



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ANÁLISE CFD E OTIMIZAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

LARISSA CAMILA NASCIMENTO PINHEIRO

**Tucuruí-PA
2024**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ANÁLISE CFD E OTIMIZAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

LARISSA CAMILA NASCIMENTO PINHEIRO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título bacharela em Engenharia Mecânica.

**Orientador:
Prof. Dr. Jessé Luíz Padilha**

**Coorientador:
Prof. Me. Arthur dos Reis Lemos Fontana**

**Tucuruí-PA
2024**

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)**

P654a Pinheiro, Larissa Camila Nascimento.
ANÁLISE CFD E OTIMIZAÇÃO DE UM TROCADOR DE
CALOR CASCO E TUBO / Larissa Camila Nascimento Pinheiro.
— 2024.
54 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. Jessé Luíz Padilha
Coorientador(a): Prof. Me. Arthur dos Reis Lemos Fontana
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade
Federal do Pará, Campus Universitário de Tucuruí, Faculdade de
Engenharia Mecânica, Tucuruí, 2024.

1. Troca térmica. 2. Simulação CFD e análise de malha. 3.
Otimização de processo. I. Título.

CDD 621.4022



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ANÁLISE CFD E OTIMIZAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

LARISSA CAMILA NASCIMENTO PINHEIRO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título bacharel em Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Documento assinado digitalmente
gov.br JESSE LUIS PADILHA
Data: 29/03/2024 21:11:33-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

**Orientador: Profº Drº Jessé Luís Padilha
FEM/CAMTUC/UFPA**

Documento assinado digitalmente
gov.br ARTHUR DOS REIS LEMOS FONTANA
Data: 29/03/2024 20:57:11-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

**Membro Interno: Profº Meº Arthur dos Reis Lemos Fontana
FEM/CAMTUC/UFPA**

Documento assinado digitalmente
gov.br MAYCON MAGALHAES CASTRO
Data: 29/03/2024 20:12:33-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

**Membro Interno: Profº Meº Maycon Magalhães Castro
FEM/CAMTUC/UFPA**

Documento assinado digitalmente
gov.br LEOPOLDO PACHECO BASTOS
Data: 29/03/2024 18:25:37-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

**Membro Externo: Profº Drº Leopoldo Pacheco Bastos
FEM/ITEC/UFPA**

Conceito: Excelente

Tucuruí, 3 de janeiro de 2024.

*Dedico este trabalho a Marinaldo Aves,
meu melhor amigo e minha pessoa favorita
no mundo inteiro.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço profundamente aos meus professores da faculdade de engenharia mecânica, cujo conhecimento, paciência e disciplina que me ensinaram a ter foram fundamentais para minha formação profissional e pessoal. Cada um de vocês contribuiu significativamente para moldar quem sou hoje.

Um agradecimento especial aos colegas da equipe de manutenção na Dow, com destaque para minha inspiradora líder Jusley Mattos. Sua liderança foi uma fonte constante de motivação.

Ao meu orientador Jessé Padilha, pela tranquilidade e prontidão em sempre oferecer apoio quando necessário.

Ao meu coorientador e amigo Arthur Fontana, agradeço por tornar este momento da minha vida mais leve com sua amizade e paciência infinita.

Ao professor Leopoldo Bastos, que foi a inspiração inicial para minha jornada nesta área, graças à sua didática extraordinária e amor pelo magistério.

Ao meu amigo e colega de turma Jonatas Cruz, por sua amizade e parceria ao longo desses anos de graduação.

À minha prima e melhor amiga Esthefany Rodrigues, por sua paciência inabalável ao me ouvir sempre que precisei.

A Marinaldo Alves, meu melhor amigo e minha família nos últimos anos, agradeço por acompanhar os bastidores de todos os meus projetos, ouvir minhas apresentações inúmeras vezes e por sempre me lembrar da minha força. Obrigado por ser uma presença constante e significativa em minha vida.

“Só há duas maneiras de viver a vida: a primeira é vivê-la como se os milagres não existissem. A segunda é vivê-la como se tudo fosse milagre.”
(Albert Einstein)

ANÁLISE CFD E OTIMIZAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

RESUMO

A otimização da eficiência térmica e energética nos processos industriais é de importância primordial. Um componente crucial para alcançar essa otimização é o trocador de calor, e entre as várias configurações disponíveis, o trocador casco e tubo destaca-se por sua capacidade de trocar calor entre diferentes fluidos enquanto os mantém fisicamente separados. O uso cada vez mais difundido da análise fluidodinâmica computacional tem revolucionado a compreensão e otimização dos processos de transferência de calor, permitindo investigações detalhadas de fluxos complexos. Para o presente estudo, será abordado o trocador de calor casco-tubo, bastante utilizado em aplicações industriais. Para analisar os dados de operação do trocador de calor casco e tubo, foi realizada uma análise CFD utilizando o software ANSYS-CFX versão Student no intuito de avaliar a troca térmica realizada pelo equipamento. Para obter uma simulação com boa precisão avaliou-se a malha, que é um dos principais parâmetros de qualidade de uma simulação. Os resultados mostraram uma transferência de calor expressiva na geometria otimizada, em comparação com a original.

Palavras-chave: *Troca térmica, simulação CFD e análise de malha, otimização de processo.*

ANÁLISE CFD E OTIMIZAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

ABSTRACT

The optimization of thermal and energy efficiency in industrial processes is of paramount importance. A crucial component in achieving this optimization is the heat exchanger, and among the various configurations available, the shell and tube heat exchanger stands out for its ability to exchange heat between different fluids while keeping them physically separated. The increasingly widespread use of Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis has revolutionized the understanding and optimization of heat transfer processes, allowing detailed investigations of complex flows. This study focuses on the shell-and-tube heat exchanger, widely employed in industrial applications. To analyze the operational data of the shell-and-tube heat exchanger, a computational simulation (CFD) was conducted using the ANSYS-CFX Student version to assess the thermal exchange performed by the equipment. To ensure a simulation with good accuracy, the mesh, a key parameter for simulation quality, was thoroughly evaluated. The results demonstrated a significant heat transfer enhancement in the optimized geometry compared to the original design.

Keywords: *Heat exchange, CFD simulation and mesh analysis, process optimization.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de entradas e saídas de temperatura em um trocador de calor	14
Figura 2. Desenvolvimento da camada-limite de velocidade sobre uma placa plana	25
Figura 3. Comparação da solução de um escoamento turbulento pelos métodos DNS, LES e RANS	26
Figura 4. Imagem gráfica do trocador de calor casco e tubo com indicações das aberturas de entrada e saída	31
Figura 5. Geometria original do trocador de calor casco e tubos	33
Figura 6. Geometria otimizada do trocador de calor casco e tubos.....	33
Figura 7. Malha do trocador de calor original	34
Figura 8. Malha do trocador de calor otimizado	34
Figura 9. Camada limite para a geometria original	36
Figura 10. Camada imite para a geometria otimizada	36
Figura 11. Exemplo de um escoamento usando diferentes esquemas de discretização	38
Figura 12. Plotagem do contorno de temperatura do TCCT no plano ZX	39
Figura 13. Plotagem do contorno de temperatura do TCCT no plano YZ	40
Figura 14. Plotagem das linhas de corrente da velocidade do lado do casco no plano YZ para o fluido frio.....	40
Figura 15. Plotagem das linhas de corrente da velocidade do lado do casco no plano YZ para o fluido quente	41
Figura 16. Plotagem dos vetores da velocidade do lado do casco no plano XY	41
Figura 17. Plotagem do contorno de temperatura do TCCT modificado no plano ZX.....	42
Figura 18. Plotagem do contorno de temperatura do TCCT modificado no plano YZ.....	42
Figura 19. Plotagem das linhas de corrente da velocidade do lado do casco no plano YZ para o fluido frio.....	43
Figura 20. Plotagem das linhas de corrente da velocidade do lado do casco no plano YZ para o fluido quente	43
Figura 21. Plotagem dos vetores da velocidade do lado do casco no plano XY	44

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Classificação dos modelos de viscosidade turbulência	27
Tabela 2. Valores das constantes no modelo standard k- ϵ	29
Tabela 3. Legenda dos itens identificados na figura 4	31
Tabela 4. Especificações das dimensões do trocador de calor	31
Tabela 5. Especificações das condições de contorno utilizadas na modelagem do TCCT	37

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	OBJETIVO GERAL.....	13
1.1.1	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	13
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	13
2.1.1	Condução	15
2.1.2	Convecção	15
2.2	PARÂMETROS ADIMENSIONAIS	16
2.2.1	Número de Prandtl	16
2.2.2	Número de Nusselt	17
2.2.3	Número de Reynolds	18
2.3	MÉTODOS ANALÍTICOS NA ANÁLISE DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO	18
2.3.1	Método da diferença de temperatura média logarítmica	19
2.3.2	Coefficiente global de transferência de calor	20
2.4	MÉTODOS COMPUTACIONAIS NA ANÁLISE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	20
2.4.1	CFD na análise de trocadores de calor casco e tubo	21
2.4.1.1	<i>Pré-processador</i>	21
2.4.1.2	<i>Solucionador (Solver)</i>	22
2.4.2	Equações governantes	22
2.4.2.1	<i>Equação da continuidade</i>	22
2.4.2.2	<i>Equação da quantidade de momento</i>	23
2.4.2.3	<i>Equação da energia</i>	23
2.4.3	Modelagem da turbulência	24
2.4.3.1	<i>Modelagem RANS</i>	26
2.4.3.2	<i>Pós-processador</i>	30
3	DADOS DA BANACADA DIDÁTICA	30
4	SIMULAÇÃO NUMÉRICA	32
4.1	GEOMETRIAS DOS TCCT	32
4.1.1	Geometria original	32
4.1.2	Geometria otimizada	33

4.2	SUBDIVISÃO DO DOMÍNIO COMPUTACIONAL (MALHA OU MESH)	34
4.2.1	Camada limite.....	35
4.3	SOFTWARE DE SIMULAÇÃO	37
4.4	CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	37
4.5	ESQUEMA DE DISCRETIZAÇÃO.....	38
5	RESULTADOS.....	39
5.1	PLOTAGEM DOS RESULTADOS OBTIDOS NA SIMULAÇÃO	39
5.1.1	Geometria original	39
5.1.2	Geometria otimizada.....	42
6	CONCLUSÃO	44
6.1	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	45
	REFERÊNCIAS	46

1 INTRODUÇÃO

A eficiência térmica e energética dos processos industriais desempenham um papel fundamental na otimização de sistemas de troca de calor. A transferência de calor entre dois fluidos que se encontram em temperaturas distintas e estão separados por uma barreira sólida é um fenômeno amplamente empregado em diversas aplicações de engenharia. O dispositivo utilizado para efetuar essa troca de energia térmica é conhecido como trocador de calor (INCROPERA; BERGMAN; LAVINE, 2007).

Dentre as variadas configurações de trocadores de calor, o trocador casco e tubo tem sido amplamente adotado devido à sua capacidade de acomodar diferentes fluidos, mantendo-os separados fisicamente enquanto a transferência de calor ocorre através das paredes dos tubos. A busca incessante pela melhoria da eficiência e do desempenho desses dispositivos levou à adoção da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD, do inglês, *Computational Fluid Dynamics*) como ferramenta crucial na compreensão e otimização dos processos de transferência de calor (ZANUTTO, 2015).

Esse trocador é composto por uma estrutura cilíndrica, conhecida como casco, que abriga um conjunto de tubos internos, e apresenta várias configurações distintas, dependendo do número de passagens no casco e nos tubos. A popularidade do trocador casco-tubo nas aplicações industriais se deve à existência de procedimentos bem estabelecidos para seu projeto e fabricação, ao histórico de muitos anos de serviço satisfatório e à disponibilidade de peças e padrões que simplificam a fabricação. Além disso, esses trocadores têm a capacidade de operar em praticamente qualquer faixa de temperatura e pressão, desde que sejam construídos para atender a essas condições (HOLMAN, 2010).

A complexidade dos trocadores de calor casco e tubo reside na interação entre diferentes fluxos de fluido e nas características do escoamento turbulento. Com a capacidade de modelar numericamente esses fluxos complexos, a análise CFD oferece uma maneira eficaz de estudar os efeitos das variações de geometria, taxas de fluxo e propriedades físicas dos fluidos nos processos de troca de calor.

A proposta do presente estudo é explorar a aplicação da análise CFD na investigação da eficiência e desempenho de um trocador de calor casco e tubo. Adotando uma abordagem baseada em simulação, pretende-se compreender os padrões de fluxo, as distribuições de temperatura e os coeficientes de transferência de calor ao longo da estrutura do trocador.

Para elaborar a geometria do equipamento, utilizou-se o software de modelagem 3D, *SolidWorks*, que emprega uma abordagem paramétrica para criar formas tridimensionais por

meio de operações geométricas fundamentais. Visando avaliar o desempenho do trocador de calor, foi empregado o software *ANSYS Student*, baseado CFD, para analisar o problema por meio de métodos numéricos. Os resultados obtidos por meio da simulação em CFD serão comparados com o dimensionamento, a fim de validar a precisão do modelo.

1.1 OBJETIVO GERAL

Realizar uma análise fluidodinâmica computacional de um trocador de calor casco e tubo de uma bancada experimental

1.1.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar uma modelagem geométrica de um trocador de calor casco e tubo;
- Utilizar ferramentas de software específicas para a simulação CFD, aplicando métodos numéricos adequados para resolver as equações de fluidodinâmica e transferência de calor;
- Avaliar os padrões de escoamento, as distribuições de temperatura no trocador de calor;
- Propor melhorias no projeto do trocador de calor casco e tubo com base nas análises realizadas, visando aprimorar sua eficiência térmica e operacional.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta sessão, será apresentada uma revisão bibliográfica sobre os principais conceitos e abordagens relacionados à análise fluidodinâmica computacional para um trocador de calor casco e tubo. Os tópicos discutidos incluem transferência de calor, parâmetros adimensionais, trocadores de calor casco e tubo, métodos analíticos, além dos métodos numéricos na análise CFD nesse contexto.

