

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

VÍTOR WILLIAN RODRIGUES BRAGA

**COMPARAÇÕES ENTRE DIFERENTES MÉTODOS PARA DIMENSIONAMENTO
DE TROCADORES DE CALOR TIPO PLACA**

Uberlândia

2022

VÍTOR WILLIAN RODRIGUES BRAGA

**COMPARAÇÕES ENTRE DIFERENTES MÉTODOS PARA DIMENSIONAMENTO
DE TROCADORES DE CALOR TIPO PLACA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como parte das exigências para conclusão do curso de graduação em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. João Rodrigo de Andrade

Uberlândia

2022

VÍTOR WILLIAN RODRIGUES BRAGA

**COMPARAÇÕES ENTRE DIFERENTES MÉTODOS PARA DIMENSIONAMENTO
DE TROCADORES DE CALOR TIPO PLACA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
ao Departamento de Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Uberlândia como
parte das exigências para conclusão do curso
de graduação em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. João Rodrigo de Andrade

Uberlândia, 2022

Banca Examinadora:

Prof. Dr. João Rodrigo Andrade
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dra. Ana Marta de Souza
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dr. Francisco José de Souza
Universidade Federal de Uberlândia

AGRADECIMENTOS

Gostaria inicialmente de demonstrar minha profunda gratidão ao orientador deste trabalho, Prof. Dr. João Rodrigo de Andrade, pela orientação, dedicação, paciência, transmissão de conhecimento e amizade desenvolvido durante todo o projeto. Aos meus colegas de curso, com quem convivi intensamente durante os últimos anos, pelo companheirismo e pela troca de experiências que auxiliaram não apenas o meu processo de desenvolvimento como engenheiro, mas também como pessoa.

Obrigado aos meus companheiros de atividades extracurriculares do Programa de Educação Tutorial da Faculdade de Engenharia Mecânica e do Pró-Excelência pelo compartilhamento de experiências e oportunidades que agregaram bastante à minha formação.

Agradeço também aos professores Profa. Dra. Ana Marta de Souza, Prof. Dr. Odenir de Almeida, Prof. Dr. César Guilherme de Almeida pelas orientações em tais atividades extracurriculares.

Por fim, mas não menos importante, agradeço aos meus gestores nos dois estágios que realizei durante a minha graduação, permitindo botar em prática os conhecimentos adquiridos durante a graduação assim como a formação de novas habilidades. Pedro Oliveira pelas experiências na área de calderaria da MDL Ambiental e ao Caio Ladislau pela atividades desenvolvidas na British American Tobacco.

Dedico este trabalho a Deus, meus pais e avós
pelo estímulo, carinho e compreensão.

“O homem não é nada além daquilo que a
educação faz dele.”

Immanuel Kant

RESUMO

Trocadores de calor são equipamentos responsáveis por propiciar um ambiente favorável à transferência de energia térmica. Eles atuam em processos de resfriamento ou aquecimento nos mais diversos ramos da indústria, tais como alimentícia, química, suprimentos agrícolas, dentre outras. A escolha do modelo aplicado e suas características é dever de engenheiros mecânicos a fim de suprir a demanda de uma determinada aplicação. Desta forma, este trabalho visa comparar resultados obtidos a partir do dimensionamento de um trocador de calor do tipo placas sem mistura via métodos analíticos com correlações empíricas e soluções numéricas provenientes do software ANSYS. Afim de atingir o objetivo, foi proposto um problema comum que será trabalhado usando as diferentes metodologias estabelecendo assim uma base comum de comparação. Dois métodos analíticos serão avaliados, são eles: o método da diferença de temperatura média logarítmica e o ϵ -NTU. Estes serão avaliados quando submetidos a diferentes processos para cálculo do coeficiente global de transferência térmica. Será utilizado também um programa TCALOR, desenvolvido no Matlab, que permite a solução analítica de maneira mais prática e eficiente de diversos tipos e configurações de trocadores de calor. Estes métodos serão então comparados com a solução numérica simulada no ANSYS, sendo necessário um downscaling para respeitar as limitações da versão estudantil do software. Os resultados obtidos permitiram compreender a influência da espessura da zona de estagnação no desempenho dos trocadores de calor, a importância de se ter um orifício de entrada e saída dos fluidos dispostos diagonalmente e o aferimento das simplificações analíticas de não mistura das linhas de corrente e propriedades constantes dos fluidos.

Palavras-chave: Trocador de calor de placas. Dimensionamento. Simulação Numérica. TCALOR.

ABSTRACT

Heat exchangers are equipment responsible for providing a favorable environment for the transfer of thermal energy. They act in cooling or heating processes in the most diverse branches of industry, such as food, chemical, agricultural supplements, among others. The choice of the applied model and its characteristics is the duty of mechanical engineers in order to meet the demand of a particular application. Thus, this work aims to compare results obtained from the design of a plate heat exchanger without mixing via analytical methods with empirical correlations and numerical solutions obtained from ANSYS software. In order to achieve the objective, a common problem was proposed that will be worked using the different methodologies, thus establishing a common basis for comparison. Two analytical methods will be evaluated, namely: the logarithmic mean temperature difference method and the ϵ -NTU. These will be evaluated when subjected to different processes for calculating the overall heat transfer coefficient. TCALOR program, developed in Matlab, will also be used, which allows the analytical solution in a more practical and efficient way of several types and configurations of heat exchangers. These methods will then be compared with the numerical solution simulated in ANSYS, with a downscaling being necessary to respect the limitations of the student version of the software. The results obtained allowed us to understand the influence of the stagnation zone thickness on heat exchanger performance, the importance of having a diagonally arranged fluid inlet and outlet orifice, and the gauging of analytical simplifications of unmixed flow lines and constant fluid properties.

Keywords: Plate heat exchangers. Dimensioning. Numerical simulation. TCALOR

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Exemplos de trocadores de calor condensador em geladeiras domésticas e trocadores de placas na indústria alimentícia	13
Figura 2: Classificação dos trocadores de calor	14
Figura 3: Diagrama simplificado de um trocador de calor	17
Figura 4: Fator de correção F para trocador de placas	19
Figura 5: Relação entre a efetividade, NTU e razão de capacidades térmicas	22
Figura 6: Motor hidráulico simplificado.	24
Figura 7: Ilustração de trocador de placas com geometria triangular.....	27
Figura 8: Modelo simulado de um trocador de placas	33
Figura 9: Representação dos escoamentos no modelo	35
Figura 10: Condições de contorno do modelo simulado água e óleo, respectivamente.....	36
Figura 11: Módulos ativados no modelo.	36
Figura 12: Modelo discretizado	37
Figura 13: Ilustração da entrada dos fluidos no modelo.....	38
Figura 14: Temperatura média de saída dos fluidos na simulação 1.....	39
Figura 15: Distribuição de temperaturas do fluido quente.	40
Figura 16: Processo de regressão polinomial com os dados da Tabela 3.....	41
Figura 17: Temperatura média de saída dos fluidos na simulação 2.....	42
Figura 18: Linhas de corrente na placa de água	43
Figura 19: Modelo comercial de trocadores de placas	44
Figura 20: Modelo presente na simulação 3	45
Figura 21: Vista em detalhe de um dos bocais de entrada/saída de fluido.....	45
Figura 22: Temperatura média de saída dos fluidos na simulação 3.....	47
Figura 23: Distribuição de temperaturas na placa de óleo.....	47
Figura 24: Distribuição de temperaturas na placa de água.....	48
Figura 25: Vistas isométrica superior das linhas de fluxo das duas placas	48
Figura 26: Vistas isométrica superior das linhas de fluxo das duas placas	49
Figura 27: Perfil de velocidade dos escoamentos nas duas placas	50
Figura 28: Formação da região de estagnação com escoamento linear.....	50
Figura 29: Condições de contorno do óleo e da água, respectivamente.....	52
Figura 30: Geometria do modelo usado na simulação 4	52
Figura 31: Temperatura média de saída dos fluidos na simulação 4.....	53

Figura 32: Geometria de uma placa do trocador de calor.....	55
Figura 33: Área de trabalho do software	62
Figura 34: Tamanho dos elementos da malha	62
Figura 35: Número de elementos e nós da malha.....	63
Figura 36: Guia models do Fluent	63
Figura 37: Inserção das propriedades do óleo no modelo	64
Figura 38: Informações da entrada de água referente à simulação 1.....	65
Figura 39: Menu de inicialização do fluent - Inicialização híbrida.....	65
Figura 40: Aba de opções de cálculos da simulação	65
Figura 41: Definição da plotagem das temperaturas médias nas áreas de saída	66
Figura 42: Apresetanção da regioao de convergência na simulação 1	67
Figura 43: Painel de controle de resíduos na simulação.....	68
Figura 44: Gráfico de resíduos na simulação 1	68
Figura 45: Pastas e arquivo principal do programa TCALOR	69
Figura 46: Alguns dos inputs de dados do trocador de calor possíveis no programa	69
Figura 47: Inputs de uma das configurações simuladas na Seção 6.....	70
Figura 48: Alguns dos outputs gerados pelo programa T Calor.....	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Valores de U com relação aos fluidos que participam da troca térmica.....	18
Tabela 2: Relação entre o número de Nusselt e a geometria das placas	21
Tabela 3: Variação das propriedades da água em função da temperatura.....	40
Tabela 4: Configuração 1 variando o número de pares de placas	55
Tabela 5: Novos parâmetros selecionados na configuração 2 em variando em função do número de placas	56
Tabela 6: Comparação dos valores obtidos nos métodos estudados	56

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

U	Coeficiente global de transferência de calor
DTML	Diferença de temperatura média logarítmica
ε -NTU	Eficiência térmica-número de unidades de transferência
TTP	Trocador tipo placa
\dot{m}	Vazão Mássica
Cp	Calor específico à pressão constante
T	Temperatura média
Q	Calor
A	Área de troca térmica
F	Fator de correção
ΔT_{lm}	Média logarítmica das temperaturas
h	Coeficiente de convecção
ε	Efetividade
NTU	Número de unidades de transferência
C	Capacidade térmica
q''	Fluxo Térmico
V	Velocidade do escoamento
Re	Número de Reynolds
ρ	Densidade
k	Condutividade térmica
μ	Viscosidade
Pr	Número de Prandtl
P	Parâmetro associado à obtenção do fator de correção para o método DTLM
R	Parâmetro associado à obtenção do fator de correção para o método DTLM
D_h	Diâmetro hidráulico
P_{geo}	Perímetro da geometria
A_{geo}	Área da geometria
Q_{max}	Maior valor de calor possível para um sistema de transferência térmica

