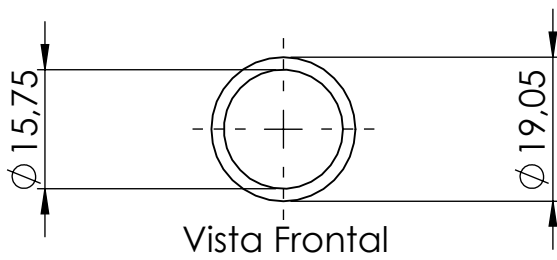
A

A

4 3 2 1

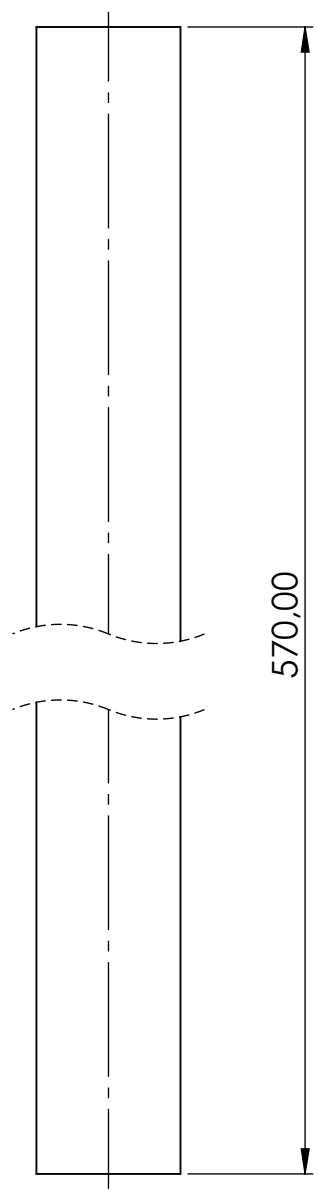
F

F



E

E



D

D

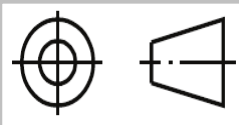
C

C

B

B

DIMENSÕES EM MILÍMETROS



NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA	
DESEN.				
VERIF.				
APROV.				
MANUF.				
QUALID				

TÍTULO:

ESCALA:1:1

MATERIAL: **Cobre**

DES. Nº **1**

Tubo

A4

PESO:

FOLHA 1 DE 1

A

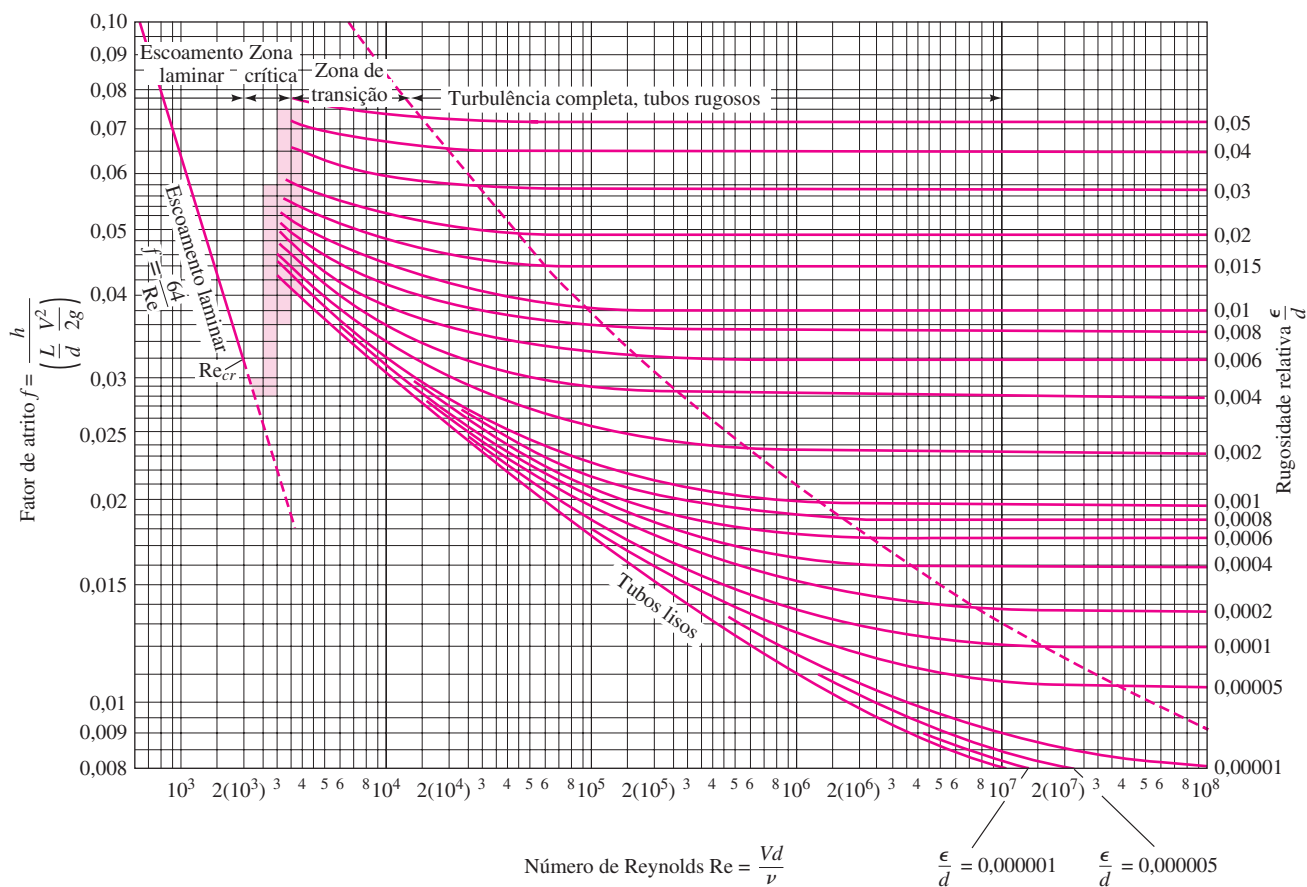
A

4 3 2 1

Anexos

ANEXO A – Diagrama de Moody

DIAGRAMA DE MOODY



* Esse diagrama corresponde à Figura 6.13 da página 376. O Diagrama de Moody é considerado o mais famoso e útil para a ciência da Mecânica dos Fluidos, podendo ser usado para escoamentos em dutos circulares ou não circulares, além de ser adaptado para uma aproximação de escoamentos em camada-limite.