2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor emerge como um elemento crítico para a eficiência dos trocadores de calor, operando principalmente por meio de condução, convecção e radiação. Quando ocorre a transmissão de energia em um meio estacionário, onde não há movimento macroscópico relativo entre as partículas e o gradiente de temperatura é o único condutor, tal fenômeno é denominado condução de calor (COELHO, 2016). Em contrapartida, quando a transferência de energia se desenrola entre uma superfície e um fluido em movimento,

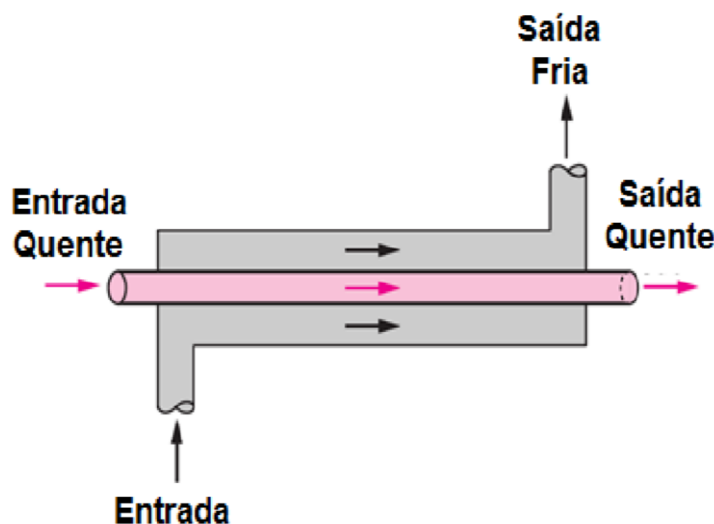
impulsionado pela diferença de temperatura entre ambos, utiliza-se o termo convecção de calor (HOLMAN, 2010). Diferentemente da condução e da convecção, onde a transmissão de energia se dá por meio de um meio material, a radiação térmica, conforme destacado por HOLMAN (2010), possibilita a propagação do calor até mesmo em regiões onde um vácuo perfeito predomina, através de ondas eletromagnéticas. É imperativo ressaltar que, no escopo deste estudo, os efeitos térmicos provenientes da radiação serão desconsiderados para simplificar a evolução do trabalho.

Ao examinar a troca de calor em um trocador de calor, em conformidade com os princípios fundamentais da primeira lei da termodinâmica e assumindo a ausência de transferência de calor entre o trocador e o ambiente circundante, constata-se que, ao considerar um trocador com as entradas e saídas ilustradas na Figura 01, o fluxo de calor pode ser expresso de maneira precisa pela Equação 1 (COELHO, 2016):

$$Q = \dot{m}_q C_{pq}(T_{q1} - T_{q2}) = \dot{m}_f C_{pf}(T_{f2} - T_{f1}) \quad (1)$$

Os fluxos mássicos do fluido quente e frio são representados por \dot{m}_q e \dot{m}_f , respectivamente, enquanto as capacidades caloríficas desses fluidos são denotadas por C_{pq} e C_{pf} . As temperaturas médias dos escoamentos, a saber, T_{q1} , T_{q2} , T_{f1} e T_{f2} , podem ser observadas na figura a seguir:

Figura 1 - Esquema de entradas e saídas de temperatura em um trocador de calor



Fonte: Çengel (2011).

2.1.1 Condução

A condução, um dos principais modos de transferência de calor, ocorre quando a energia térmica se propaga por um meio sólido ou entre objetos em contato direto, sem que haja movimento significativo das partículas do material. Esse fenômeno depende da habilidade intrínseca do material em transmitir calor através de vibrações e colisões entre suas moléculas. A descrição matemática desse processo é embasada na Lei de Fourier, a qual estabelece uma relação entre a taxa de transferência de calor, a área de superfície, o gradiente de temperatura e a condutividade térmica do material envolvido (HOLMAN, 2010).

Jean-Baptiste Joseph Fourier, ao desenvolver sua teoria, concluiu que a taxa de transferência de calor através de um material é diretamente proporcional ao gradiente de temperatura, tomado negativamente, e à área perpendicular a esse gradiente, pela qual o calor se difunde. Essa relação é expressa pelas Equações fundamentais 2 e 3:

$$Q = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

$$Q'' = -k \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3)$$

Onde:

- Q representa a taxa de transferência de calor, medida em Watts (W);
- Q'' denota o fluxo de transferência de calor por unidade de área, em Watts por metro quadrado (W/m²);
- k é a condutividade térmica do material, medida em Watts por metro por Kelvin (W/m·K);
- A refere-se à área de transferência de calor, expressa em metros quadrados (m²);
- T representa a temperatura em Kelvin (K); e
- x é a coordenada na direção em que ocorre a transferência de calor.

2.1.2 Convecção

No processo de convecção, a transferência de energia na forma de calor ocorre devido ao movimento de massa entre distintas regiões do fluido. Quando esse movimento não é instigado por uma influência externa, como uma bomba, um ventilador ou a velocidade do ar

ambiente, mas sim pela discrepância de densidade do fluido, caracteriza-se como convecção natural. Por outro lado, quando o movimento é provocado por uma fonte externa, é denominado convecção forçada (COELHO, 2016). A fórmula que engloba a taxa de transferência de calor por convecção, seja ela natural ou forçada, é expressa pela Equação 4:

$$Q = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (4)$$

Onde:

- Q é a taxa de transferência de calor, medida em Watts (W);
- h representa o coeficiente de transferência de calor por convecção, medido em Watts por metro quadrado por Kelvin ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$);
- A é a área de transferência de calor, expressa em metros quadrados (m^2);
- T_s é a temperatura da superfície do corpo sólido, em Kelvin (K);
- T_∞ é a temperatura do fluido ou meio circundante, em Kelvin (K).

2.2 PARÂMETROS ADIMENSIONAIS

Os parâmetros adimensionais desempenham um papel crucial na caracterização dos fenômenos de transferência de calor e fluidodinâmica. Dentre eles, três se destacam: o número de Prandtl, o número de Nusselt e o número de Reynolds. Adimensionalizar as equações e combinar variáveis por similaridade é uma prática amplamente adotada para reduzir o número total de variáveis e facilitar as análises (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Nas próximas sessões, aborda-se em detalhes esses três parâmetros essenciais para o estudo da convecção.

2.2.1 Número de Prandtl

Quando um fluido em movimento interage com a superfície ao longo da qual flui, sua velocidade diminui consideravelmente, e geralmente presume-se que a velocidade das partículas na superfície é próxima de zero. As partículas com velocidade quase nula retardam aquelas que estão acima delas, transmitindo esse efeito progressivamente para as camadas subsequentes, até que tenha um impacto negligenciável. Esse atraso no movimento do fluido é conhecido como alongamento de cisalhamento e ocorre em planos paralelos à direção do fluxo, sendo denominado de camada limite hidrodinâmica (INCROPERA; BERGMAN; LAVINE, 2007).

Ao aquecer a superfície, as partículas do fluido que entram em contato com ela atingem um equilíbrio térmico com a temperatura da superfície. Conseqüentemente, essas partículas

trocam energia com a camada de fluido adjacente, criando gradientes de temperatura dentro do fluido. A região do fluido onde esses gradientes de temperatura são significativos é chamada de camada limite térmica (INCROPERA; BERGMAN; LAVINE, 2007). A espessura relativa das camadas limite hidrodinâmica e térmica pode ser caracterizada pelo número adimensional de Prandtl, conforme expresso na Equação 5:

$$P_r = \frac{\text{Difusão da quantidade de movimento (velocidade)}}{\text{Difusão térmica (temperatura)}} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (5)$$

O número de Prandtl é um parâmetro que abrange uma extensa faixa de valores, variando de 0,01 a mais de 100.000. Quando o número de Prandtl é significativamente maior que 1 ($P_r \gg 1$), isso indica que o campo de velocidade se desenvolve de maneira rápida em comparação com o campo térmico, um cenário típico para óleos viscosos e substâncias de comportamento similar. Em contrapartida, quando o P_r é consideravelmente menor que 1 ($P_r \ll 1$), sugere um rápido desenvolvimento do campo de temperatura, como observado em metais líquidos. Já quando $P_r \approx 1$, implica que os campos de velocidade e temperatura se desenvolvem simultaneamente, sendo um cenário comum em gases (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

2.2.2 Número de Nusselt

O número de Nusselt desempenha um papel central na análise da transferência de calor por convecção, sendo crucial para o cálculo dos coeficientes de convecção. Sua função é descrever a eficiência da transferência de calor em relação ao regime de fluxo e às propriedades do fluido. Esse número é derivado por meio de análise dimensional, utilizando relações de similaridade para calcular parâmetros relevantes (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Em essência, o Nusselt expressa a relação entre a transferência de calor por convecção e a condução de calor no mesmo fluido, considerando a situação em que a velocidade do fluido é zero. Esta relação é matematicamente expressa pela Equação 6 (ÇENGEL; GHAJAR, 2012):

$$Nu = \frac{q''_{conv}}{q''_{cond}} = \frac{h \Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} \quad (6)$$

Onde, L representa a espessura da camada de fluido. Ao analisar essa equação, podemos concluir que quanto maior o valor do número de Nusselt (Nu), mais eficiente é o processo de convecção. Um Nu igual a 1 indica que toda a transferência de calor ocorre apenas por condução pura (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

2.2.3 Número de Reynolds

O número de Reynolds se revela como um parâmetro fundamental para caracterizar o regime de fluxo dentro dos trocadores de calor. É ele quem determina se o fluxo será laminar ou turbulento, influenciando de forma direta os coeficientes de convecção e, por conseguinte, a eficiência na transferência de calor. Este parâmetro adimensional, conhecido como número de Reynolds, foi primeiramente estudado pelo cientista britânico Osborne Reynolds, relacionando propriedades essenciais do fluido, tais como massa específica, viscosidade, geometria do tubo e velocidade média do escoamento. Para tubos circulares, o número de Reynolds é calculado pela Equação 7 (ÇENGEL; GHAJAR, 2012):

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (7)$$

Onde:

- ρ é a massa específica;
- μ a viscosidade do fluido;
- V a velocidade média do escoamento;
- D é o diâmetro da tubulação.

O escoamento é considerado laminar quando $Re < 2100$ e turbulento quando $Re > 4000$. Para valores de Re entre esses limites, o escoamento é classificado como transiente (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

2.3 MÉTODOS ANALÍTICOS NA ANÁLISE DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

A abordagem analítica se revela como a recomendada para solucionar problemas com geometrias e condições de contorno simples. Ao realizar a modelagem numérica analítica de um trocador de calor, é possível garantir a seleção do equipamento mais apropriado para atingir uma mudança específica na temperatura dos fluxos mássicos ou para prever as temperaturas de saída.

De acordo com Çengel e Ghajar (2011), ao simplificar a modelagem, é essencial levar em consideração algumas premissas fundamentais:

O escoamento é considerado estacionário, dada a operação de longa duração dos trocadores de calor.

A energia cinética e potencial são negligenciadas, pois as correntes de fluido mantêm velocidades e alturas quase constantes.

O calor específico do fluido, dentro de uma faixa específica de temperatura, é tratado como constante, embora possa variar com a temperatura.

A condução de calor ao longo do eixo do tubo é geralmente insignificante e, portanto, é desconsiderada.

A superfície externa do trocador é assumida como perfeitamente isolada para evitar a perda de calor.

Levando em conta essas premissas, a primeira lei da termodinâmica estabelece que a taxa de calor transferida pelo fluido quente é igual à taxa de calor transferida pelo fluido frio, conforme Equações 8 e 9:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (8)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_q C_{p,q} (T_{q,sai} - T_{q,ent}) \quad (9)$$

Onde q e f referem-se aos fluidos quente e frio, respectivamente, e \dot{Q} representa a taxa de calor. Além disso, \dot{m}_f e \dot{m}_q denotam as taxas de fluxo de massa, $C_{p,f}$ e $C_{p,q}$ representam os calores específicos, $T_{f,sai}$ e $T_{q,sai}$ são as temperaturas de saída, enquanto $T_{f,ent}$ e $T_{q,ent}$ são as temperaturas de entrada.

A quantificação da transferência de calor em um trocador de calor pode também ser articulada através do coeficiente global de transferência de calor (U), que é uma extensão da lei de resfriamento de Newton. Neste contexto, a variação de temperatura (ΔT) varia em diferentes pontos ao longo do trocador de calor, tornando imperativa a utilização da média apropriada das diferenças de temperatura (ΔT_m) (INCROPERA, 2008), conforme Equação 10:

$$Q = UA_s \Delta T_m \quad (10)$$

Onde A_s é a área de transferência de calor.

2.3.1 Método da diferença de temperatura média logarítmica

É recomendado por Çengel e Ghajar (2011) aproximar ΔT_m usando o método da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) na modelagem numérica do trocador de calor, com foco em alcançar uma mudança específica de temperatura nos fluxos mássicos. Dessa forma, $\Delta T_m = \Delta T_{lm}$, sendo ΔT_{lm} definida pela Equação 11, para um fluxo contracorrente:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{(T_{q,ent} - T_{q,sai}) - (T_{q,sai} - T_{q,ent})}{\ln[(T_{q,ent} - T_{q,sai})/(T_{q,sai} - T_{q,ent})]} Q = UA_s \Delta T_m \quad (11)$$

2.3.2 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor para um trocador de calor sem incrustações pode ser descrito pela Equação 12 (ÇENGEL; GHAJAR, 2011):

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_{tub} A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi K L} + \frac{1}{h_{casc} A_o} \quad (12)$$

Onde:

- A_i é a área da superfície de transferência de calor interna;
- A_o é a área da superfície de transferência de calor externa;
- D_i é o diâmetro interno do tubo;
- D_o é o diâmetro externo do tubo;
- K é a condutividade do material do tubo,
- L é a espessura do tubo;
- h_{tub} é o coeficiente de calor do tubo;
- h_{casc} é o coeficiente de calor do casco.

A determinação dos coeficientes de transferência de calor para o lado do tubo e do casco, h_{tub} e h_{casc} , pode ser feita por meio de correlações que envolvem o número de Reynolds, Prandtl e Nusselt, amplamente disponíveis na literatura.

A determinação precisa dos coeficientes de transferência de calor (h_{tub} e h_{casc}) para o lado do tubo e do casco é de grande relevância. Essa determinação pode ser realizada por meio de correlações amplamente disponíveis na literatura. Estas correlações, que envolvem números adimensionais essenciais como o número de Reynolds, Prandtl e Nusselt, fornecem uma abordagem eficaz para a obtenção desses coeficientes.