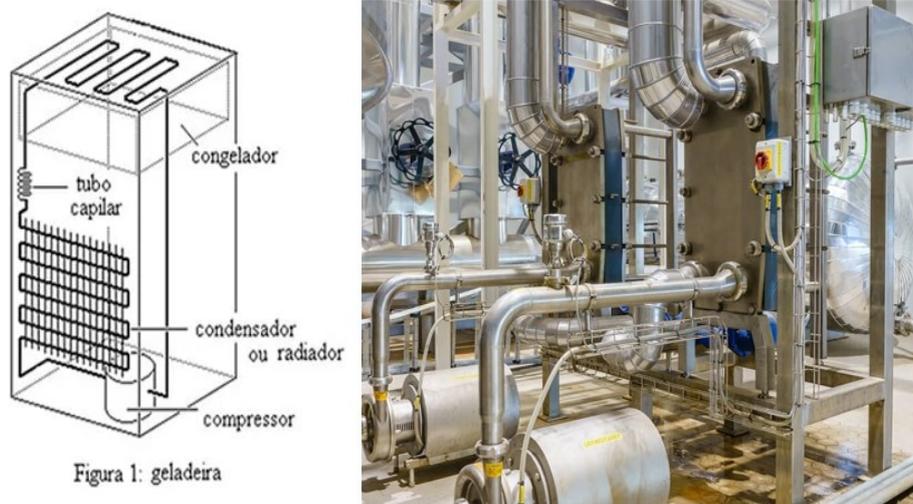
SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1. Transferência de Energia Térmica.....	16
2.2 Método da diferença de temperatura média logarítmica	18
2.3 Método da Efetividade-NTU	19
2.4 Soluções Computacionais.....	22
2.5 Programa TCALOR.....	23
3. PROBLEMA PROPOSTO	24
3.1 Introdução do problema.....	24
3.2 Propriedade dos fluidos	26
3.3 Geometria das placas	27
3.4 Teste de viabilidade do projeto.....	28
4. SOLUÇÕES ANALÍTICAS	29
4.1 Solução Analítica 1- Método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica (DTML)	
29	
4.2 Solução Analítica 2 - Método da Efetividade-NTU	30
5. SOLUÇÕES NUMÉRICAS.....	32
5.1 Considerações iniciais	32
5.2 Simulação 1 – Propriedades dos fluidos constantes	37
5.3 Simulação 2 – Propriedades da água variando de acordo com a temperatura.....	40
5.4 Simulação 3 – Alteração da geometria de entrada dos fluidos nas placas	44
5.5 Simulação 4 – Redução da espessura e dois pares de placas para troca térmica.....	51
6. PROGRAMA T CALOR	54
7. DISCUSSÕES E CONCLUSÃO	56
8. PROJETOS FUTUROS	59
9. REFERÊNCIAS	60
APÊNDICE A – DETALHES DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS	62
APÊNDICE B – PROGRAMA TCALOR	68

1. INTRODUÇÃO

O fenômeno da troca de energia térmica entre dois fluidos que estão, previamente, a temperaturas diferentes e separados por uma superfície sólida ocorre em muitas aplicações na engenharia^[1]. O equipamento utilizado para realizar tal processo chama-se trocador de calor e está presente em diversos segmentos da indústria como a alimentícia, e no cotidiano da população por meio dos ar-condicionados, geladeiras e sistemas que usam painéis solares para aquecerem a água do banho, como visto na Fig. 1.

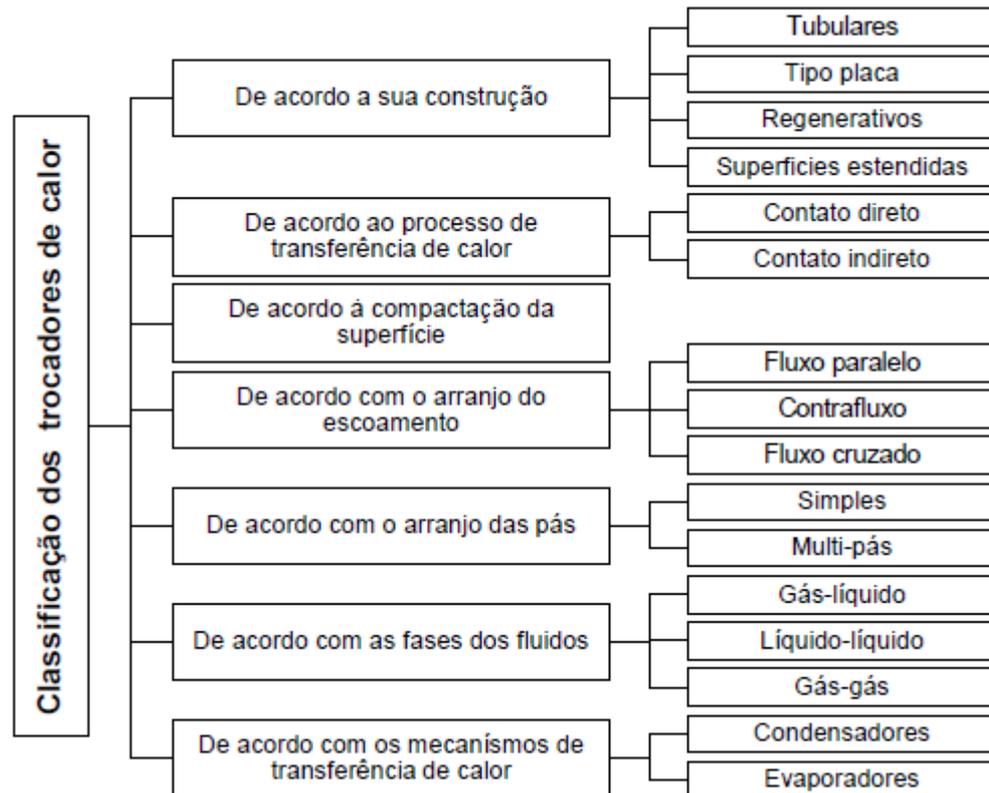
Figura 1: Exemplos de trocadores de calor condensador em geladeiras domésticas e trocadores de placas na indústria alimentícia



Fonte: Figura retirada dos sites Mundo Educação¹ e Zwirner Equipment².

Devido a sua alta diversidade de aplicações, atualmente existe uma variada gama de tipos de trocadores de calor que se diferenciam aspectos de sua geometria, componentes e mecanismo de transferência térmica. A Figura 2 é um diagrama montado com base no trabalho de SHAH, K. R.; SEKULIĆ, D. P, (2003) e remonta bem uma classificação dos vários tipos de trocadores com base na sua construção, processo de transferência de calor, compactação da superfície, arranjo do escoamento, arranjo das pás, fases do fluidos e mecanismos de transferência de calor. Ressalta-se ainda que, com o advento da tecnologia, novos modelos de trocadores são desenvolvidos diariamente e que podem não ser enquadrados em nenhuma das categorias ilustradas na Figura 2.

Figura 2: Classificação dos trocadores de calor



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulić^[2].

Um dos modelos comerciais mais comuns é o trocador tipo placa (TTP) devido a sua geometria compacta, permitindo uma grande área térmica com baixo volume ocupado, alta eficiência térmica e grande facilidade de limpeza e manutenção. O TTP consiste de um pacote de placas metálicas prensadas juntas numa moldura. Forma-se uma sequência de canais finos entre as placas e a distribuição dos fluidos quente e frio são feitas de maneira alternada de modo que cada um dos canais troca calor com os dois adjacentes. O número e geometria das placas e formas gera uma infinidade de configurações possíveis para a escolha^[3].

O processo de determinação de um trocador de calor para suprir uma determinada demanda é denominado dimensionamento. Ele consiste em selecionar um modelo de trocador, suas dimensões e especificidades visando atender os requisitos físicos e espaciais do problema de maneira mais econômica possível. De maneira simplificada, o projeto consiste em encontrar a área mínima de troca necessária, dada a sua geometria, para que a condição seja atendida. A função de fazer tal decisão cabe no escopo do trabalho de engenheiros mecânicos que participam de projetos que envolvem o fenômeno da transferência térmica e os conceitos necessários para tal solução são comumente ensinados durante a graduação.

Os métodos comumente lecionados nos cursos de Engenharia Mecânica são de cunho analíticos e utilizam relações termodinâmicas e correlações experimentais presentes nos trabalhos de (INCROPERA et al, 2011) e (ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J., 2012), por exemplo, para alcançar os seus objetivos. Além da possibilidade da utilização de diferentes metodologias de dimensionamento, há também variações no modo de determinação do coeficiente global de transferência térmica (U), trazendo assim mais alternativas para solução de um mesmo problema. Uma solução possível é a suposição de U , com base em experimentos, e, com o uso da diferença de temperatura média logarítmica (DTML), determinar via formulação a área mínima de troca térmica para atender um determinado valor de calor necessário. Já um modelo mais complexo é o da eficiência térmica-número de unidades de transferência (ϵ -NTU) que prioriza-se a utilização de diagramas empíricos para determinação de U convergindo para o mesmo fim. O que diferencia a escolha entre ambos são os dados iniciais que se tem do problema a ser resolvido e o nível de simplificação adotado na determinação de U .

Para a parte analítica foi utilizado ainda um programa desenvolvido pelo Prof. Dr. João Rodrigo Andrade que é comumente empregado nas aulas da disciplina de Transferência de Calor 2 para o curso de Graduação em Engenharia Mecânica na Universidade Federal de Uberlândia. No algoritmo, os usuários inserem informações que possuem sobre o trocador de calor e os fluidos que participam do processo e, após compilação, ele identifica as variáveis faltantes e, se possível, determina o valor destas exibindo-as como output do programa. Os resultados são obtidos com base em diferentes correlações empíricas e equações da área de transferência de calor introduzidas em seu código. O código desenvolvido tem como grande vantagem sua flexibilidade de uso, visto que os alunos podem testar diferentes parâmetros, compreender sua influência no problema e conferir com outros resultados esperados.