2.4 MÉTODOS COMPUTACIONAIS NA ANÁLISE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A análise da transferência de calor em problemas de engenharia frequentemente se depara com geometrias complexas e desafiadoras condições de contorno, tornando a resolução analítica inviável (ÇENGEL; GHAJAR, 2011). Para lidar com essas situações, os métodos

numéricos se apresentam como uma ferramenta valiosa, substituindo a equação diferencial por um conjunto de equações algébricas e estimando temperaturas em pontos discretos no meio, proporcionando uma solução aproximada (ÇENGEL; GHAJAR, 2011). Embora essa solução numérica não alcance a exatidão da abordagem analítica, quando aplicada corretamente, pode se aproximar consideravelmente da realidade.

A CFD representa uma estrutura valiosa, fundamentada em métodos numéricos e estrutura de dados, possibilitando a análise de sistemas relacionados à transferência de calor por meio de simulações computadorizadas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Essa ferramenta, ao oferecer uma análise gráfica do comportamento dos fluidos, tornou-se uma abordagem eficaz e acessível para testar sistemas de escoamento de fluidos (SAYMA, 2009).

2.4.1 CFD na análise de trocadores de calor casco e tubo

A análise fluidodinâmica computacional (CFD) emergiu como uma ferramenta crucial na análise de trocadores de calor casco e tubo industriais. Ela permite simulações detalhadas dos padrões de fluxo, distribuição de temperatura e eficiência de troca térmica. A CFD oferece uma compreensão valiosa para otimizar o projeto e operação desses equipamentos. Existem vários softwares comerciais de simulação de dinâmica de fluidos computacional (CFD) disponíveis no mercado, tais como Ansys Fluid, Ansys CFX, COMSOL Multiphysics e AutoDesk, entre outros. Embora apresentem particularidades distintas, todos possuem três elementos-chave: um pré-processador, um solucionador e um pós-processador. A seguir, será oferecida uma breve explicação sobre o funcionamento de cada etapa (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.4.1.1 Pré-processador

Iniciando com o usuário inserindo um problema e seus parâmetros na interface amigável do programa CFD, dá-se início ao processo de pré-processamento. Nessa fase, os parâmetros são transformados pelo solucionador para processar e resolver o problema. Durante esse estágio, o usuário desempenha atividades essenciais, conforme descrito por (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007):

- Definir a geometria do domínio computacional;
- Realizar a discretização do domínio ou gerar a malha de elementos;
- Escolher o fenômeno físico ou químico a ser modelado;
- Estabelecer as propriedades dos fluidos;

- Especificar as condições de contorno das células coincidentes ou regiões que tocam a fronteira do domínio;
- Definir o critério de convergência e os métodos de discretização.

A solução para um problema de temperatura é determinada pelos nós em cada célula, e a precisão do resultado é influenciada pelo número de células na malha; quanto maior o número de células, mais precisa é a solução. Tipicamente, as malhas não são uniformes, sendo mais refinadas em áreas com grandes variações e mais espaçadas em regiões com mudanças menores (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.4.1.2 Solucionador (Solver)

Existem três abordagens distintas para obter a formulação numérica que descreve a condução de calor: o método de diferenças finitas, o método de elementos finitos e os métodos espectrais (ÇENGEL; GHAJAR, 2011). Vale ressaltar que, dada a prevalência do método de volumes finitos nos principais softwares comerciais de CFD, direcionar o enfoque para este método se mostra particularmente relevante. De maneira geral, o algoritmo numérico desdobra-se nos seguintes passos (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007):

- Integrar as equações governantes do escoamento do fluido em todos os volumes de controle (finitos) do domínio;
- Discretizar - transformar as equações integrais resultantes em um sistema de equações algébricas;
- Resolver as equações algébricas por meio de um método iterativo.

2.4.2 Equações governantes

As equações que descrevem o fluxo de um fluido são de extrema importância na física, pois refletem a Lei da Conservação (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Essas equações, conhecidas como equações de Navier-Stokes, são fundamentais para a compreensão do comportamento dos fluidos e serão apresentadas a seguir.

2.4.2.1 Equação da continuidade

Partindo do princípio de que a massa em um sistema não pode ser criada nem desaparecer, é essencial considerar a equação da continuidade, também reconhecida como a equação da conservação da massa, conforme descrita na Equação 13 (WHITE, 2011):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (13)$$

Onde:

- ρ é a densidade do fluido;
- t é o tempo;
- $\vec{\nabla}$ é o vetor do divergente;
- \vec{U} é o vetor da velocidade de escoamento.

Considerando o escoamento como permanente, a equação 13 é reduzida para a expressão 14:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (14)$$

2.4.2.2 Equação da quantidade de momento

As equações que descrevem a quantidade de momento para um fluido compressível newtoniano em escoamento permanente são derivadas da Segunda Lei de Newton. Esta lei estabelece que a taxa de mudança do momento de uma partícula de fluido é igual à soma das forças atuantes sobre ela (WHITE, 2011), conforme as Equações 15, 16 e 17:

$$\text{x-momentum: } \vec{\nabla} \cdot (\rho u \vec{U}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \vec{\nabla} \cdot (\mu \text{ grad } u) \quad (15)$$

$$\text{y-momentum: } \vec{\nabla} \cdot (\rho v \vec{U}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \vec{\nabla} \cdot (\mu \text{ grad } v) \quad (16)$$

$$\text{z-momentum: } \vec{\nabla} \cdot (\rho w \vec{U}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \vec{\nabla} \cdot (\mu \text{ grad } w) \quad (17)$$

Onde ρ representa a densidade do fluido, μ é a viscosidade, \vec{U} é o vetor da velocidade de escoamento, e grad é o vetor gradiente. Além disso, tem-se $\vec{\nabla}$ como o vetor do divergente, p sendo a pressão normal, e u , v e w como as componentes da velocidade em cada direção (x , y e z).

2.4.2.3 Equação da energia

A primeira lei da termodinâmica é um princípio fundamental que descreve a taxa de mudança de energia em um sistema como resultado da soma da taxa de calor e da taxa de trabalho realizada por uma partícula de fluido. Nesse contexto, a equação que a representa

engloba não apenas a energia interna, mas também a energia cinética e a energia potencial gravitacional, de acordo com a Equação 18 (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007):

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho h \vec{U}) = -p \vec{\nabla} \cdot \vec{U} \cdot (k \text{ grad } T) + \phi + S_i \quad (18)$$

Onde h , k e T representam a entalpia estática, a condutividade térmica e a temperatura do fluido, respectivamente. Além disso, tem-se p como a pressão normal, ρ como a densidade do fluido, $\vec{\nabla}$ como o vetor do divergente, e \vec{U} como o vetor da velocidade de escoamento. grad simboliza o vetor gradiente, S_i é uma fonte de fluxo de calor, e ϕ modela o aquecimento interno por viscosidade, geralmente insignificante na maioria dos casos (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Num regime permanente, sem fluxo de calor e negligenciando a dissipação viscosa, a equação se simplifica, de acordo com a Equação 19:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho h \vec{U}) = -p \vec{\nabla} \cdot \vec{U} \cdot (k \text{ grad } T) \quad (19)$$

Para um domínio sólido, modifica-se para a Equação 20 (ANSYS INC., 2023):

$$\frac{\partial(\rho_s h_s)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho_s h_s \vec{U}_s) = -p \vec{\nabla} \cdot \vec{U} \cdot (k_s \text{ grad } T_s) + \vec{S}_i \quad (20)$$

Considerando um regime permanente e estacionário, sem fluxo de calor e com a condutividade do sólido constante dentro do intervalo de temperatura em estudo, simplifica-se para a Equação 21 (ANSYS INC, 2023):

$$\nabla^2 T = 0 \quad (21)$$

2.4.3 Modelagem da turbulência

No ano de 1880, Osborne Reynolds observou que um escoamento inicialmente laminar e ordenado se transformava em um padrão caótico à medida que a velocidade dentro de um tubo atingia um determinado limiar. A partir dessa descoberta pioneira, Reynolds formulou uma equação fundamental, representada pela fórmula x , que é crucial para o cálculo do número de Reynolds, um valor não dimensional significativo na análise fluidodinâmica, conforme a Equação 22 (SAYMA, 2009):

$$Re = \frac{\rho U L}{\mu} \quad (22)$$

O número de Reynolds, representado por Re , é determinado pela relação entre as forças inerciais e viscosas, sendo ρ a massa específica, U a velocidade média, L uma dimensão

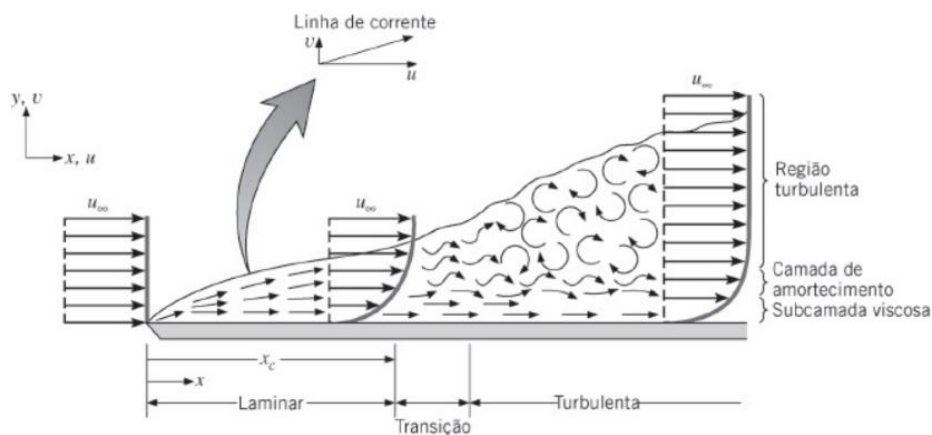
característica e μ a viscosidade dinâmica. O escoamento assume uma natureza turbulenta quando as forças inerciais predominam de forma significativa sobre as viscosas.

Nesse regime turbulento, a estabilidade intrínseca do movimento é comprometida, mesmo sob condições de limites constantes, resultando em variações caóticas e aleatórias nas propriedades de fluxo, incluindo a velocidade (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

A modelagem da turbulência é essencial para os engenheiros, dada a prevalência de escoamentos turbulentos em estudos práticos. Em aplicações como trocadores de calor, a turbulência desempenha um papel crucial, otimizando a mistura do fluido e, conseqüentemente, melhorando o coeficiente de transferência de calor (SAYMA, 2009). Nos regimes laminares, é possível prever com precisão o escoamento do fluido ao resolver apenas as equações de Navier-Stokes, fornecendo os campos de velocidade e pressão.

No entanto, à medida que o fluxo aumenta e, com ele, o número de Reynolds se eleva, pequenos redemoinhos surgem no campo de fluxo, com escalas espaciais e temporais tão diminutas que se torna computacionalmente inviável resolvê-los por meio das equações de Navier-Stokes (INCROPERA, 2018). A Figura 2 ilustra esse fenômeno.

Figura 2 - Desenvolvimento da camada-limite de velocidade sobre uma placa plana

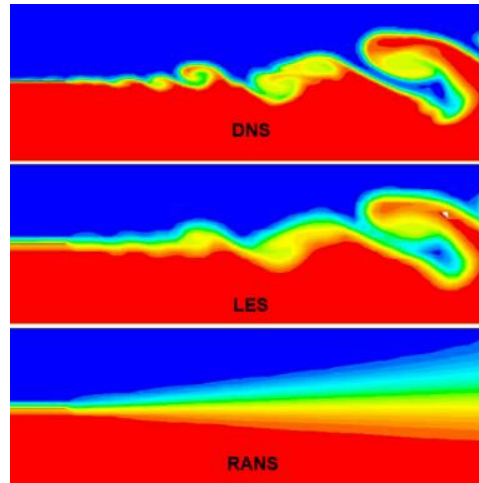


Fonte: Incropera (2018).

Conforme destacado por Barth (2016), na modelagem da turbulência em CFD, são adotadas três estratégias numéricas distintas. A primeira delas é a RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), que calcula a turbulência com base na média das variáveis ao longo do tempo, sendo amplamente utilizada. Em seguida, temos a LES (Large Eddy Simulation), que considera as escalas turbulentas, abrangendo as maiores, e modela as menores. Contudo, essa abordagem requer uma malha extremamente refinada para obter resultados precisos. Por último, a terceira estratégia é a DNS (Direct Numerical Simulation), na qual a malha é construída de forma a permitir o cálculo direto de todas as escalas turbulentas, sem a necessidade de modelagem.

Entretanto, essa estratégia é impraticável em situações reais devido à sua exigência computacional. A Figura 3 proporciona uma comparação visual das soluções obtidas para um escoamento turbulento utilizando os métodos DNS, LES e RANS.

Figura 3 - Comparação da solução de um escoamento turbulento pelos métodos DNS, LES e RANS



Fonte: ANSYS INC. (2023).

Na engenharia, como enfatizado por VERSTEEG e MALALASEKERA (2007), nem sempre é crucial resolver minuciosamente as oscilações turbulentas. Em muitos casos, o foco principal dos engenheiros recai nas informações relacionadas ao tempo médio de escoamento. Portanto, a maioria das simulações computacionais que envolve turbulência pode ser tratada de maneira eficaz através da aplicação da modelagem RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes).

2.4.3.1 Modelagem RANS

Ao modificar as equações instáveis originais de Navier-Stokes, os modelos de turbulência incorporam quantidades médias e flutuantes, dando origem às equações RANS. Essas equações representam somente as grandezas médias do fluxo, ao mesmo tempo em que modelam os efeitos da turbulência sem exigir a resolução das flutuações turbulentas. Dessa forma, todas as escalas do campo de turbulência são adequadamente modeladas (ANSYS INC., 2016). Uma velocidade inicial U_i pode ser decomposta em uma componente média, \bar{U}_i , e uma componente variante no tempo, u_i , conforme a Equação 23, a seguir:

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \quad (23)$$

Logo, o componente médio é dado pela Equação 24:

$$U_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt \quad (24)$$

Onde Δt representa uma escala de tempo mais extensa do que as flutuações turbulentas, mas ainda menor do que as escalas em que elas são resolvidas. Dessa forma, as equações originais são adaptadas para facilitar a compreensão, removendo a barra que indica uma variável média na modelagem RANS, tem-se as Equações 25, 26 e 27:

$$\text{Equação da conservação da massa: } \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (25)$$

$$\text{Equação do momento: } \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) \quad (26)$$

$$\text{Equação da energia: } \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{\varphi}) \quad (27)$$

Os termos adicionais nas equações 26 e 27 são denominados tensores de Reynolds (Reynolds Stresses) e fluxos de calor turbulento, respectivamente. Eles descrevem as flutuações geradas pela turbulência que afetam as equações de transporte (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Quanto aos modelos de turbulência RANS mais comuns, sua classificação é baseada no número adicional de equações de transporte que devem ser resolvidas juntamente com as equações de escoamento RANS. O Quadro 1 lista os modelos predominantes, incluindo o respectivo número de equações adicionais (ANSYS INC., 2023).

Tabela 1 - Classificação dos modelos de viscosidade turbulência

Número extra de equações de transporte	Nome
Zero	Modelos algébricos
Uma	Modelo Prandtl Modelo Spalart-Allmaras
Duas	Modelo $K - \varepsilon$ Modelo $K - \omega$
Sete	Modelo do tensor de Reynolds

Fonte: ANSYS INC. (2023).

Os termos adicionais “tensores de Reynolds” e “fluxos de calor” turbulento são representados por modelos de turbulência clássicos, sendo os modelos $k - \varepsilon$ e o modelo do tensor de Reynolds os mais conhecidos. Esses modelos têm sido amplamente adotados nos

cálculos de escoamento em contextos de engenharia, devido à sua eficiência em termos de recursos computacionais (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.4.3.1.1 Modelo $k - \varepsilon$

Com base nas considerações de Versteeg e Malalasekera (2007), o modelo $k-\varepsilon$ padrão, concebido por Launder e Spalding (1974), representa uma abordagem de duas equações que se baseia na representação da energia cinética turbulenta (k) e sua taxa de dissipação (ε). Esse modelo parte do pressuposto de que a viscosidade turbulenta está intimamente ligada à energia cinética turbulenta e à sua taxa de dissipação, sendo relacionadas através da Equação 28:

$$\mu = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (28)$$

Onde:

- μ é a viscosidade turbulenta;
- C_{μ} é uma constante empírica;
- k é a energia cinética turbulenta;
- ε é a taxa de dissipação de energia turbulenta.

Nos modelos convencionais $k-\varepsilon$, são aplicadas as equações de transporte para a energia cinética turbulenta (k) e sua taxa de dissipação (ε), conforme delineadas nas Equações 29 e 30 (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(pkU) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (29)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(p\varepsilon U) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon}} \text{grad } \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (30)$$

Em termos simples, essas equações representam a seguinte relação:

A variação da energia cinética turbulenta (k) ou a taxa de dissipação de energia turbulenta ε somada ao transporte dessas grandezas por convecção é igual ao transporte por difusão mais a taxa de produção, subtraindo a taxa de destruição correspondente. O modelo standard $k-\varepsilon$ incorpora cinco constantes: C_{μ} , σ_k , σ_{ε} , $C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$. No contexto deste modelo, os valores típicos para essas constantes são:

Tabela 2 - Valores das constantes no modelo standard k-ε

Constante	Valor
C_μ	0,09
σ_k	1,00
σ_ε	1,30
$C_{1\varepsilon}$	1,44
$C_{2\varepsilon}$	1,92

Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007).

Para calcular os tensores de Reynolds, emprega-se a relação de Boussinesq, conforme Equação 31:

$$-\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_i = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (31)$$

A proposta deste estudo consiste na elaboração de um modelo para a análise de um trocador de calor no formato casco e tubos. Dentre a gama de modelos disponíveis, o modelo k-ε se destaca como a opção mais pertinente para esta aplicação em particular. Sua relevância advém da capacidade de oferecer uma representação precisa e confiável para esse tipo específico de problema. Além disso, o modelo k-ε é reconhecido pela sua simplicidade, robustez e eficiência computacional, fatores cruciais para uma análise abrangente e precisa (ANSYS INC., 2023).

2.4.3.1.2 Modelo SST

Conforme mencionado anteriormente, o modelo BSL combina as vantagens dos modelos de turbulência k-ε e k-ω; no entanto, sua limitação na previsão do tamanho da camada limite ao longo de uma superfície suave é notável. Essa falha é discutida mais detalhadamente por Mentel (2004), destacando que, entre outros fatores, o modelo BSL não incorpora adequadamente a tensão de cisalhamento turbulenta na equação de transporte, resultando na superestimação da viscosidade turbulenta. Para corrigir esse aspecto e garantir um comportamento adequado no transporte do fluido, é necessário impor um limitador à formulação da viscosidade, conforme a Equação 32:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_1 \text{ ou } SF_2)} \quad (32)$$

Onde a_1 é uma constante empírica, S é o módulo do tensor de deformação médio e F_1 , F_2 são as funções que determinam qual modelo de turbulência será aplicado para aquela distância da parede. Sendo F_1 :

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (33)$$

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega Y}, \frac{500 v_{nw}}{Y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{CD_{kw} \sigma_\epsilon Y^2} \right] \quad (34)$$

$$CD_{kw} = \max \left(\frac{2}{\rho} \frac{1}{\sigma_\epsilon} \nabla k \nabla \omega, 1e^{-10} \right) \quad (35)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (36)$$

$$\arg_2 = \max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega Y}, \frac{500 v_{nw}}{Y^2 \omega} \right) \quad (37)$$

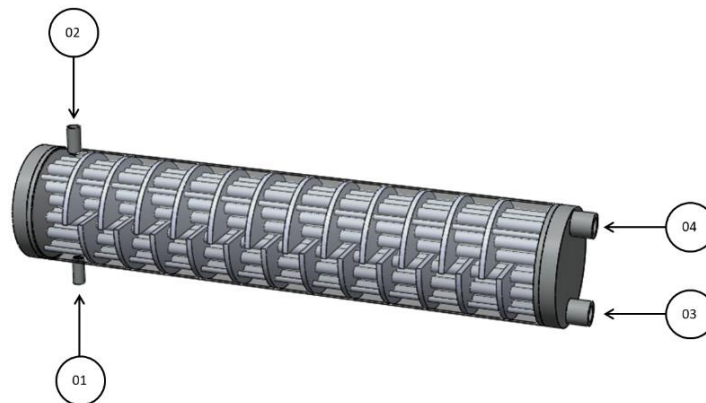
2.4.3.2 Pós-processador

Conforme descrito por Lopez (2017), o pós-processamento envolve a interpretação dos resultados obtidos por meio de uma interface gráfica, que inclui a exibição da malha e geometria, a plotagem de vetores, linhas de contorno e superfícies 2D e 3D, além de outras ferramentas. A especificação precisa da geometria do domínio e o desenho adequado da malha são tarefas cruciais para garantir o sucesso da simulação. Aspectos como a convergência e a independência da malha são elementos essenciais para obter um resultado satisfatório. Ao final da simulação, cabe ao simulador avaliar se os resultados atendem aos critérios estabelecidos, pois a validação dos modelos de códigos CFD normalmente depende de testes experimentais, os quais nem sempre são viáveis (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

3 DADOS DA BANACADA DIDÁTICA

Os ensaios experimentais do trocador de calor didático do presente trabalho foram realizados numa bancada do Laboratório de Engenharia Mecânica (LABEM) do Campus Universitário de Tucuruí da UFPA. O objetivo principal desses ensaios é a determinação das variáveis mais importantes do sistema (temperaturas, vazão, entre outros), para validar a simulação numérica e o modelo adotado no presente trabalho. Desta forma, será avaliado um caso para o funcionamento do trocador de calor. A Figura 4 ilustra o projeto do trocador e a legenda para cada item identificado na imagem (1, 2, 3 e 4) é apresentada na Tabela 3.

Figura 4 - Imagem gráfica do trocador de calor casco e tubo com indicações das aberturas de entrada e saída



Fonte: Autoria Própria (2023).

Tabela 3 - Legenda dos itens identificados na figura 4

Item	Descrição
1	Entrada do fluido quente
2	Saída do fluido quente
3	Entrada do fluido frio
4	Saída do fluido frio

Fonte: Autoria Própria (2023).

Os parâmetros das dimensões do trocador de calor são identificados na Tabela 4 a seguir.

Tabela 4 - Especificações das dimensões do trocador de calor

Descrição	Valor (mm)
Tamanho longitudinal do trocador de calor	1000
Tamanho longitudinal do casco	980
Diâmetro do casco	220
Diâmetro externo e interno dos tubos	21 x 17
Diâmetro das bocas de entrada e saída fluido frio	46 x 30
Diâmetro das bocas de entrada fluido quente	22 x 18
Diâmetro das bocas de saída fluido quente	25 x 21
Espessura das chincanas	10

Fonte: Autoria Própria (2023).

Para a simulação, foram utilizadas as especificações físicas do trocador de calor, da Tabela x e as especificações da performance do trocador, descritas em sessão posterior. As especificações físicas foram essenciais para a montagem da malha de simulação enquanto as especificações da performance foram necessárias para validar a simulação numérica.

4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Nesta seção, explora-se a simulação numérica do trocador de calor casco e tubos em regime permanente, detalhando as premissas e simplificações que nortearam todo o processo.

4.1 GEOMETRIAS DOS TCCT

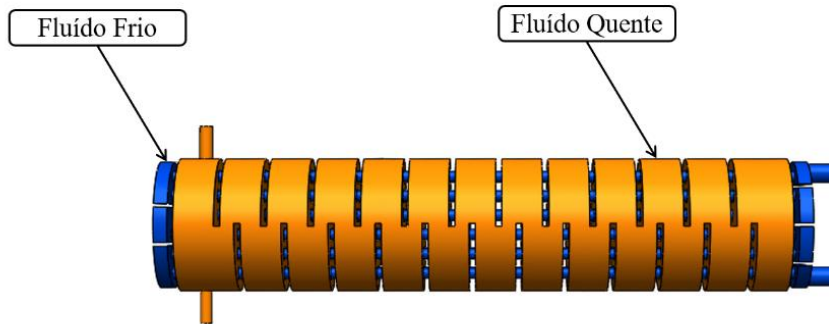
No presente estudo, foram examinadas duas configurações: a geometria original da bancada didática e uma versão otimizada, visando ampliar o tempo de troca de calor entre o fluido quente e o fluido frio. As geometrias dos trocadores de calor casco e tubo foram elaboradas utilizando o software de desenho assistido por computador *SolidWorks*. A escolha desse *software* foi determinada pela sua disponibilidade nos laboratórios da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará, campus Tucuruí. A representação do "corpo molhado" da geometria, que corresponde ao volume ocupado pelos fluidos no trocador de calor, onde as equações de transporte e os modelos de turbulência são aplicados (LOPEZ, 2017), foi obtida por meio da extensão *SpaceClaim* do *software Ansys*, disponível no laboratório do Parque de Tecnologia do Lago de Tucuruí (Tecnolago).

4.1.1 Geometria original

A geometria original do trocador de calor foi concebida com base nas medidas detalhadas na Tabela 2, apresentada na seção anterior, incluindo 21 tubos dispostos no casco e 24 chicanas de formato meia lua. O dimensionamento desse trocador de calor foi realizado mediante uma análise real de equipamentos similares em ambientes industriais. É importante destacar que, neste estudo, os cascos e tubos foram configurados com distintas geometrias e tamanhos, com o intuito de representar um trocador de calor industrial de elevada capacidade.

A Figura 6 ilustra a geometria do corpo molhado do trocador, proporcionando uma visualização clara do volume a ser simulado.

Figura 5 - Geometria original do trocador de calor casco e tubos



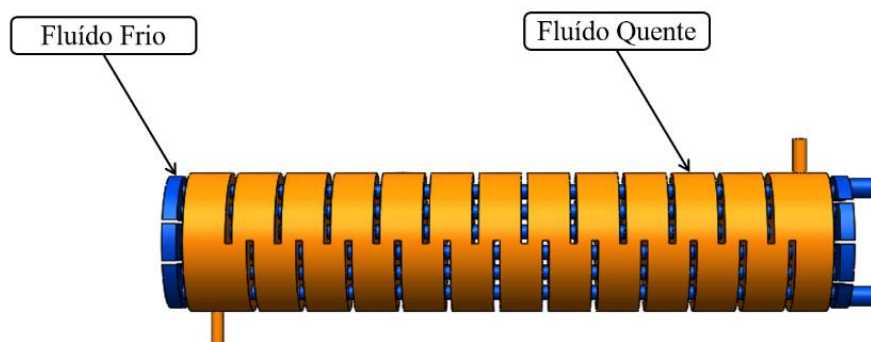
Fonte: Autoria Própria (2023).

4.1.2 Geometria otimizada

Após simular a geometria original, identificou-se uma ineficiência na troca de calor devido à disposição da saída do fluido quente. Diante desse cenário, optou-se por otimizar a geometria mudando a posição da saída do fluido quente, visando aprimorar o tempo de troca de calor entre os fluidos quente e frio. Posteriormente, os resultados obtidos em ambas as simulações foram comparados.

A seguir, apresenta-se a geometria do corpo molhado com a modificação no posicionamento da saída do fluido quente.

Figura 6 - Geometria otimizada do trocador de calor casco e tubos



Fonte: Autoria Própria (2023).