A grande deficiência destes métodos analíticos está na grande simplificação e aproximações envolvidas que geram valores inaproximados do coeficiente global de transferência de calor (U) que é influenciado por características físicas, químicas e geométricas do escoamento e trocador. Assim também não compreendem perfeitamente todas as características geométricas dos trocadores comerciais, tais como pontos de injeção, interações na camada limite, presença de aletas, entre outras. Tais carências podem hoje ser solucionadas via métodos de simulação numérica usando abordagens de Mecânica dos Fluidos Computacional (MFC) ou, do inglês, *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Desta forma, é possível relacionar o fluxo mássico dos escoamentos, transferência de calor local, interações químicas, e outros fenômenos, resolvendo numericamente o conjunto de equações

matemáticas governantes, tais como a conservação da massa, conservação do momento, conservação da energia, efeitos de forças e etc^[4].

Como a função do dimensionamento de trocadores é uma responsabilidade comumente requisitada para inúmeros engenheiros mecânicos que atuam na indústria, é importante comparar os métodos ensinados na graduação com os modelos mais usados atualmente para tal função. Este trabalho visou então comparar as diferentes soluções analíticas e numéricas para um mesmo problema de dimensionamento, tornando-o o mais próximo possível da realidade.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Transferência de Energia Térmica

Quando dois sistemas estão na mesma temperatura, é dito que ambos encontram-se em equilíbrio térmico. No entanto, se esses dois sistemas não estão em equilíbrio térmico, eles tendem a chegar ao equilíbrio através do que é chamado transferência de energia térmica, ou calor. A transferência de calor nada mais é do que o estudo da taxa do trânsito de energia térmica devido a uma diferença de temperatura entre um ou mais meios^[1].

Quando a transferência de energia ocorre em meio estático, ou seja, sem movimento macroscópico relativo entre as moléculas, apenas em virtude de um diferencial de temperatura, da região de maior energia para a de menor energia, este fenômeno é nomeado condução térmica. Ele é o principal mecanismo presente em sistemas compostos por sólidos ou fluidos em repouso^[5]. Se a transferência de energia ocorrer entre uma superfície e um fluido em movimento, dois fluidos escoando, com temperaturas diferentes ter-se-á então o mecanismo de convecção ^[6]. Em contraste com a condução e convecção, onde a transferência de energia ocorre através de um meio material, o calor também pode ser transferido através de ondas eletromagnéticas, sendo chamado de radiação térmica, sendo esta preponderante com grandes diferenciais de temperatura. ^[6]. Neste trabalho, os efeitos da radiação foram desconsiderados para efeitos de simplificação dos cálculos analíticos e do modelo numérico. Ressalta-se ainda que essa simplificação não afastou o experimento da realidade visto que a temperatura máxima do sistema geraria um fluxo térmico baixo por radiação se comparado aos outros dois fenômenos.

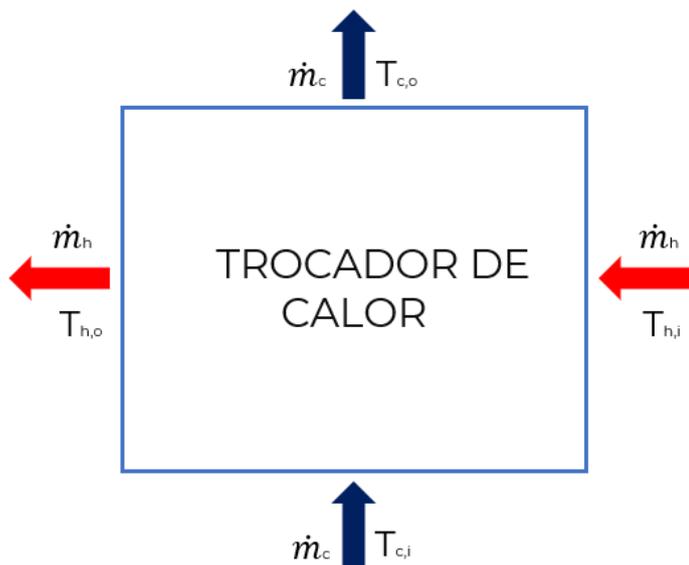
Ao falar de trocadores de calor, cada um desses modos de transferência de energia já citados podem ser entendidos como uma resistência a transferência de calor existente entre os

fluidos. Trocadores de calor são equipamentos cujo principal objetivo é proporcionar um ambiente favorável para a troca térmica entre dois ou mais fluidos que se encontram em temperaturas diferentes. Para analisar a troca total de calor em um trocador é importante determinar o coeficiente global de transferência de calor (U), independentemente dos métodos usados ^[1]. A determinação deste coeficiente é, muitas vezes, a etapa mais imprecisa na análise de um trocador de calor, porém, essencial.

O coeficiente U é a medida da habilidade global de uma série de barreiras condutivas e convectivas para transferir calor. U é uma razão entre o calor transferido e o produto entre a área de troca térmica e o gradiente de temperaturas. O coeficiente de transferência térmica global leva em conta os coeficientes de transferência térmicas individuais de cada escoamento e a resistência do material do tubo. Pode ser calculado como o recíproco da soma de uma série de resistências térmicas (mas existem mais complexas relações, por exemplo quando transferência de calor toma lugar por diferentes rotas em paralelo).

A Figura 3 exibe um diagrama simplificado de um trocador de placas considerando que este está totalmente isolado termicamente do ambiente externo.

Figura 3: Diagrama simplificado de um trocador de calor



Fonte: Autor.

É usual denominar o fluido que entra no sistema com maior temperatura de fluido quente, já o que entra em menor temperatura é chamado de fluido frio. Ambos estão representados na Figura 2 com o subscrito h e c , respectivamente. Já as subscrições o e i referem-se as entradas e saída do sistema. Desse modo, Cp_h e \dot{m}_h são o calor específico à pressão constante e vazão mássica do fluido quente e Cp_c , \dot{m}_c as mesmas características do fluido frio. $T_{h,i} - T_{h,o}$ representa a diferença de temperaturas de saída e entrada do fluido

quente e os termos $T_{c,i}$ e $T_{c,o}$ as temperaturas de entrada e saída do fluido frio, respectivamente.

Com essas variáveis definidas e é possível aplicar a primeira lei da termodinâmica ao sistema demonstrado na Figura 2 com o intuito de obter o calor trocado no processo, sendo esse expresso pelo termo Q.

$$Q = Cp_h \cdot \dot{m}_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = Cp_c \cdot \dot{m}_c \cdot (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (2.1)$$

2.2 Método da diferença de temperatura média logarítmica

O método da diferença de temperatura média logarítmica (DTML) é usado quando se sabe o valor das temperaturas de saída e entrada dos fluidos. Ele consiste na determinação dos parâmetros para a solução da equação:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \cdot F \quad (2.2)$$

Q é a energia térmica trocada no sistema, proveniente da Equação 01. O U refere-se ao coeficiente global de transferência de calor, A é a área de troca térmica e ΔT_{lm} é a variação da temperatura média logarítmica e F é o fator de correção utilizado quando o trocador de calor não for de escoamento paralelo e contracorrente. O valor de U pode ser determinado analiticamente conhecendo os valores dos coeficientes de convecção ou através de tabelas experimentais que relacionam os fluidos que trocam calor com uma faixa de valores para U. Associado a este método foi utilizada as informações contidas na Tabela 1.

Tabela 1: Valores de U com relação aos fluidos que participam da troca térmica

Fluido do trocador de calor	U [W/m ² K]
Água - água	850 – 1700
Água - óleo	100 – 350
Água - queirose/gasolina	300 – 1000
Vapor – óleo combustível leve	200 – 400
Vapor – óleo combustível pesado	50 – 200

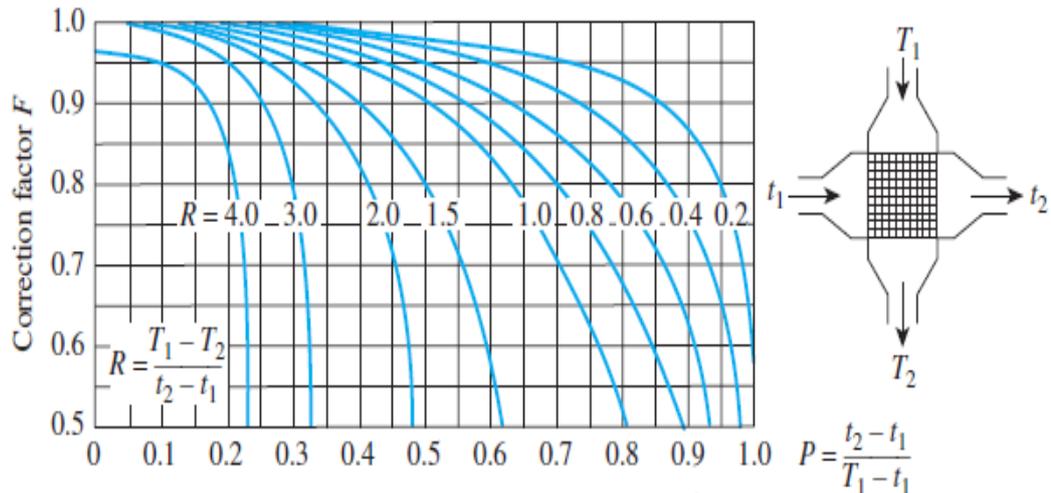
Fonte: Adaptado de Çengel, Ghajar^[7].

O valor de ΔT_{lm} , base para construção do método, foi obtido usando as temperaturas de saída e entrada de ambos os fluidos presentes no sistema através da Equação 2.3:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (2.3)$$

A relação de ΔT_{lm} limita-se apenas a trocadores de calor de escoamento paralelo e contracorrente. Relações similares para outros tipos de trocadores são muito complicadas devido às complexidades dos escoamentos exigindo o uso de diagramas para obtenção do fator de correção F .

Figura 4: Fator de correção F para trocador de placas



Fonte: Adaptado de Çengel, Ghajar^[7].

Em problemas de dimensionamento o valor da área é um dos parâmetros que se deseja obter e, com todos os outros dados de entrada da Equação 2.2 já determinados, é possível estimá-lo através da mesma..

2.3 Método da Efetividade-NTU

O método da Efetividade-NTU ($\epsilon - NTU$) é utilizado comumente quando se tem a área do trocador e as temperaturas de entrada, restando descobrir as temperaturas de saída e calor trocado para analisar se o trocador analisado consegue cumprir sua função planejada, todavia também pode ser utilizado na ordem inversa. A efetividade, representada pela letra grega ϵ , em si é uma razão entre o calor real transferido no trocador e o máximo valor teórico para a condição expressos, respectivamente por Q e Q_{max} .

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (2.4)$$

O valor de Q é o próprio valor determinado no trocador, via primeira lei da termodinâmica. Já Q_{max} , valor máximo de troca possível entre os fluidos, e foi calculado como a troca térmica que se atingiria em um trocador contracorrente de área máxima com os mesmos demais parâmetros do problema trabalhado.

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.5)$$

$$C = \dot{m} \cdot Cp \quad (2.6)$$

$$C_{min} = \min(\dot{m}_h, \overline{Cp}_h, \dot{m}_c, \overline{Cp}_c) \quad (2.7)$$

C , denominado capacidade térmica, refere-se ao produto entre a vazão mássica e o calor específico, sendo este avaliado como um valor médio visto que os fluidos variam de temperatura ao longo do processo e esta propriedade é dependente de tal valor. C_{min} é o menor valor de capacidade térmica quando comparado os valores de C obtidos para os dois fluidos. Outra variável imprescindível para a solução via o método $\varepsilon - NTU$ é o número de unidades de transferência (NTU), sendo este calculado pela seguinte equação:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.8)$$

De maneira geral é possível afirmar que a efetividade de um trocador qualquer é função do NTU , do capacidade térmica dos fluidos e do comportamento dos escoamentos no aparelho.

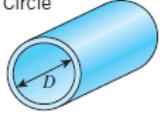
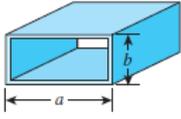
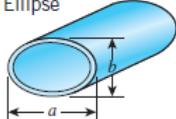
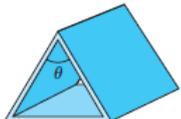
$$\varepsilon = f(NTU, C, escoamento) \quad (2.9)$$

Com tais variáveis detalhadas, o dimensionamento pelo método $\varepsilon - NTU$ iniciou-se determinando o U , que para esse método no trabalho, foi via determinação do número de Nusselt, parâmetro adimensional expresso pela variável Nu . Fisicamente, o número de Nusselt representa a razão entre a transferência de calor de um fluido por convecção e a condução. E o seu valor está relacionado ao coeficiente convectivo do escoamento analisado através da Equação 2.11, por exemplo.

A obtenção do valor exato de Nu é trabalhosa pois este depende de condições fluidodinâmicas do escoamento e de sua interação com a geometria do trocador. Para facilitar a sua obtenção é comum usar correlações e tabelas experimentais que relacionam tal número com o problema a ser enfrentado. Neste trabalho foi utilizada a Tabela 2, retirada de Cengel Y. A.; Ghajar A. J. (2015), que relaciona o número de Nusselt com a geometria das placas.

Para utilizar a Tabela 2 é importante fazer uma das duas hipóteses de simplificação: consideração do fluxo térmico constante ao longo de toda superfície de troca térmica ou da temperatura superficial constante. A alternativa escolhida interfere diretamente no valor do número de Nusselt determinado. Neste trabalho usou-se a primeira de ambas hipótese

Tabela 2: Relação entre o número de Nusselt e a geometria das placas

Tube Geometry	a/b or θ°	Nusselt Number		Friction Factor f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
Circle 	—	3.66	4.36	64.00/Re
Rectangle 	a/b 1 2 3 4 6 8 ∞	2.98 3.39 3.96 4.44 5.14 5.60 7.54	3.61 4.12 4.79 5.33 6.05 6.49 8.24	56.92/Re 62.20/Re 68.36/Re 72.92/Re 78.80/Re 82.32/Re 96.00/Re
Ellipse 	a/b 1 2 4 8 16	3.66 3.74 3.79 3.72 3.65	4.36 4.56 4.88 5.09 5.18	64.00/Re 67.28/Re 72.96/Re 76.60/Re 78.16/Re
Isosceles Triangle 	θ 10° 30° 60° 90° 120°	1.61 2.26 2.47 2.34 2.00	2.45 2.91 3.11 2.98 2.68	50.80/Re 52.28/Re 53.32/Re 52.60/Re 50.96/Re

Fonte: Çengel, Ghajar^[7].

Com o Nusselt determinado, o valor dos coeficientes de convecção de cada fluido são obtidos e, em seguida, utilizados para cálculo do coeficiente global de troca térmica U .

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{geo}}{P_{geo}} \quad (2.10)$$

$$h_h = \frac{Nu \cdot k_h}{D_h} \quad (2.11)$$

$$h_c = \frac{Nu \cdot k_c}{D_h} \quad (2.12)$$

$$U^{-1} = \left(\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{l}{k_{parede}} \right) \quad (2.13)$$

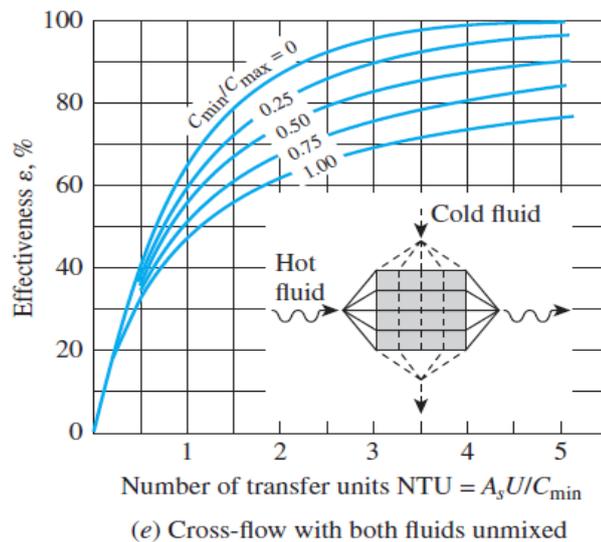
D_h refere-se ao diâmetro hidráulico da geometria escolhida determinado através da área e do perímetro de tal escolha, A_{geo} e P_{geo} respectivamente. Já os termos k_h e k_c representam a condutividade térmica dos fluidos quente e frio. l diz respeito a espessura e k_{parede} a condutividade térmica do material da parede que atua como interface de troca. Para questão de simplificação dos cálculos dos modelos analíticos e do modelo computacional, é usual considerar o termo $\frac{l}{k_{parede}}$ como sendo nulo, visto que como a parede possui baixa espessura e o metal que faz tal interface é normalmente um condutor, ou seja, possui alto

valor de condutividade. Logo essa razão citada tem valor desprezível se comparado aos demais. Assim, essa simplificação foi utilizada no trabalho.

Com o valor de U obtido através da Equação 2.13, usa-se a Equação 2.8 para determinar o NTU, sendo então possível obter o valor da efetividade via o diagramas específicos para trocadores tipo placa também presentes na literatura (ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J., 2012).

É necessário ainda ressaltar que deve ser aplicada a hipótese de não mistramento no trocador de calor para a utilização do diagrama citado. É uma hipótese de simplificação que indica que, para cada um dos dois escoamentos separadamente, as linhas de fluxo são paralelas e não influem uma sobre as outras.

Figura 5: Relação entre a efetividade, NTU e razão de capacidades térmicas



Fonte: Adaptado de Çengel, Ghajar^[7].

2.4 Soluções Computacionais

A grande preocupação que se tem ao transferir um modelo experimental para o computacional é verossimilhança entre ambos. Neste trabalho o fluxo térmico e a razão entre as capacidades térmicas dos fluidos serão mantidos para garantir tal aspecto fundamental. O primeiro passo para simulações computacionais é a geração da malha que servirá de domínio para a solução das equações governantes.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (2.14)$$

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \vec{U} \cdot \vec{\nabla} \vec{U} \right) = -\vec{\nabla} P + \vec{\nabla} \cdot \vec{T} + \sum \vec{F}_{3D} \quad (2.15)$$

$$\rho \cdot Cp \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{U} \cdot \vec{\nabla} T \right) = \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) \tilde{T}: D \quad (2.16)$$

As equações acima modelam o princípio da conservação de massa, Equação 2.14, conservação de quantidade de movimento linear, Equação 2.15 e conservação de energia, Equação 2.16, respectivamente. Estão dispostas acima de maneira mais genérica possível e são adaptadas ou simplificadas para cada sistema de acordo com os fenômenos que agem sobre o mesmo.

Após então de definir as condições de contorno do problema e os dados de entrada necessários, as equações são solucionadas iterativamente para todos os elementos da malhas até um limite imposto pelo usuário. Os resultados são exibidos através de gráficos, valores e plots também definidos pelo analista. O software que foi responsável por esse processo no trabalho foi o Ansys Fluent, em sua versão estudantil. Apesar de sua limitação com relação ao tamanho máximo da malha simulada, ele foi suficiente para cumprir o seu caráter didático e analítico no trabalho.

2.5 Programa TCALOR

O programa TCALOR foi desenvolvido pelo orientador do projeto, Prof. Dr. João Rodrigo Andrade, para auxiliar o aprendizado nas aulas da disciplina de Transferência de Calor 2 ministrada pelo mesmo. Uma das maiores dificuldades do aprendizado na disciplina é que os problemas são complexos e de demorada resolução. A solução encontrada é específica e, caso deseje fazer testes com outros parâmetros ou propriedades é, muitas vezes, necessário refazer todo o processo.

O TCALOR supera essa dificuldade visto que ele automatiza os processos de cálculo e de identificação e aplicação de correlações empíricas. Os usuários inserem os parâmetros conhecidos do problema e, após a compilação, o programa expõe como variáveis de saída as informações restantes sobre o trocador de calor e os fluidos do processo. Isso é fruto dos cálculos e correlações experimentais presentes nas próprias linhas de programação do algoritmo. As correlações empíricas que o algoritmo utilizou para obtenção dos resultados do modelo proposto neste método foram citadas nas referências deste documento.

Estão presentes no algoritmo as configurações de trocadores bitubulares, casca-tubo e de placas, características e parâmetros específicos destes além de propriedades de alguns metais que constituem interfaces e fluidos comuns no processo de troca de calor. Para cada uma destas existe uma grande variedade de parâmetros que permitem aproximar os modelos

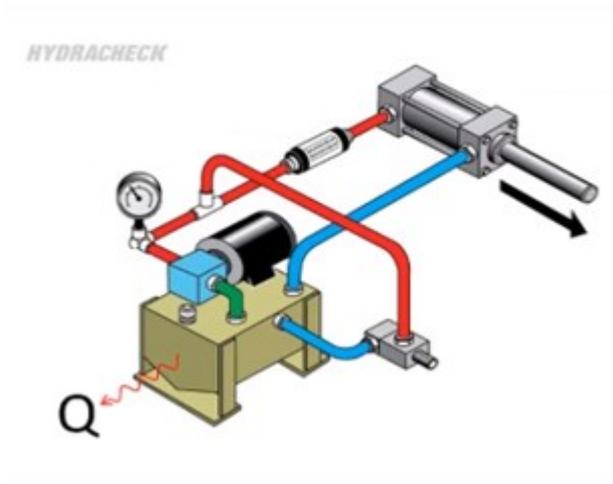
simulados dos modelos comerciais. O programa é gratuito e mais informações sobre o mesmo encontra-se no Apêndice B.