4.2 SUBDIVISÃO DO DOMÍNIO COMPUTACIONAL (MALHA OU MESH)

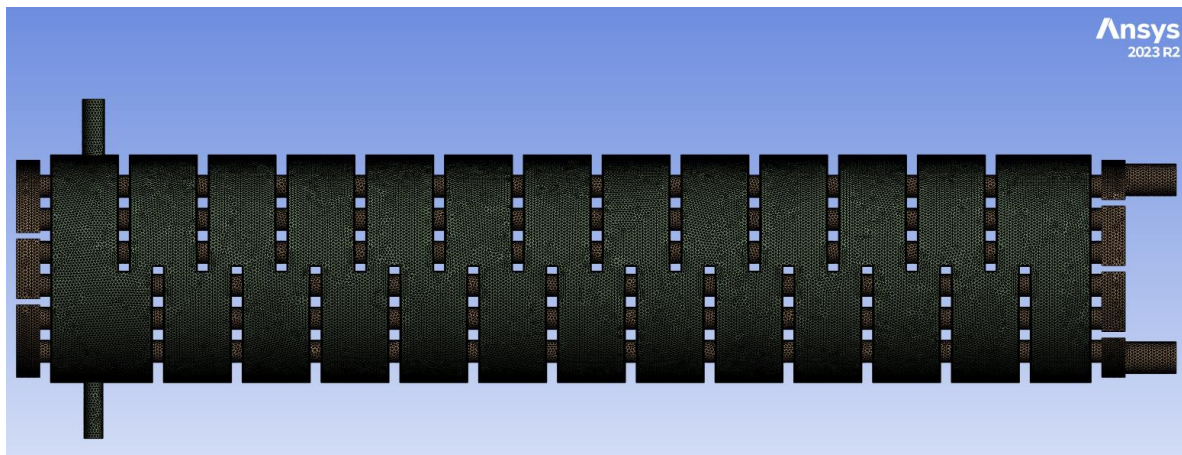
A qualidade de um elemento de malha é uma medida crucial que avalia a adaptação precisa à geometria modelada e sua idoneidade para análises precisas. A relevância da qualidade dos elementos de malha reside na influência direta sobre a precisão e confiabilidade dos resultados da análise, pois elementos de baixa qualidade podem resultar em simulações imprecisas.

A métrica *Element Quality* proporciona uma pontuação numérica, variando de 0 a 1, onde 1 representa alta qualidade e 0, baixa. A malha gerada obteve uma pontuação de 0,80937, com desvio padrão de 0,12, caracterizando-a como excelente para essa análise.

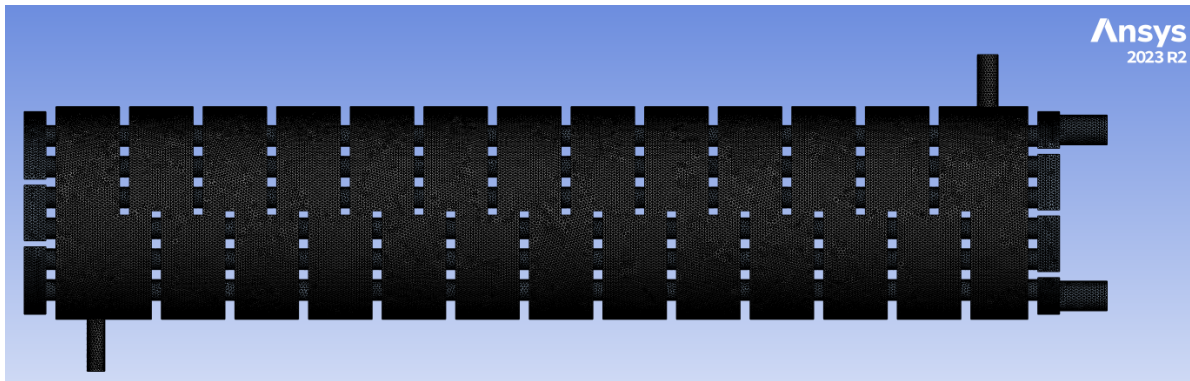
O grau de assimetria, avaliando a distorção de elementos triangulares, apresentou uma média de 0,27501 com desvio padrão de 0,17, indicando uma pontuação boa. Um valor próximo de zero sugere uma malha equilátera, enquanto valores elevados implicam em distorção que pode impactar a precisão.

A razão Jacobiana, medindo a deformação em relação ao estado original, revelou uma média de 0,98621, com desvio padrão de $5,6e-2$, confirmando a alta qualidade da malha utilizada nas simulações.

Figura 7 - Malha do trocador de calor original



Fonte: Autoria Própria (2023).

Figura 8 - Malha do trocador de calor otimizado

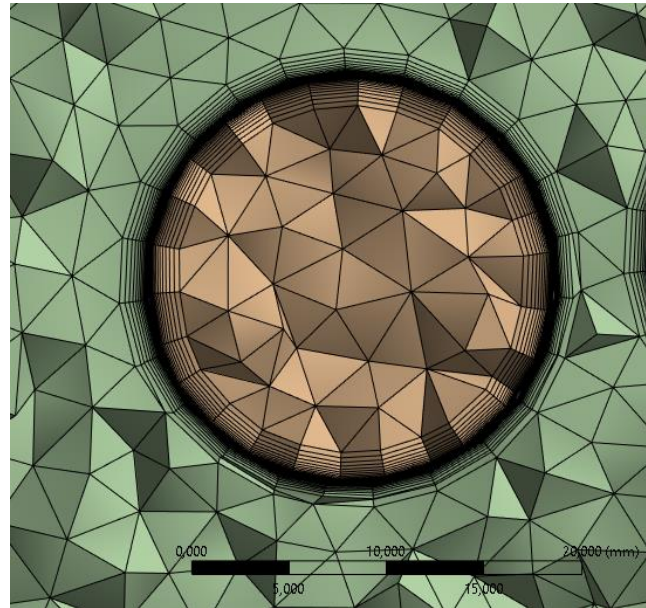
Fonte: Autoria Própria (2023).

4.2.1 Camada limite

Quando um fluido em movimento interage com a superfície ao longo da qual flui, sua velocidade diminui consideravelmente, e geralmente presume-se que a velocidade das partículas na superfície é próxima de zero. As partículas com velocidade quase nula retardam aquelas que estão acima delas, transmitindo esse efeito progressivamente para as camadas subsequentes, até que tenha um impacto negligenciável. Esse atraso no movimento do fluido é conhecido como alongamento de cisalhamento e ocorre em planos paralelos à direção do fluxo, sendo denominado de camada limite hidrodinâmica. Além disso, é importante mencionar que a camada limite térmica é a região do fluido onde os gradientes de temperatura são significativos e pode ser caracterizada pelo número adimensional de Prandtl.

A Figura 9 apresenta a camada limite gerada durante a simulação da geometria original, com um total de 8.143.464 nós e 19.916.335 elementos. Os parâmetros de avaliação incluem uma média de assimetria (skewness) de 0,21399 e uma média de razão jacobiana de 38,346.

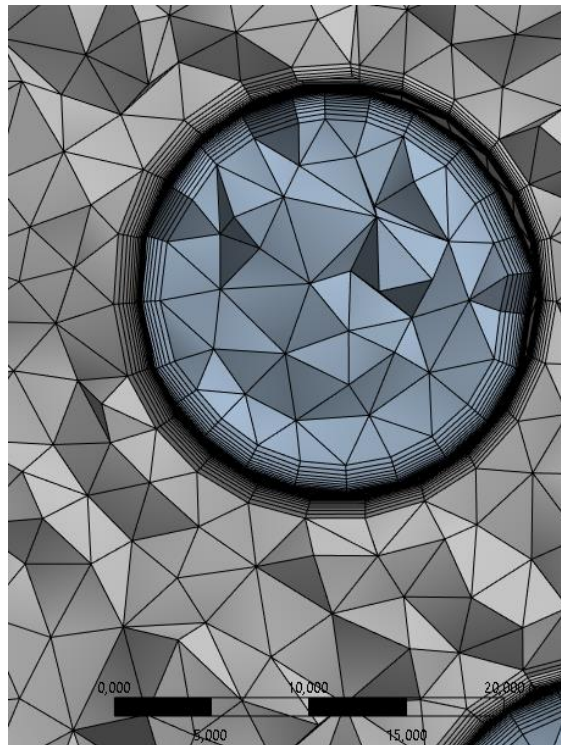
Figura 9 - Camada limite para a geometria original



Fonte: Aatoria Própria (2023).

A Figura 10 apresenta a camada limite gerada durante a simulação da geometria original, com um total de 9650247 nós e 22843556 elementos. Os parâmetros de avaliação incluem uma média de assimetria (skewness) de 0,2154 e uma média de razão jacobiana de 40,636.

Figura 10 - Camada imite para a geometria otimizada



Fonte: Aatoria Própria (2023).

4.3 SOFTWARE DE SIMULAÇÃO

O *software* selecionado para conduzir a simulação numérica foi o *Ansys CFX*, na versão 2023 B. Além das razões previamente destacadas, vale ressaltar que o Parque de Tecnologia do Lago de Tucuruí (Tecnolgo) na UFPA campus Tucuruí detém a licença acadêmica para esse software, dispondo também de um laboratório especializado em simulação computacional.

No processo de simulação numérica, a malha foi importada para o *Ansys CFX* no modo *CFX-Pré*. Após essa etapa, as condições de contorno pertinentes ao problema em questão foram meticulosamente configuradas.

4.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO

No modo *CFX-Pré*, após a importação da malha, foi imperativo definir os domínios computacionais, distinguindo claramente a região do casco (fluido quente) e a área dos tubos (fluido frio). Com os domínios devidamente estabelecidos, tornou-se viável incorporar as entradas e saídas dos fluidos quente e frio, referidas como "*inlet*" e "*outlet*" em inglês, respectivamente. Além disso, foram designadas as paredes para ambos os domínios e as chicanas, identificadas como "*wall function*". Adicionalmente, implementou-se a interface de contato fluido-fluido na parte dos tubos dentro do casco. A delimitação precisa de todos esses domínios computacionais é crucial para assegurar a precisão da simulação, evitando possíveis erros relacionados a essa etapa.

A análise do trocador de calor concentrou-se no comportamento dos fluidos dentro do TC, considerando a ausência de perda de calor para a área externa. Nesse contexto, a Tabela 5 apresenta as condições de contorno empregadas para cada domínio criado, delineando os parâmetros essenciais para a simulação.

Tabela 5 - Especificações das condições de contorno utilizadas na modelagem do TCCT

Domínio	Condição de Contorno	Descrição
Fluido Frio	Velocidade de entrada	$V = 0,1533 \text{ m/s}$, $T=35,2 \text{ °C}$ e $Itur=5\%$
	Pressão de saída	$P = 0 \text{ Pa}$
	Interface fluido frio – tubos e chicanas	Fluxo de calor conservativo
Fluido Quente	Velocidade de entrada	$V = 0,3799 \text{ m/s}$, $T=42,5 \text{ °C}$ e $Itur=5\%$
	Pressão de saída	$P = 0 \text{ Pa}$
	Interface fluido frio – tubos e chicanas	Fluxo de calor conservativo

Tubos e chicanas	Interface casco – fluido frio	Fluxo de calor conservativo
	Interface casco – tubos e chicanas	Fluxo de calor conservativo

Fonte: Aatoria Própria (2023).

Essas condições de contorno, bem como a geometria, foram obtidas através de análises reais do trocador de calor didático do presente trabalho foram realizados numa bancada do Laboratório de Engenharia Mecânica (LABEM) do Campus Universitário de Tucuruí da UFPA.

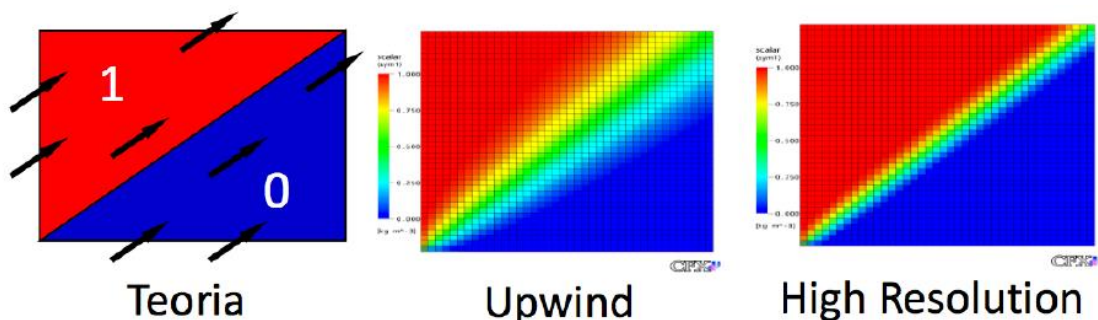
4.5 ESQUEMA DE DISCRETIZAÇÃO

As equações fundamentais do problema, representadas por (7), (8), (9), (10) e (14), que regem a conservação de massa, quantidade de movimento linear e energia, foram enriquecidas pela inclusão do modelo de turbulência $k-\epsilon$. Este acréscimo transformou as equações governantes em (18), (19) e (20), agora incorporando o termo turbulento.

Essas equações, dotadas de termos convectivos e difusivos, demandam discretização na análise numérica do problema. De acordo com Maliska (2004), a aproximação numérica dos termos difusivos não enfrenta grandes desafios de estabilidade, permitindo geralmente o uso do esquema de diferenças centrais. Já os termos convectivos exigem maior atenção. Conforme orientação de Verardi (2008), a discretização desse termo requer a correlação de valores de variáveis por meio de uma função de aproximação. Caso essa correlação seja 0, o esquema é denominado Upwind; se for 1, é chamado de High Resolution (ANSYS INC, 2023).

O esquema Upwind, robusto e eficiente em reduzir o tempo de simulação, contudo, possui uma precisão de primeira ordem. Por outro lado, o esquema High Resolution, de segunda ordem, demanda mais tempo para ser resolvido (ANSYS INC, 2023). Na Figura 11, apresenta-se um exemplo de escoamento utilizando diferentes esquemas de discretização.

Figura 11 - Exemplo de um escoamento usando diferentes esquemas de discretização



Fonte: ANSYS INC. (2023).

O esquema de alta resolução, conforme ilustrado na Figura 11, apresenta uma aproximação significativa em relação à teoria. Devido a essa conformidade, somada aos resultados positivos obtidos em testes realizados em trabalhos acadêmicos anteriores, a escolha de empregar o esquema de alta resolução foi fundamentada para este estudo.