3. PROBLEMA PROPOSTO

3.1 Introdução do problema

O ambiente abordado neste trabalho será análogo a um motor hidráulico que consiste em um sistema hidráulico que usa óleo como fluido de trabalho sendo responsável por fornecer energia mecânica, proveniente de uma bomba, para uma aplicação desejada. Sua empregabilidade é comum em aplicações que envolvam grandes torques como máquinas agrícolas, empilhadeiras, prensas e até guindastes. Uma representação simplificada de um motor hidráulico pode ser visualizado na Figura 7, onde nota-se o uso de um pistão como elemento que recebe a energia do fluido para fins ilustrativos.

Figura 6: Motor hidráulico simplificado.



Fonte: Hydracheck.

O óleo que circula nesse meio não transfere toda energia que adquire na bomba para a aplicação e, por consequência, aumenta a sua temperatura. Tal incremento afeta as propriedades do fluido e pode descaracterizar-lo quimicamente, reduzindo a sua viscosidade, por exemplo, e impactando negativamente o funcionamento do sistema.

Para manter a temperatura do óleo sempre adequada para o correto funcionamento sistema, é usualmente colocado um sistema de arrefecimento acoplado ao reservatório de fluido sendo este responsável pelo resfriamento. O modelo escolhido para esse tipo de

aplicação é o trocador de placas devido ao seu baixo espaço volumétrico ocupado se comparado a outros modelos, podendo ser facilmente incorporado ao sistema.

Com base nesta aplicação, o objetivo do presente trabalho é comparar os diferentes métodos de dimensionamento de trocadores de calor. Para isso, as seguintes etapas enumeradas abaixo foram empregadas:

1. Apresentação das informações e condições necessárias ao projeto.
2. Teste de viabilidade do projeto.
3. Dimensionamento do trocador pelo método DTML. Para esta etapa foram utilizados os valores mínimos e máximos do coeficiente de transferência térmica global (U) expressos na Tabela 1.
4. Dimensionamento do trocador pelo método ε -NTU. Nesta parte foi utilizada outra metodologia para dimensionamento do trocador baseada na efetividade do mesmo. Além disso, para determinação de U foi utilizado correlações empíricas baseadas na geometria das placas e propriedades dos escoamentos.
5. Confeção e discretização do modelo numérico e sua malha, tendo sido necessário um downscaling.
6. Determinação dos parâmetros de simulação (número de iterações, modelos matemáticos aplicados, etc.)
7. Simulação numérica 1 – Modelo numérico mais simples, com um par de placas e propriedades físicas dos fluidos constantes.
8. Simulação numérica 2 – Incluiu-se à etapa 6 a mudança de propriedades da água em função da temperatura. Aproximou o modelo simulado da realidade.
9. Simulação numérica 3 – Inseriu-se no modelo bocais de entrada e saída dos fluidos. Aproximou o modelo simulado dos trocadores tipo placas comerciais.
10. Simulação numérica 4 – Redução da espessura das placas do modelo anterior pela metade e acréscimo do número de placas para reduzir a camada limite. Aproximou o modelo simulado de trocadores comerciais e reduziu a espessura da camada limite, uma das características relacionadas a baixa eficiência de trocadores de calor.
11. Dimensionamento do trocador via TCALOR. Nesta etapa foi possível avaliar a influência do número de placas na simulação. Devido à facilidade de variação dos parâmetros durante o dimensionamento, foi testado duas geometrias diferentes.

Os cálculos foram aplicados sob as seguintes condições térmicas:

Fluido Quente: Óleo Hidráulico Mineral

- Temperatura de Entrada do Fluido Quente ($T_{h,i}$) = 90 °C
- Temperatura de Saída do Fluido Quente ($T_{h,o}$) ≤ 30 °C (condição de projeto)
- Vazão do Fluido Quente (\dot{m}_h) = 10 kg/min
- Pressão do Fluido Quente = 15 bar

Fluido Frio: Água

- Temperatura de Entrada do Fluido Frio ($T_{c,i}$) = 10 °C
- Vazão do Fluido Frio (\dot{m}_c) = 10 kg/min
- Pressão do Fluido Frio = 1 bar

3.2 Propriedade dos fluidos

Para a solução dos problemas de transferência de calor, é importante conhecer as propriedades dos fluidos envolvidos. Muitas dessas propriedades dependem da temperatura exata de tais fluidos no instante e posição exata da análise. Todavia, normalmente essa temperatura é variável com o tempo (problemas transientes) e não é uniforme com relação ao espaço, apresentando um perfil de temperatura, tornando necessária uma discretização do sistema.

Para simplificação em soluções analíticas, uma alternativa muito utilizada é o uso das propriedades médias dos fluidos analisados, no qual se usa valores intermediários entre as temperaturas que o fluido pode assumir no evento. Neste trabalho, os dados referentes à água foram retirados discretamente de tabelas termodinâmicas presentes no software EES, valores estes presentes na Tabela 3, e o valor médio das propriedades é a média aritmética dos valores discretos. Já para o óleo hidráulico não foram encontrados os seus valores discretos das propriedades como os apresentados para a água, então foram usados os valores disponíveis pelo fabricante de um modelo comum avaliados à temperatura de 50 °C. Para a solução analítica desse problema em específico tais valores são exibidos abaixo:

Propriedades médias do fluido quente (10 – 90° C):

$$\bar{\rho}_h = 800 \frac{kg}{m^3}$$

$$\bar{Cp}_h = 4,0 \frac{kJ}{kg K}$$

$$\bar{k}_h = 0,2 \frac{W}{m K}$$

$$\bar{\mu}_h = 1000 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m s}$$

$$\bar{Pr}_h = 4,0$$

Propriedades médias do fluido frio (10 – 90° C):

$$\bar{\rho}_h = 985,76 \frac{kg}{m^3}$$

$$\overline{Cp}_h = 4,188 \frac{kJ}{kg K}$$

$$\overline{k}_h = 0,636778 \frac{W}{m K}$$

$$\overline{\mu}_h = 649,344 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m s}$$

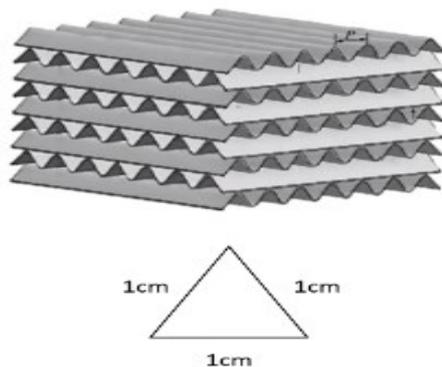
$$\overline{Pr}_h = 4,384$$

A letra ρ refere-se a densidade do fluido, \overline{Cp} ao seu calor específico, \overline{k} a condutividade térmica $\overline{\mu}$ a viscosidade dinâmica e \overline{Pr} o seu respectivo número e Prandtl, sendo todos obtidos com a temperatura média de cada fluido visto que essas propriedades são influenciadas pela temperatura dos mesmos. Os subscritos h indicam que a variável se refere ao fluido quente e c ao fluido frio.

3.3 Geometria das placas

O processo de dimensionamento se inicia com a determinação da geometria das placas. Para este trabalho foi selecionada a geometria triangular com lados iguais de 1 cm. O projetista nesse processo tem como base sua experiência e já leva em conta também o custo benefício de tal geometria. O formato que mais se assemelha aos trocadores convencionais é o triangular e por isso foi escolhida. O número de placas é um parâmetro fundamental no dimensionamento e neste trabalho ele será variável e descrito em cada uma das soluções. Ressalta-se que, apesar de trocadores tipo placa comerciais possuírem diversas placas, alguns modelos aqui trabalhados foram constituídos por apenas uma placa para cada fluido. Isso ocorre devido à simplificações necessárias visto que o trabalho é didático sendo as análises o principal foco.

Figura 7: Ilustração de trocador de placas com geometria triangular



Fonte: Autor.

O diâmetro hidráulico, representado por D_h , associado a essa geometria é um parâmetro importante calculado com base na área, A_{geo} , P_{geo} , e perímetro da geometria escolhida. Ele foi determinado na Equação 3.1

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{geo}}{P_{geo}} = \frac{4 \cdot \frac{\sqrt{3}}{4} \cdot 1^2}{3} = 0,577 \text{ cm} \quad (3.1)$$

3.4 Teste de viabilidade do projeto

Antes de iniciar o dimensionamento dos trocadores de calor, é importante verificar se, fisicamente, é possível que o fluido quente atinja a temperatura pretendida com os parâmetros dados. Isso é feito através do cálculo do Q_{max} , que é o calor máximo que pode ser trocado no sistema, considerando a área de troca como infinita. Com tal parâmetro foi possível encontrar a temperatura mínima que o fluido quente poderá atingir através da aplicação das Equações 3.5 e 3.6, inserindo os dados do sistema a ser dimensionado.

$$\bar{C}_h = \dot{m}_h \bar{C}p_h = \frac{10}{60} \cdot 4,0 = 0,667 \frac{kW}{K} \quad (3.2)$$

$$\bar{C}_c = \dot{m}_c \bar{C}p_c = \frac{10}{60} \cdot 4,188 = 0,698 \frac{kW}{K} \quad (3.3)$$

$$C_{min} = \min(\dot{m}_h, \bar{C}p_h, \dot{m}_c, \bar{C}p_c) = 0,667 \frac{kW}{K} \quad (3.4)$$

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) = 0,667 \cdot (90 - 10) = 53,333 \text{ kW} \quad (3.5)$$

$$Q_{max} = \bar{C}_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,min}) \Rightarrow T_{h,min} = 90 - \frac{Q_{max}}{\bar{C}_h} = 90 - \frac{53,333}{0,667} = 10 \text{ °C} \quad (3.6)$$

Como mencionado anteriormente as subscrições o e i referem-se as entradas e saída do sistema. Logo, Cp_h e \dot{m}_h são o calor específico à pressão constante e vazão mássica do fluido quente e Cp_c , \dot{m}_c as mesmas características do fluido frio. $T_{h,i}$, e $T_{h,o}$ representam as temperaturas de saída e entrada do fluido quente assim como os termos $T_{c,o}$ e $T_{c,i}$ as temperaturas de saída e entrada do fluido frio, respectivamente.

Logo, a temperatura mínima que o óleo neste sistema de arrefecimento pode atingir é 10 °C. Como, no projeto em questão, a consideração empregada é de que ele sai com no mínimo 30°C, afirma-se que existe trocador que solucione tal demanda. Foi possível então prosseguir com o dimensionamento.

4. SOLUÇÕES ANALÍTICAS

4.1 Solução Analítica 1- Método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica (DTML)

Para o método DTML foi utilizada a Tabela 01 para determinação do número do coeficiente global de transferência térmica expresso pela letra U. Para a troca térmica entre os fluidos óleo e água, o valor de U está compreendido na faixa entre 100 e 350 W/m² K. Foram considerados para esse parâmetro os dois valores extremos, logo, obtendo uma solução mais conservadora e outra mais otimista, respectivamente.

Um outro fator importante para o dimensionamento da área superficial é a temperatura de saída. A área mínima necessária para a superfície de troca térmica é determinada quando a temperatura de saída do fluido frio for 30 °C. O calor relacionado a tal condição foi obtido através da Equação 4.1.

$$Q = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = 0,667(90 - 30) = 40 \text{ kW} \quad (4.1)$$

Com isso, a temperatura de saída do fluido frio ($T_{c,o}$), e a diferença logarítma (ΔT_{lm}) foram respectivamente calculadas através das Equações 4.2 e 4.3.

$$Q = C_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \Rightarrow T_{c,o} = \frac{40}{0,698} + 10 = 69,37 \text{ °C} \quad (4.2)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} = \frac{(90 - 69,37) - (30 - 10)}{\ln\left(\frac{90 - 69,37}{30 - 10}\right)} = 21,278 \text{ °C} \quad (4.3)$$

Como já foi dito no referencial teórico, o método DTML apresentado limita-se apenas a trocadores de calor de escoamento paralelo e contracorrente, o que não é o caso do trocador analisado neste trabalho. Então, fez-se necessário o uso do diagrama presente na Figura 4 para determinar um fator de correção F. Para o uso do diagrama é preciso antes calcular os parâmetros P e R através das equações 16 e 17 apresentadas abaixo:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (4.4)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (4.5)$$

Os parâmetros T_1 , T_2 são referenciados na própria Figura 4 e quando aplicados à espessura nesse trabalho referem-se respectivamente à temperatura de entrada e saída do fluido frio. O mesmo vale para t_1 e t_2 que se referem a temperatura de entrada e saída do fluido quente. Aplicando então os valores do problema foi determinável o valor do fator de correção F.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{10 - 67,39}{30 - 90} = 0,9559 \quad (4.6)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{30 - 90}{10 - 90} = 0,75 \quad (4.7)$$

Com a posse dos valores de P e R encontrou-se $F = 0,675$ no diagrama apresentado na Figura 4. Por fim, a área mínima de troca para a solução mais otimista do problema via DTML foi obtida com o uso da Equação 4.8.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \cdot F \Rightarrow A = \frac{40}{0,350 \cdot 21,278 \cdot 0,675} = 7,957 \text{ m}^2 \quad (4.8)$$

Portanto, para esse método, a área de $7,957 \text{ m}^2$ é a mínima necessária para que o fluido quente alcance a temperatura os 30° C ao sair do trocador de calor. Supondo agora a pior situação possível, ou seja, menor valor de U na Tabela 01, têm-se que a área de transferência térmica para $U = 100 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ é apresentada na Equação 4.9:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \cdot F \Rightarrow A = \frac{40}{0,100 \cdot 21,278 \cdot 0,675} = 27,850 \text{ m}^2 \quad (4.9)$$

4.2 Solução Analítica 2 - Método da Efetividade-NTU

Diferentemente do método anterior, o método da efetividade-NTU (ϵ -NTU) foi desenvolvido através de uma outra abordagem para determinar o valor do coeficiente U. No tópico anterior foi usado a Tabela 01 para a sua determinação direta. Aqui foi usado outra metodologia considerada mais verossímil todavia mais trabalhosa para o cálculo. Ela se inicia com a identificação de qual é o regime de escoamento dos fluidos, laminar ou turbulento.

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot D_h}{\mu \cdot A_{st}} \quad (4.10)$$

Sendo Re o número de Reynolds, \dot{m} a vazão mássica do fluido, D_h o diâmetro hidráulico associado à geometria, μ a viscosidade dinâmica do fluido e A_{st} a área da seção transversal associada à geometria escolhida. Essa avaliação deve ser feita para cada um dos fluidos. O número de Reynolds para o fluido quente (Re_h) e fluido frio (Re_c) puderam então ser determinados e, com o seu valor conhecido, conhecer o regime de escoamento de ambos.

$$Re_h = \frac{\dot{m}_h \cdot D_h}{\mu_h \cdot A_g} = \frac{\frac{10}{60} \cdot 0,577}{1000 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{1^2 \sqrt{3}}{4}} = 222,087 \quad (4.11)$$

$$Re_c = \frac{\dot{m}_c \cdot D_h}{\mu_c \cdot A_g} = \frac{\frac{10}{60} \cdot 0,577}{649,344 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{1^2 \sqrt{3}}{4}} = 342,081 \quad (4.12)$$

Os subscritos h referem-se ao fluido quente e c ao fluido frio. Como o valor do número de Reynolds é baixo em ambos os fluidos, é possível afirmar que os dois se encontram em

regime laminar. O próximo passo foi encontrar número de Nusselt, expresso por Nu , que, neste trabalho, foi determinado através da correlação da geometria exposta na Seção 4.1 e da Tabela 02, válida para escoamentos laminares.

$$Nu = 3,11 \quad (4.13)$$

Com o número de nusselt determinado fazendo uso da Tabela 02, é possível obter os coeficientes convectivos de ambos os fluidos que foram usados para determinar o coeficiente global de troca térmica U .

$$h_h = \frac{Nu \cdot k_h}{D_h} = \frac{3,11 \cdot 0,2}{0,00577} = 107,799 \frac{W}{m^2K} \quad (4.14)$$

$$h_c = \frac{Nu \cdot k_c}{D_h} = \frac{3,11 \cdot 0,636778}{0,00577} = 81,965 \frac{W}{m^2K} \quad (4.15)$$

h refere-se ao coeficiente convectivo de cada um dos fluidos, Nu o número de Nusselt, k a condutividade térmica do fluido e D_h o diâmetro hidráulico da geometria selecionada (resultado obtido previamente na Equação 3.1). O subscrito h indica que o parâmetro é relacionado ao fluido quente e c ao fluido frio. Fazendo uso dos coeficientes convectivos de ambos os fluidos o coeficiente global de transferência térmica U pode ser diretamente determinado usando a Equação 4.16.

$$U^{-1} = \left(\frac{1}{h_h} + \frac{t}{k_p} + \frac{1}{h_c} \right) \quad (4.16)$$

O termo $\frac{t}{k_p}$ representa a influência da parede do trocador no processo, t é a sua espessura e k_p a condutividade térmica do material. Em trocadores tipo placa, a espessura da parede existente entre o fluido quente e frio é milimétrica e o material presente em sua construção é um condutor que possui alta condutividade térmica. Assim, a razão composta por esses dois termos é um valor muito baixo se comparado aos outros termos, sendo esse retirado do modelo para questões de simplificação dos cálculos. Esta simplificação será relevante principalmente para redução do custo computacional das soluções numéricas exibidas no Capítulo 5.

$$U^{-1} = \left(\frac{1}{h_h} + \frac{t}{k_p} + \frac{1}{h_c} \right) = \left(\frac{1}{107,799} + 0 + \frac{1}{81,965} \right) \Rightarrow U = 81,965 \frac{W}{m^2K} \quad (4.17)$$

Esse valor é inferior aos limites da Tabela 01, indicando a baixa troca térmica do sistema. Esse fator deve-se ao fato de os valores de h 's serem baixos devido à ocorrência de fenômenos físicos que serão visualizados facilmente nas simulações numéricas, exibidas adiante.

Da seção anterior, extrai-se que 40 kW são necessários para que o trocador de calor atenda às condições de projeto e que o valor máximo possível para o calor é de 53,333 kw. A efetividade necessária para o trocador é então determinada pela razão entre ambos.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{40}{53,333} = 0,75 \Rightarrow 75 \% \quad (4.18)$$

Para determinar o NTU, e assim encontrar a área por esse método, é necessário fazer uso do diagrama ilustrado na Figura 4 que relaciona a efetividade, NTU e a razão entre as capacidades térmicas do fluido quente e frio.

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\bar{C}_h}{\bar{C}_c} = \frac{0,667}{0,698} = 0,957 \quad (4.19)$$

Ao observar o diagrama presente na Figura 4 com a efetividade de 75 % e $C = 0,957$, encontra-se que $NTU = 4,4$. Conhecendo então os valores de NTU, U e C_{min} , a área necessária para que a temperatura de saída do fluido quente seja 30 °C é calculada com o uso da Equação 4.20.

$$A = \frac{NTU \cdot C_{min}}{U} = \frac{4,4 \cdot 666,67}{81,965} = 35,788 \text{ m}^2 \quad (4.20)$$

5. SOLUÇÕES NUMÉRICAS

5.1 Considerações iniciais

Foi feita a simulação numérica do problema considerando área de 40 m² para a troca térmica, isso é o resultado mais conservador obtido dentre as soluções dos métodos analíticos, acrescida de um fator de segurança. A geometria inicial foi a mais simplificada possível, logo com apenas um par de placas um par de placas, e, ao longo das diferentes simulações, aproximou-se de modelos comerciais. Logo os valores de calor e área serão, respectivamente: $Q = 40 \text{ kW}$, $A = 40 \text{ m}^2$.