5 RESULTADOS

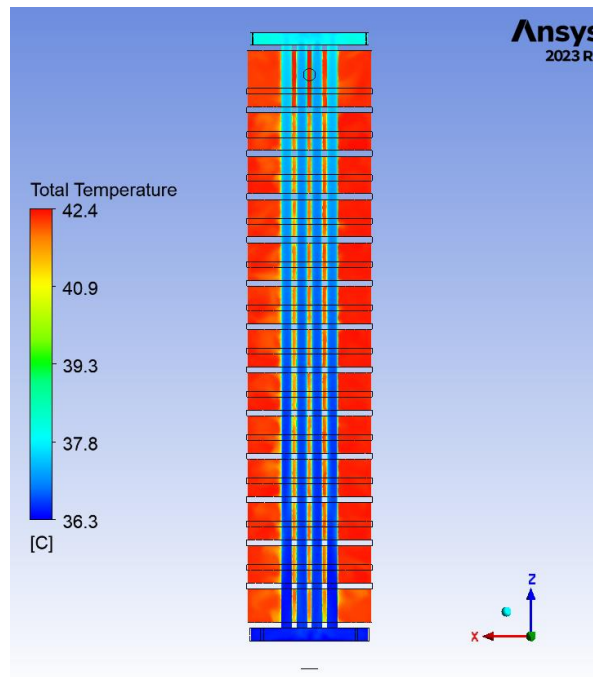
O módulo *CFX Solver* realiza o cálculo das condições de contorno e resolve as equações por meio do método dos volumes finitos. Após a convergência da solução, conforme descrito anteriormente, é viável analisar os resultados no módulo *CFX Post*. O tempo médio necessário para atingir a convergência da solução foi de aproximadamente 36 horas, ao realizar cerca de 800 iterações, utilizando um esquema de discretização de segunda ordem.

5.1 PLOTAGEM DOS RESULTADOS OBTIDOS NA SIMULAÇÃO

5.1.1 Geometria original

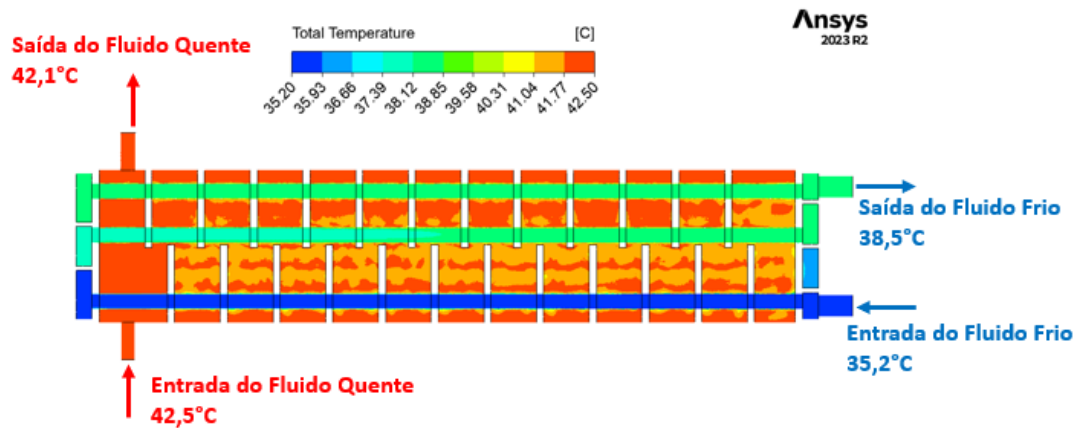
As Figuras 12 e 13 mostram os contornos de temperatura do sistema inteiro para os planos ZX e YZ.

Figura 12 - Plotagem do contorno de temperatura do TCCT no plano ZX



Fonte: Autoria Própria (2023).

Figura 13 - Plotagem do contorno de temperatura do TCCT no plano YZ



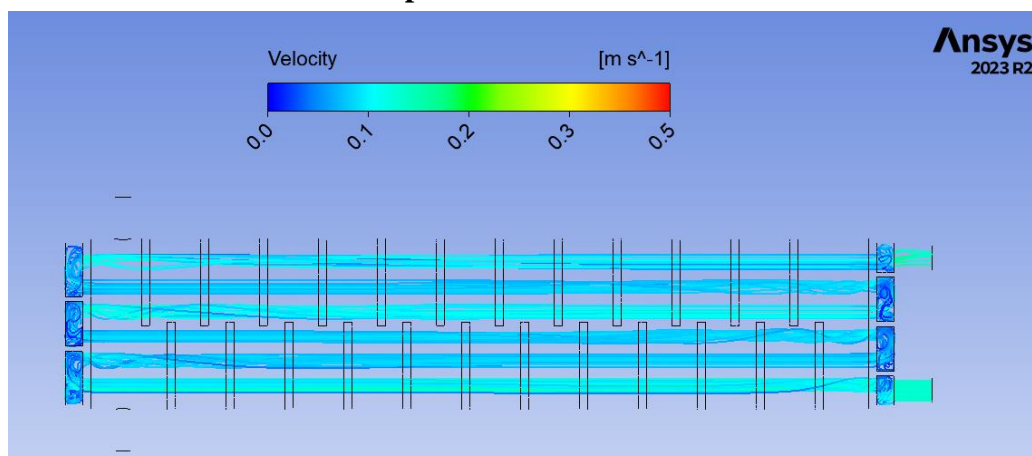
Fonte: Autoria Própria (2023).

Através das Figuras 12 e 13, é possível notar a redução da temperatura do fluido quente, localizado no lado dos tubos, e a influência térmica do fluido quente no fluido frio, presente no lado do casco, especialmente nas superfícies das paredes dos tubos.

É válido ressaltar que o trocador de calor opera em regime estacionário e contracorrente. Uma observação relevante é que o sistema, sendo adiabático, não realiza trocas de calor com a superfície externa (ar).

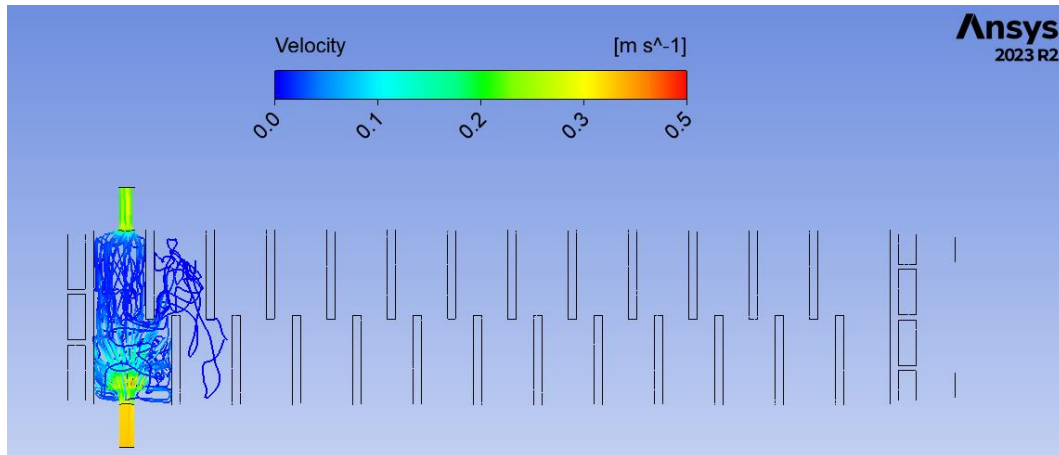
As Figuras 14 e 15 apresentam a distribuição da velocidade no lado do casco por meio de linhas de corrente e vetores, respectivamente.

Figura 14 - Plotagem das linhas de corrente da velocidade do lado do casco no plano YZ para o fluido frio



Fonte: Autoria Própria (2023).

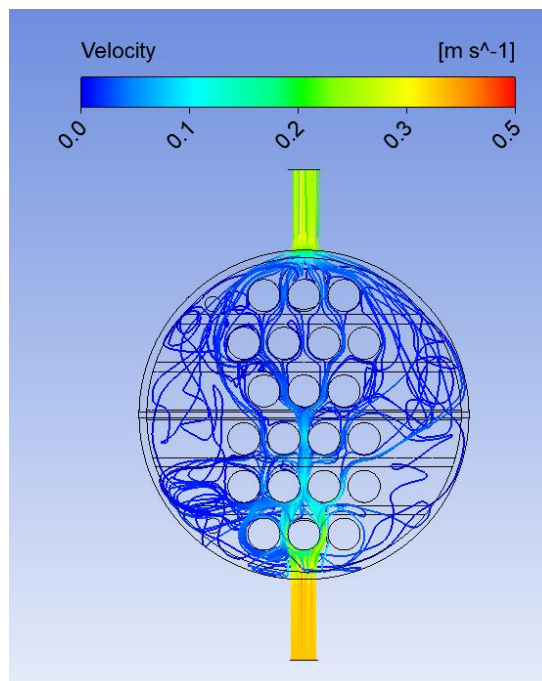
Figura 15 - Plotagem das linhas de corrente da velocidade do lado do casco no plano YZ para o fluido quente



Fonte: Autoria Própria (2023).

No domínio do casco, ao analisar as linhas de corrente, torna-se possível observar a trajetória do fluido e como as chicanas provocam alterações no percurso. Além disso, nota-se um incremento na velocidade do fluido na saída, atribuído ao aumento da temperatura da água. Essa relação é explicada pelo fato de que o aumento da temperatura provoca uma diminuição na viscosidade da água, resultando, conseqüentemente, na redução das forças viscosas.

Figura 16 - Plotagem dos vetores da velocidade do lado do casco no plano XY



Fonte: Autoria Própria (2023).

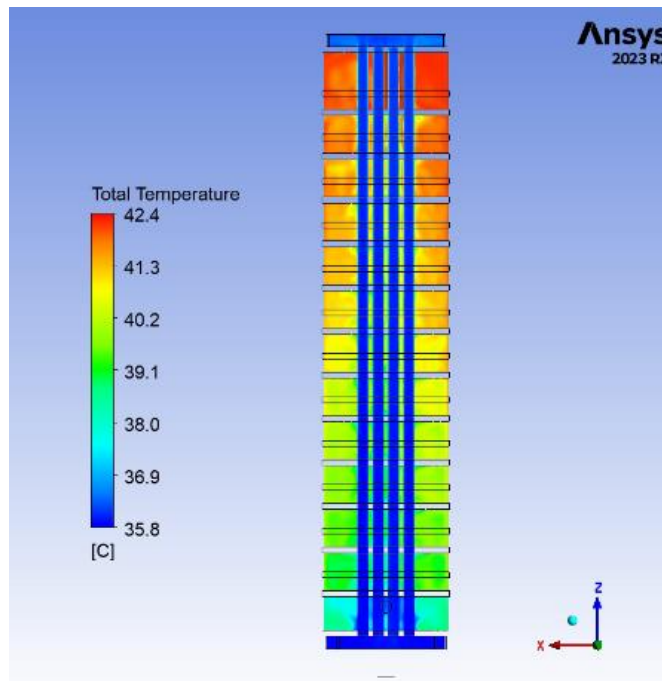
Ao examinar a Figura 16, que retrata as linhas de corrente, torna-se evidente a presença mais nítida dos vórtices gerados durante a entrada do fluido frio no casco. Esses redemoinhos

manifestam-se em decorrência do impacto do fluido com os tubos, resultando na instauração de um padrão de escoamento turbulento.

5.1.2 Geometria otimizada

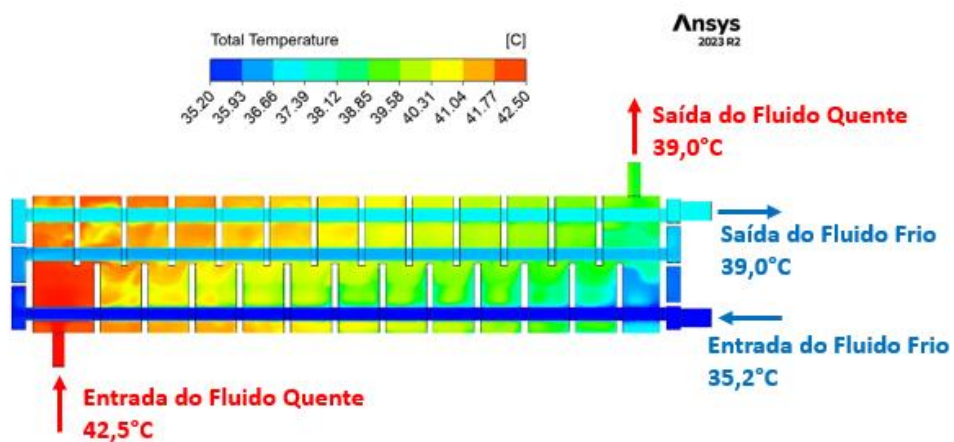
As Figuras 17 e 18 mostram os contornos de temperatura do sistema inteiro para os planos ZX e YZ.

Figura 17 - Plotagem do contorno de temperatura do TCCT modificado no plano ZX



Fonte: Autoria Própria (2023).

Figura 18 - Plotagem do contorno de temperatura do TCCT modificado no plano YZ

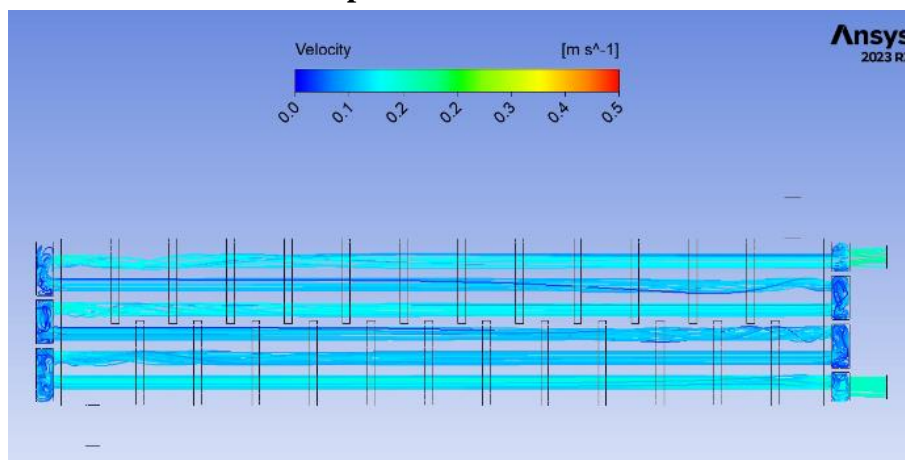


Fonte: Autoria Própria (2023).

Por meio das Figuras 17 e 18, é possível verificar a diminuição da temperatura do fluido quente no lado dos tubos, assim como a influência térmica do fluido quente no fluido frio no lado do casco, sobretudo nas superfícies das paredes dos tubos. Importa salientar que o trocador de calor opera em regime estacionário e contracorrente. Um aspecto notável é que, por ser adiabático, o sistema não realiza trocas de calor com a superfície externa (ar).