Para diminuir os custos computacionais do problema, foi feito um downscaling no modelo, reduzindo o tamanho do trocador, mas respeitando as características do problema para que este modelo represente corretamente o fenômeno estudado. O downscaling foi feito com redução 1:100, resultando então na área de troca térmica $A = 0,04 \text{ m}^2$

As relações que serão mantidas para que o modelo represente corretamente o modelo físico estão expressos na Equação 5.1 e Equação 5.2:

- Conservação do fluxo térmico:

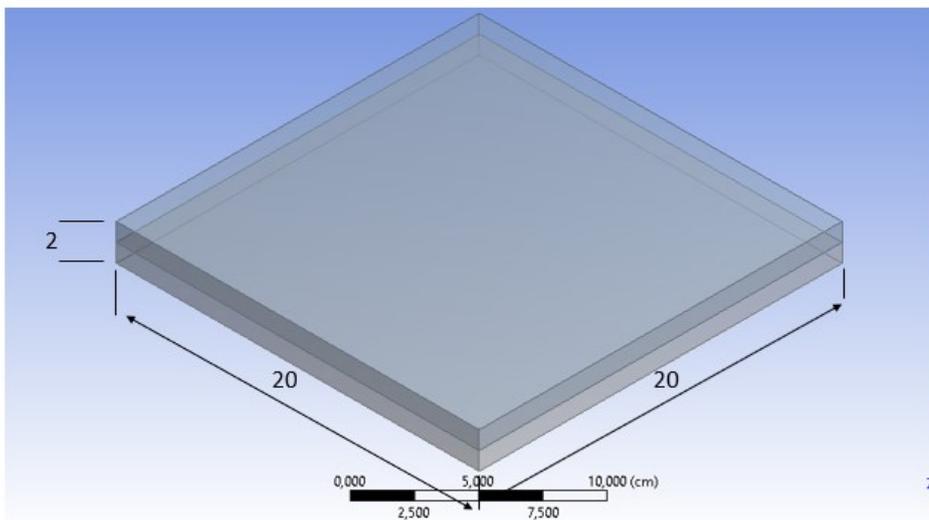
$$q'' = \frac{Q}{A} = \frac{40}{40} = 1 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} \text{ (Relação 1)} \quad (5.1)$$

- Conservação da relação entre os calores específicos:

$$C = \frac{c_{min}}{c_{max}} = \frac{0,667}{0,697} = 0,957 \text{ (Relação 2)} \quad (5.2)$$

q'' , nomeado como o fluxo térmico, é definido como a razão entre o calor Q e a área de troca térmica A . C é a razão entre os calores específicos de ambos os fluidos. Pelos mesmos motivos justificados na segunda solução analítica (Seção 4.2), a interface metálica foi desconsiderada em todas as simulações devido à sua baixa influência no sistema. Logo, será desconsiderada a existência dele na simulação para diminuir o custo computacional da simulação. Já as placas que conduzem os fluidos possuem o formato de paralelepípedo com dimensões de 20 x 20 x 1 cm.

Figura 8: Modelo simulado de um trocador de placas



Fonte: Autor.

Pela Equação 5.1 (Relação 1) determina-se o calor trocado no modelo após o downscaling e, através da Equação 5.4, o diâmetro hidráulico relacionado à tal geometria:

$$Q = A \cdot q'' = 0,04 \cdot 1 = 0,04 \text{ kW} \quad (5.3)$$

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{geo}}{P_{geo}} = \frac{4 \cdot 20 \cdot 1}{20+1+20+1} = 1,905 \text{ cm} \quad (5.4)$$

Para o fluido quente através da Equação 5.1 do downscaling:

$$Q = \bar{c}_{p_h} \cdot \dot{m}_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \Rightarrow \dot{m}_h = \frac{Q}{\bar{c}_{p_h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})} = \frac{0,04}{4,0 \cdot (90 - 30)} \Rightarrow \dot{m}_h = 1,667 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (5.5)$$

Um fator importante para simulação é se o tipo de escoamento é laminar ou turbulento. Isso pode ser aferido através da aplicação do cálculo do número de Reynolds para os dois fluidos. Inicialmente para o fluido quente faz-se uso da Equação 5.6 para

determinação da velocidade do escoamento e, em seguida, da Equação 5.7 para obtenção do número de Reynolds associado ao escoamento.

$$\dot{m}_h = \bar{\rho}_h \cdot V_h \cdot A \Rightarrow V_h = \frac{\dot{m}_h}{\bar{\rho}_h \cdot A} \quad (5.6)$$

$$Re_h = \frac{V_h \cdot \bar{\rho}_h \cdot D_h}{\bar{\mu}} \quad (5.7)$$

\dot{m}_h é a vazão mássica do fluido quente, $\bar{\rho}_h$ sua densidade calculada na temperatura média do escoamento, V_h a velocidade do escoamento, A a área transversal de escoamento, Re_h o número de Reynolds, D_h o diâmetro hidráulico e $\bar{\mu}$ a viscosidade dinâmica do fluido analisado. Aplicando-se então os valores já obtidos até o momento nas Equações 5.6 e 5.7 determinou-se a velocidade do escoamento e o número e Reynolds associados ao fluido quente.

$$\dot{m}_h = \bar{\rho}_h \cdot V_h \cdot A \Rightarrow V_h = \frac{\dot{m}_h}{\bar{\rho}_h \cdot A} = \frac{1,667 \times 10^{-4}}{800 \cdot 20 \times 10^{-4}} = 1,042 \times 10^{-4} \text{ m/s} \quad (5.8)$$

$$Re_h = \frac{V_h \cdot \bar{\rho}_h \cdot D_h}{\bar{\mu}} = \frac{1,042 \times 10^{-4} \cdot 800 \cdot 1,905 \times 10^{-2}}{1000 \times 10^{-6}} = 1,588 \text{ (Escoamento laminar)} \quad (5.9)$$

Para o fluido frio, foi utilizada a Equação 5.2 (Relação 2) para determinação da vazão mássica dos escoamentos no modelo reduzido.

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\dot{m}_h \cdot \bar{C}_{p_h}}{\dot{m}_c \cdot \bar{C}_{p_c}} \Rightarrow 0,957 = \frac{1,042 \times 10^{-4} \cdot 4,0}{\dot{m}_c \cdot 4,188} \Rightarrow \dot{m}_c = 1,6662 \times 10^{-4} \text{ m/s} \quad (5.10)$$

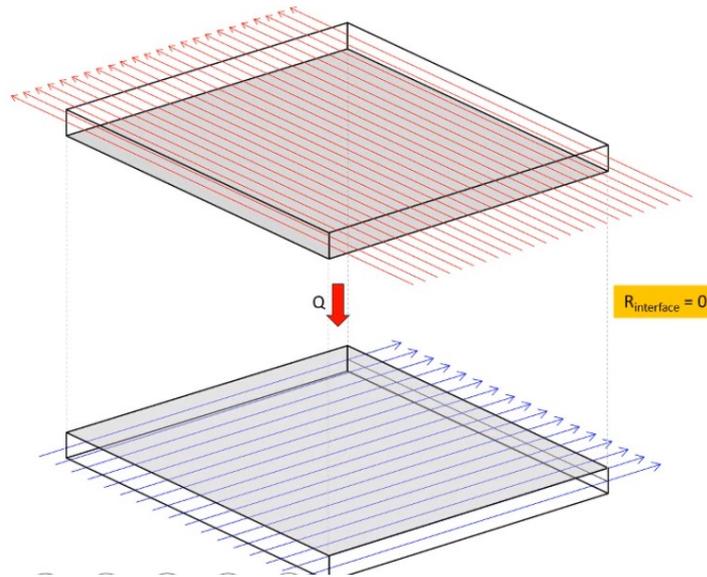
Para determinar o regime de escoamento do fluido frio foi feito um processo análogo de determinação da velocidade de tal escoamento e, em seguida, do número de Reynolds. Tal processo está evidenciado nas equações 5.11 e 5.12.

$$\dot{m}_c = \bar{\rho}_c \cdot V_c \cdot A \Rightarrow V_c = \frac{\dot{m}_c}{\bar{\rho}_c \cdot A} = \frac{1,6672 \times 10^{-4}}{985,76 \cdot 20 \times 10^{-4}} = 8,447 \times 10^{-5} \text{ m/s} \quad (5.11)$$

$$Re_c = \frac{V_c \cdot \bar{\rho}_c \cdot D_h}{\bar{\mu}} = \frac{8,454 \times 10^{-5} \cdot 985,76 \cdot 1,905 \times 10^{-2}}{649,344 \times 10^{-6}} = 2,533 \text{ (Escoamento laminar)} \quad (5.12)$$

As variáveis são análogas as indicadas no processo de determinação do regime de escoamento do fluido quente, agora com o subscrito c indicando que pertencem ao fluido frio. Como os dois escoamentos presentes no trocador são laminares, os fluxos estarão em concordância com a condição de não misturamento estando representados na Figura 9. Ressalta-se aqui a resistência de interface é zero visto que o alumínio será desconsiderado das simulações para economizar poder computacional e memória, visto que esta é limitada na versão estudantil. Como já foi demonstrado a influência dela nos cálculos é mínima (baixa espessura e alta condutividade térmica).

Figura 9: Representação dos escoamentos no modelo



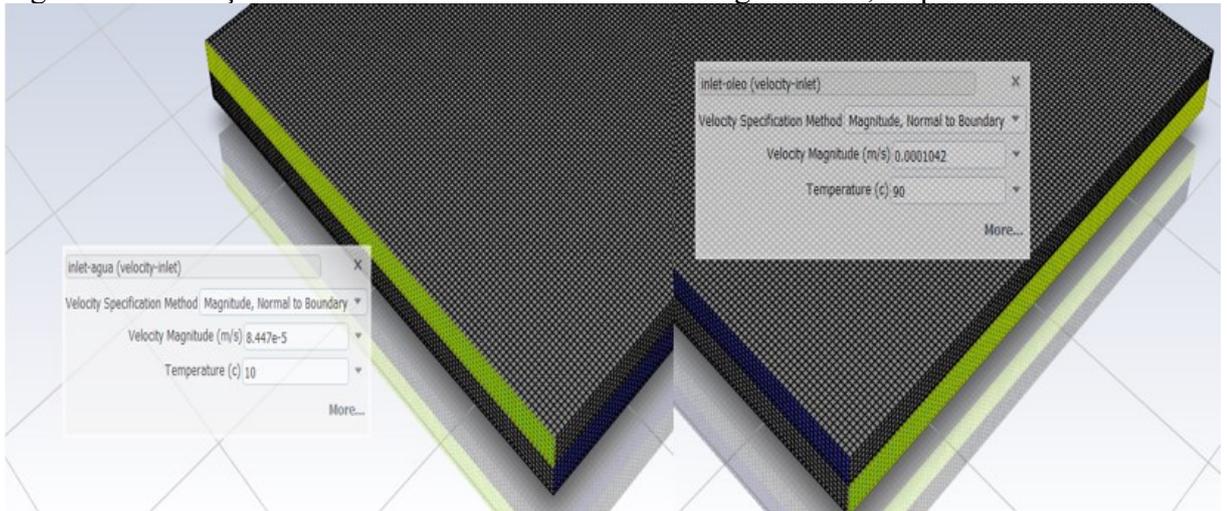
Fonte: Autor.