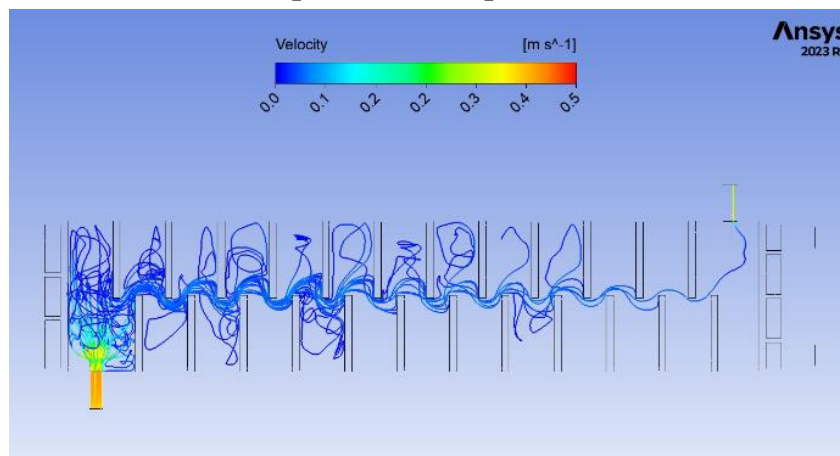
As Figuras 19 e 20 apresentam, respectivamente, a distribuição da velocidade no lado do casco por meio de linhas de corrente e vetores.

Figura 19 - Plotagem das linhas de corrente da velocidade do lado do casco no plano YZ para o fluido frio



Fonte: Autoria Própria (2023).

Figura 20 - Plotagem das linhas de corrente da velocidade do lado do casco no plano YZ para o fluido quente

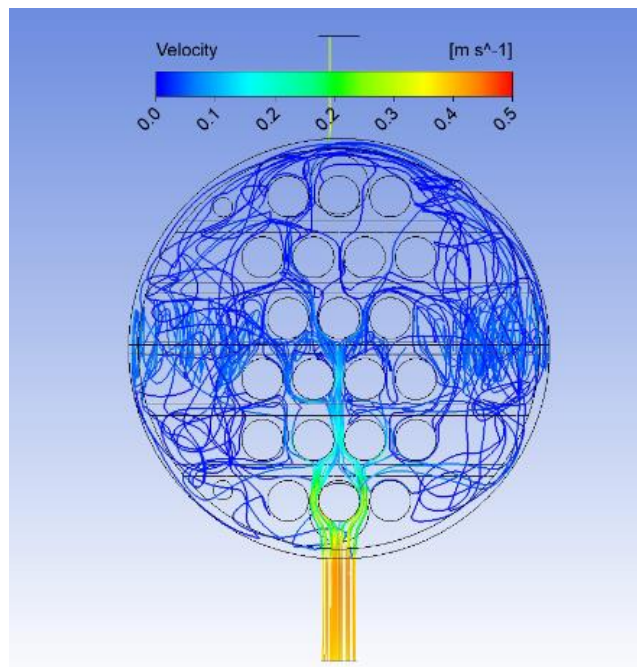


Fonte: Autoria Própria (2023).

No domínio do casco, a análise das linhas de corrente proporciona uma visão clara do trajeto do fluido e revela como as chicanas desempenham um papel crucial na modificação desse percurso. Observa-se, adicionalmente, um incremento na velocidade do fluido na saída, atribuível ao aumento da temperatura da água. Essa relação pode ser explicada pelo fato de que

o aumento da temperatura resulta numa diminuição da viscosidade da água, conseqüentemente reduzindo as forças viscosas atuantes.

Figura 21 - Plotagem dos vetores da velocidade do lado do casco no plano XY



Fonte: Aatoria Própria (2023).

Ao examinar a Figura 21, que representa as linhas de corrente, torna-se evidente a presença mais nítida dos vórtices gerados durante a entrada do fluido frio no casco. Esses vórtices surgem em decorrência do impacto do fluido com os tubos, induzindo uma transição para um padrão de escoamento turbulento.

6 CONCLUSÃO

Por meio da análise CFD, foi possível realizar uma avaliação detalhada de padrões de escoamento, distribuições térmicas e taxas de transferência de calor. No âmbito da otimização da eficiência térmica em trocadores de calor, as melhorias no design desempenharam um papel preponderante, incluindo ajustes na geometria do trocador, a seleção criteriosa de materiais mais adequados e a otimização das condições de operação.

Através da escolha cuidadosa dos métodos de discretização, critérios de convergência e propriedades dos fluidos foi possível garantir a precisão e a confiabilidade dos resultados alcançados pela análise CFD.

Na configuração original, observou-se uma diminuição de $0,4^{\circ}\text{C}$ na temperatura do fluido quente (de $42,5^{\circ}\text{C}$ para $42,1^{\circ}\text{C}$), enquanto o fluido frio apresentou um acréscimo de

3,3°C (de 35,2°C para 38,5°C). Por sua vez, na versão modificada, a transferência de calor demonstrou ser mais expressiva, resultando em uma queda de 3,5°C na temperatura do fluido quente (de 42,5°C para 39°C) e um aumento de 3,8°C no fluido frio (de 35,2°C para 39°C).

Em síntese, a aplicação da análise CFD foi essencial para a compreensão profunda do comportamento fluidodinâmico em trocadores de calor. Ao adotar melhorias no design, validar minuciosamente os resultados e considerar detalhes fundamentais na simulação, a pesquisa oferece uma contribuição significativa para a eficiência térmica desses dispositivos, destacando a importância contínua da análise CFD na engenharia de trocadores de calor.

6.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

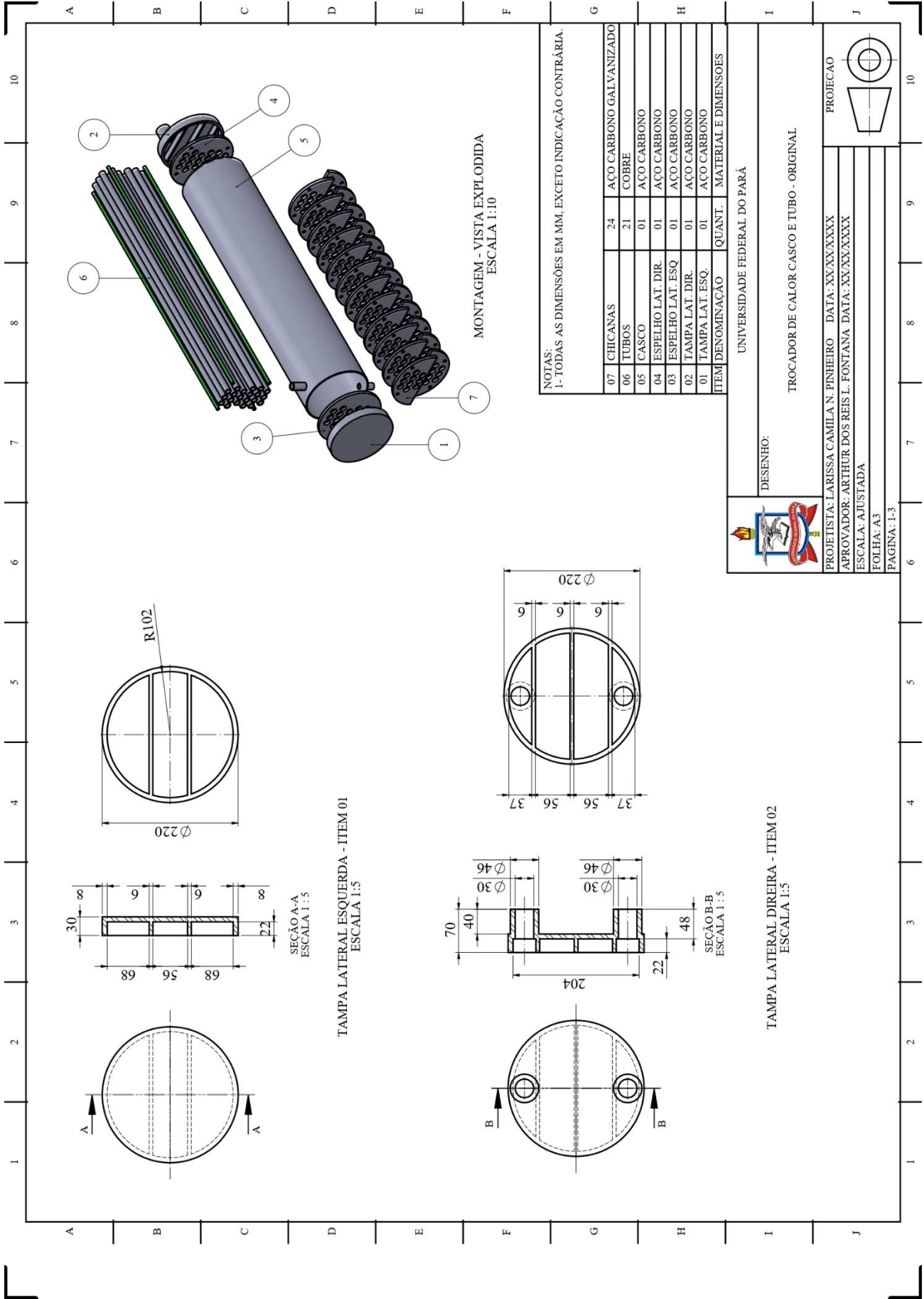
Sugere-se realizar novas simulações e experimentos, utilizando diferenças de temperaturas superiores a 20°C. Além disso, é aconselhável conduzir uma análise do escoamento em regime transiente. Recomenda-se, também, examinar o trocador de calor utilizado no experimento para identificar possíveis disparidades geométricas entre o modelo experimental e o numérico.

REFERÊNCIAS

- [1] ANDERSSON, Bengt *et al.* **Computational Fluid Dynamics for Engineers**. Gothenberg: Cambridge University Press, 2011.
- [2] ANSYS INC. **ANSYS CFX-Solver Theory Guide: Release 23.0**. Canonsburg, 2023. Disponível em: https://dl.cfdexperts.net/cfd_resources/Ansys_Documentation/CFX/Ansys_CFX-Solver_Theory_Guide.pdf. Acesso em: 28 nov. 2023.
- [3] CARDOSO, Pedro H.; **Projeto de Trocador de Calor Casco e Tubo para Resfriamento de Óleo Resíduo**, Rio de Janeiro: UFRJ, 2013.
- [4] ÇENGEL, Y.A.; GHAJAR, A.J. **Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática**. 4 ed. Porto Alegre: Mc Graw-Hill: [s. n.], 2012.
- [5] CLÓVIS, R. Maliska. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. Rio de Janeiro: LTC, 2013.
- [6] COELHO, J. C. **Energia e Fluidos: Transferência de Calor**. São Paulo: Edgar Blucher: [s. n.], 2016.
- [7] CONRADO, Zanuto. **Aplicação de Técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD) na Avaliação da Hidrodinâmica e da Transferência de Massa em Estágio de Coluna de Destilação**. Dissertação, 2023.
- [8] COSTA, Mayse C. **Simulação e Análise do Efeito da Variação de Parâmetros Sobre a Perda de Carga e Transferência de Calor em Trocadores de Calor Casco e Tubo**. Recife, UFPE, 2016.
- [9] FOX, R.W., MCDONALD, A.T. e Pritchard, P.J., **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, Sexta Edição, LTC Editora, 2006.
- [10] HOLMAN, J.P. **Heat Transfer**. 10 ed. rev. New York: Mc Graw Hill: [s. n.], 2010.
- [11] INCROPERA, Frank; BERGMAN, Theodore; LAVINE, Adrienne. **Introduction to Heat Transfer**. 6 ed. rev. New York: J. Wiley: [s. n.], 2007.
- [12] KUPPAN T. **Heat exchanger design handbook**. New York: Marcel Dekker, 2017.
- [13] LOPEZ, Deniz. P.P; **Simulação computacional de CFD de um pequeno trocador de calor de casco e tubo**. Trabalho de Conclusão de Curso, 2017.
- [14] SAYMA Abdunaser. **Computational Fluid Dynamics**. 1 ed. Abdunaser Sayma & Ventus Publishing, 2009.

- [15] TEMA, **Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association**, 9 ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, Tarrytown, NY, 2007.
- [16] VERSTEEG, Henk K., MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. Pearson Education Limited, 2007.
- [17] WHITE, Frank. M. **Fluid Mechanics**. 7. ed. New York: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2011.

ANEXO 1 – GEOMETRIA ORIGINAL

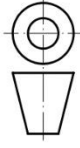


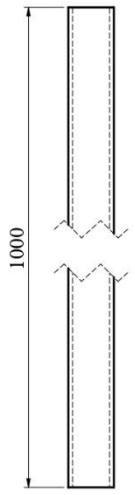
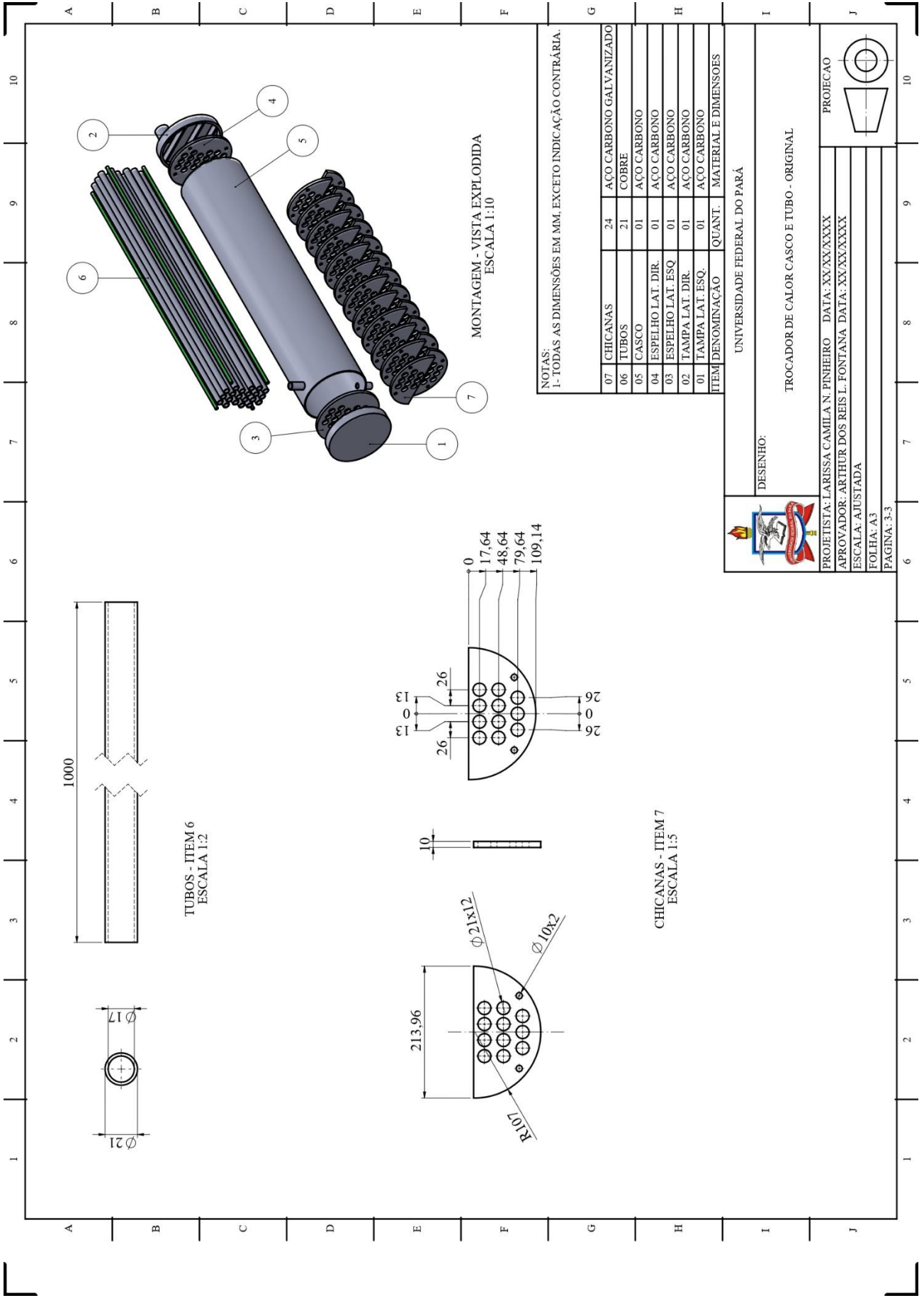
NOTAS:
1- TODAS AS DIMENSÕES EM MM, EXCETO INDICAÇÃO CONTRÁRIA.

07	CHICANAS	24	ACO CARBONO GALVANIZADO
06	TUBOS	21	COBRE
05	CASCO	01	ACO CARBONO
04	ESPELHO LAT. DIR.	01	ACO CARBONO
03	ESPELHO LAT. ESQ.	01	ACO CARBONO
02	TAMPA LAT. DIR.	01	ACO CARBONO
01	TAMPA LAT. ESQ.	01	ACO CARBONO
ITEM	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL E DIMENSÕES

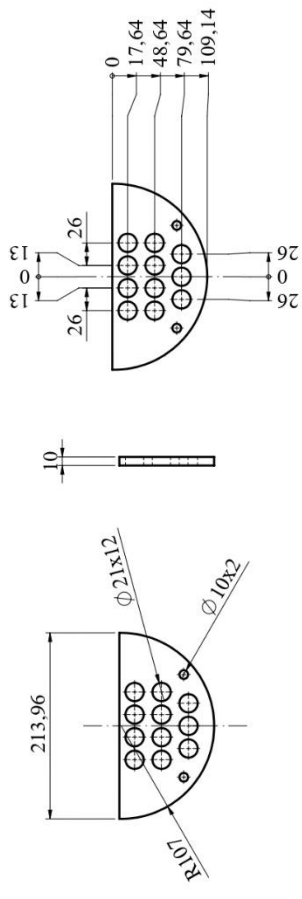
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
 DESENHO:
 TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO - ORIGINAL

PROJETISTA: LARISSA CAMILA N. PINHEIRO DATA: XX/XX/XXXX
 APROVADOR: ARTHUR DOS REIS L. FONTANA DATA: XX/XX/XXXX
 ESCALA: AJUSTADA
 FOLHA: A3
 PAGINA: 1-3





TUBOS - ITEM 6
ESCALA 1:2



CHICANAS - ITEM 7
ESCALA 1:5

NOTAS:
1- TODAS AS DIMENSÕES EM MM, EXCETO INDICAÇÃO CONTRÁRIA.

07	CHICANAS	24	AÇO CARBONO GALVANIZADO
06	TUBOS	21	COBRE
05	CASCO	01	AÇO CARBONO
04	ESPELHO LAT. DIR.	01	AÇO CARBONO
03	ESPELHO LAT. ESQ.	01	AÇO CARBONO
02	TAMPA LAT. DIR.	01	AÇO CARBONO
01	TAMPA LAT. ESQ.	01	AÇO CARBONO
ITEM	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL E DIMENSÕES

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ

DESENHO:

TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO - ORIGINAL

PROJETA: LARISSA CAMILA N. PINHEIRO DATA: XX/XX/XXXX

APROVADOR: ARTHUR DOS REIS L. FONTANA DATA: XX/XX/XXXX

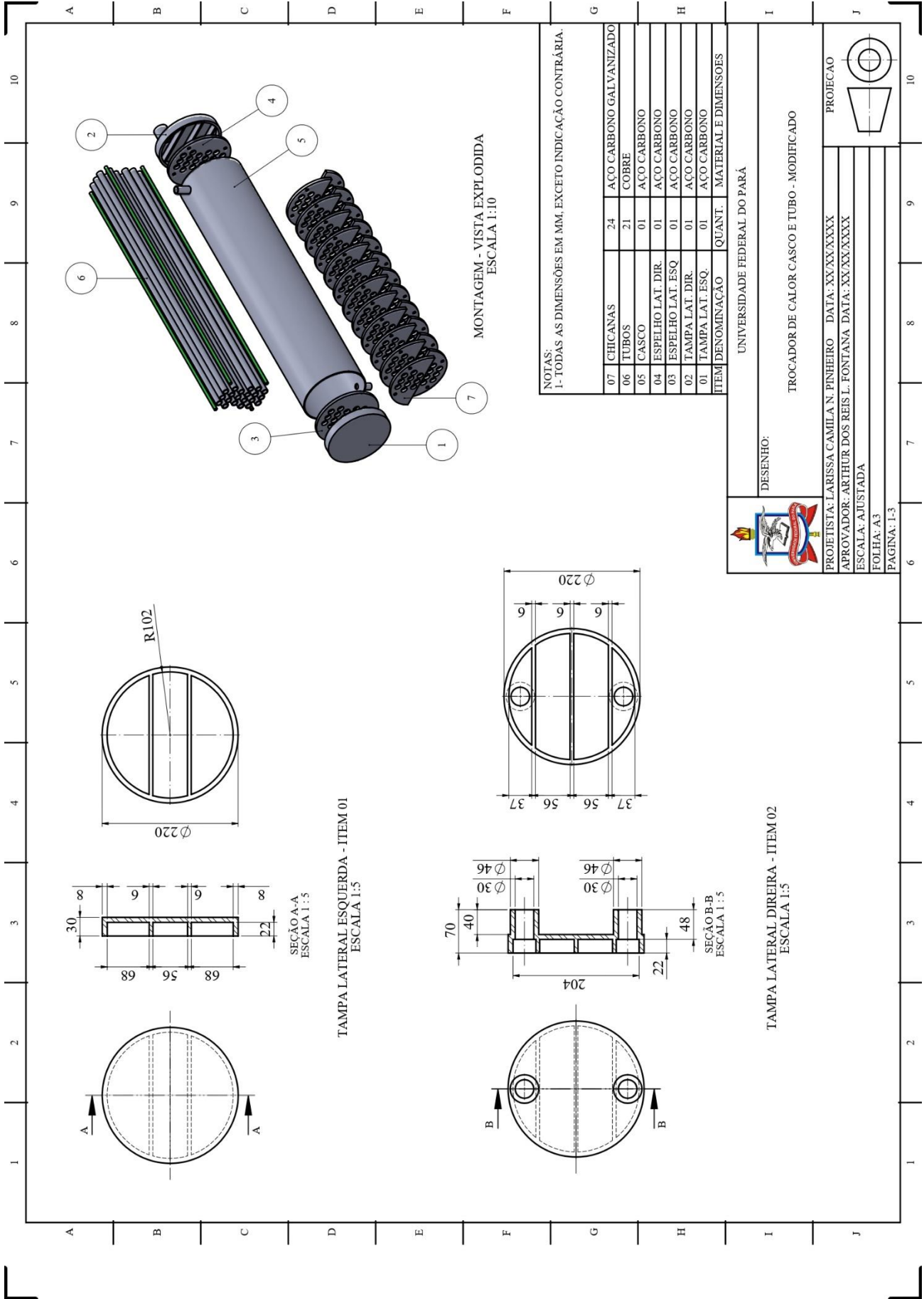
ESCALA: AJUSTADA

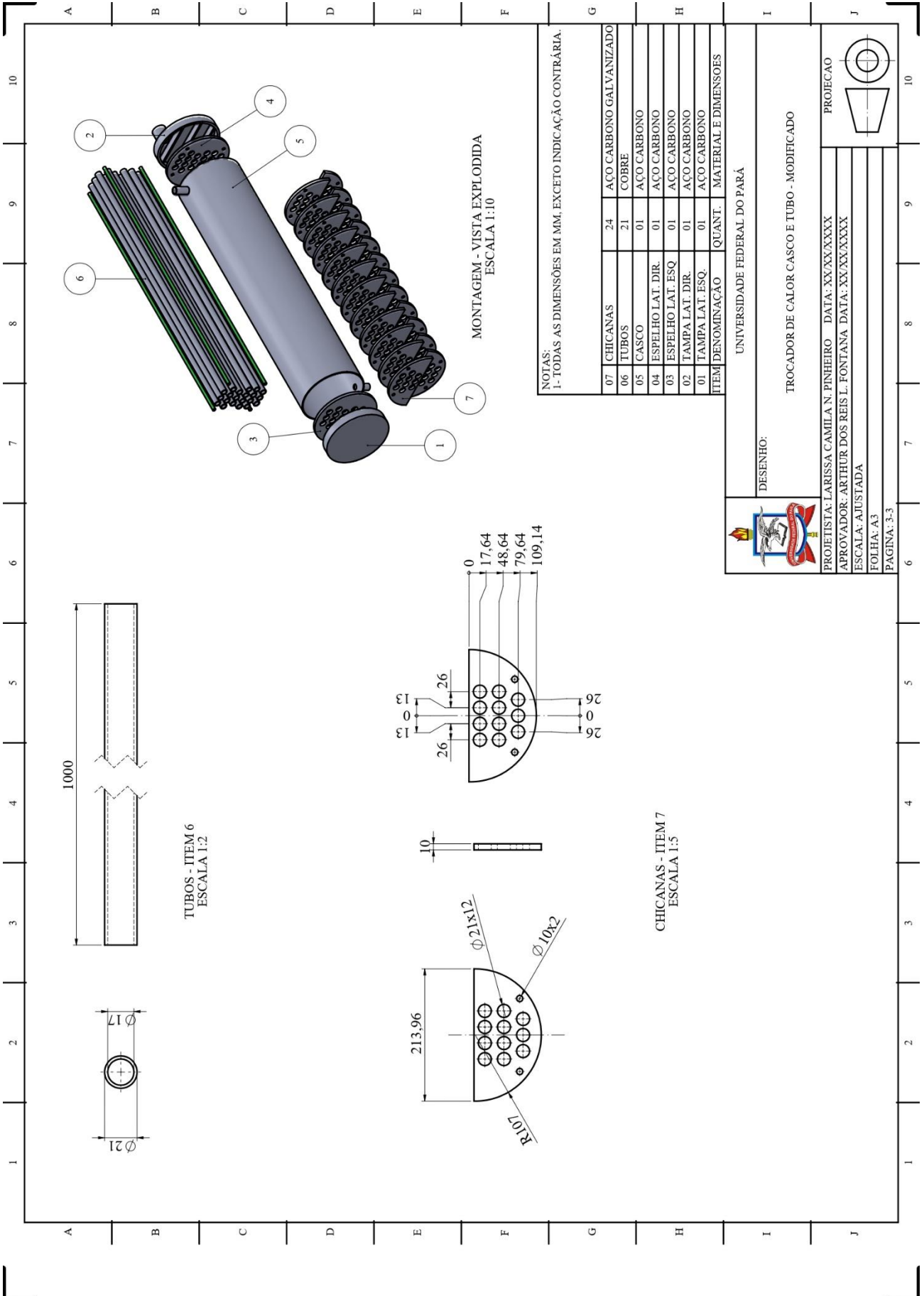
FOLHA: A3

PAGINA: 3-3

PROEÇAO

ANEXO 2 – GEOMETRIA OTIMIZADA





MONTAGEM - VISTA EXPLODIDA
ESCALA 1:10

TUBOS - ITEM 6
ESCALA 1:2

CHICANAS - ITEM 7
ESCALA 1:5

NOTAS:
1- TODAS AS DIMENSÖES EM MM, EXCETO INDICAÇÃO CONTRÁRIA.

ITEM	DENOMINAÇÃO	QUANT.	MATERIAL E DIMENSÖES
07	CHICANAS	24	AÇO CARBONO GALVANIZADO
06	TUBOS	21	COBRE
05	CASCO	01	AÇO CARBONO
04	ESPELHO LAT. DIR.	01	AÇO CARBONO
03	ESPELHO LAT. ESQ.	01	AÇO CARBONO
02	TAMPA LAT. DIR.	01	AÇO CARBONO
01	TAMPA LAT. ESQ.	01	AÇO CARBONO



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
DESENHO:
TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO - MODIFICADO

PROJETA: LARISSA CAMILA N. PINHEIRO DATA: XX/XX/XXXX
APROVADOR: ARTHUR DOS REIS L. FONTANA DATA: XX/XX/XXXX
ESCALA: AJUSTADA
FOLHA: A3
PAGINA: 3-3