O problema foi discretizado em elementos cúbicos com 1,75 mm de lado, resultando em 185.150 nós e 155.952 elementos. A malha é cartesiana e cada elemento possui um volume de 5,359 mm³. Esse valor consegue se adequar bem ao problema proposto e, devido ao downscaling, não excede o tamanho máximo de memória disponibilizado na versão estudantil do Ansys.

Devido aos escoamentos serem laminares e o propósito didático do trabalho, foi decidido não fazer uso de refinamento de malha na região de troca térmica. Como os escoamentos são laminares eles geram perfis parabólicos de distribuição de temperatura com derivadas de baixo valor, não sendo necessário a discretização mais refinada próxima a superfície de troca térmica.

Ressalta-se ainda que em todos os modelos a troca térmica se deu somente na interface entre as duas placas, não havendo qualquer interação entre o modelo e o ambiente externo. A temperatura de entrada dos fluidos quente e frio serão respectivamente 90 °C e 10 °C, isto é, para todos os elementos localizados em cada uma das duas superfícies de entrada, Já as velocidades dos escoamentos foram utilizadas inicialmente os valores determinados previamente fazendo uso das Equações 5.8 e 5.11, variando nas simulações 3 e 4, como indicado nas Seções 5.3 e 5.4.

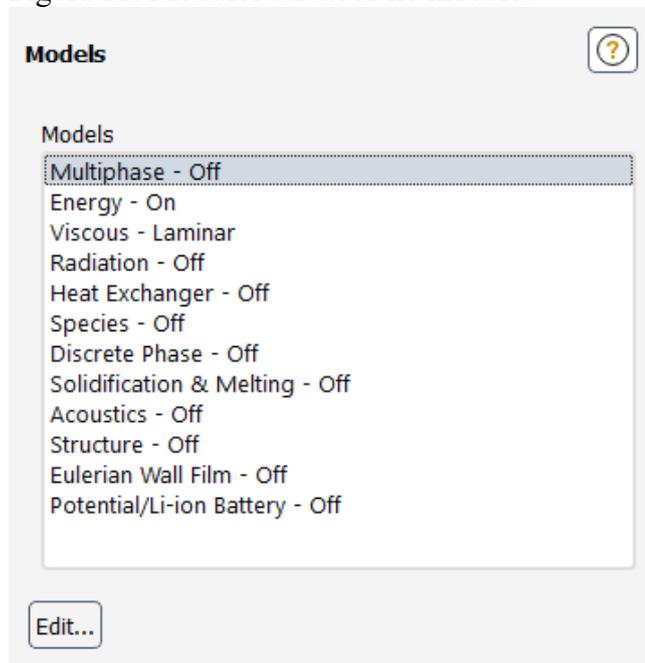
Figura 10: Condições de contorno do modelo simulado água e óleo, respectivamente.



Fonte: Autor.

Com relação aos modelos selecionáveis no Fluent, foi acionada a opção Energy que inclui no modelo a transferência de calor por meio da inserção da Equação 2.16, permitindo a troca de calor interna no sistema. Além disso, no campo da viscosidade foi selecionado o modelo laminar devido a ambos escoamentos estarem no regime laminar.

Figura 11: Módulos ativados no modelo.

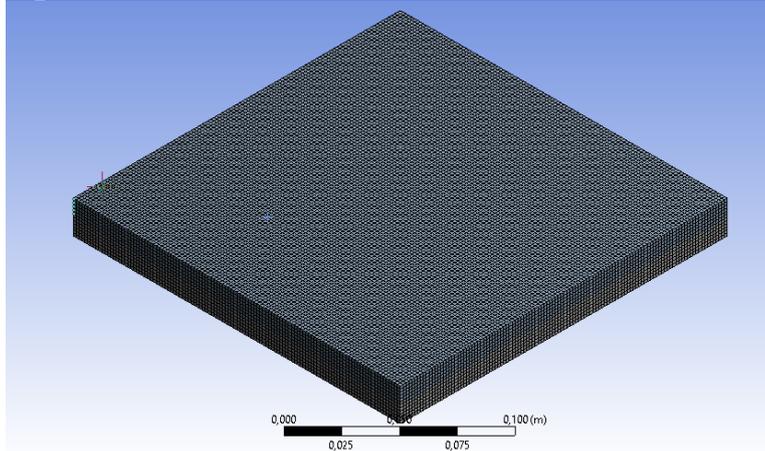


Fonte: Autor

Em todas as simulações foram definidos os mesmos critérios de parada: número de iterações igual a 200. Comumente em simulações de transferência térmica opta-se pelo uso de um critério de parada relacionado aos valores residuais de simulação, todavia foi optado o critério citado anteriormente devido a simplicidade das simulações e para ter maior

uniformidade nos resultados gerados. Além disso, foi utilizada a ferramenta de inicialização híbrida do Fluent, que acelera o processo de convergência de simulações que contenham mais de uma região de entrada^[12]. Mais detalhes e informações sobre a simulação podem ser encontrados no Apêndice A deste trabalho.

Figura 12: Modelo discretizado



Fonte: Autor.

Foram simuladas quatro condições diferentes para o trocador:

- Simulação 1 – Propriedades dos fluidos constantes
- Simulação 2 – Propriedades da água variando de acordo com a temperatura
- Simulação 3 – Alteração da geometria de entrada dos fluidos nas placas
- Simulação 4 – Alteração da geometria para duas camadas de troca térmica

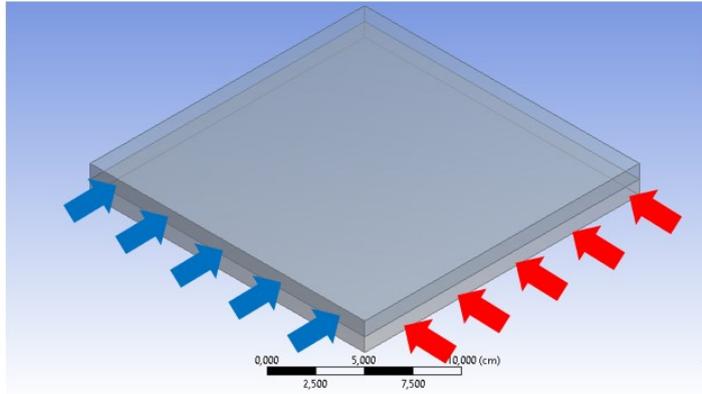
Foi configurado no Ansys para exibir, via gráfico e console, no decorrer das iterações, o valor da temperatura média do óleo e da água nas superfícies de saída, isto é, a média das temperaturas em todos os elementos da região de saída de cada um dos fluidos. Com isso, além de ser possível identificar se os modelos cumprem ou não a condição de projeto (temperatura de saída do óleo de no máximo 30 °C), é possível visualizar convergência de tais valores, sendo possível identificar possíveis problemas na inicialização.

5.2 Simulação 1 – Propriedades dos fluidos constantes

A primeira simulação do modelo foi feita com as propriedades dos dois fluidos constantes, visando aproximar a solução dos modelos analíticos que fazem uso dessa simplificação. Os valores utilizados tanto para a água quanto para o óleo foram as propriedades médias expressas na Seção 3.2 do trabalho. Em todos os modelos, os canais das

placas superiores foi percorrido pela água enquanto na parte de baixo o fluido escoante foi o óleo. Um esquema do primeiro modelo juntamente aos inputs está exibido na Figura 13.

Figura 13: Ilustração da entrada dos fluidos no modelo



Fonte: Autor.

Dados de entrada do óleo:

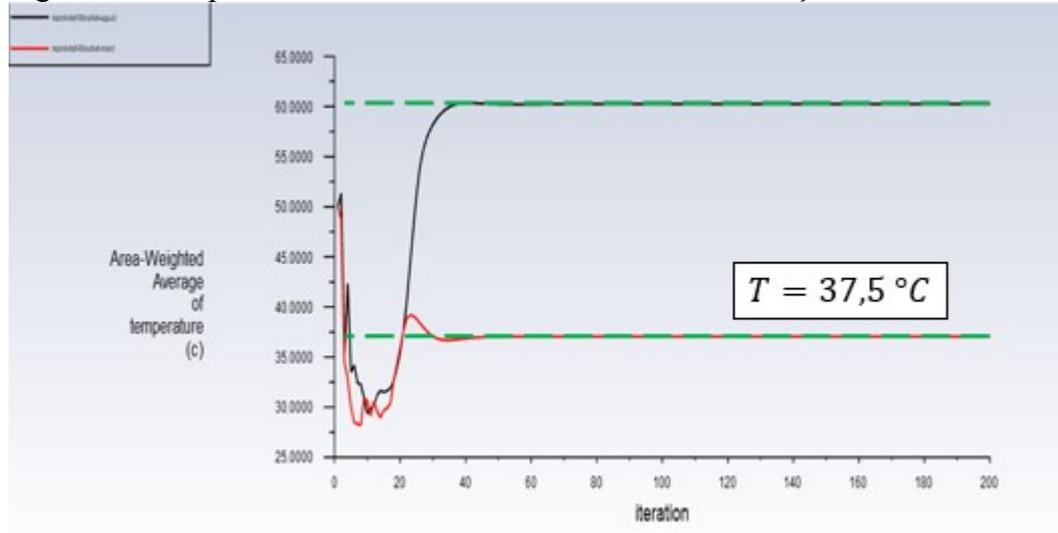
- $V_h = 1,042 \times 10^{-4} \text{ m/s}$
- $\dot{m}_h = 1,667 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- $T_{h,i} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\bar{\rho}_h = 800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- $\bar{Cp}_h = 4,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
- $\bar{k}_h = 0,2 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$
- $\bar{\mu}_h = 1000 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$

Dados de entrada da água:

- $V_c = 8,447 \times 10^{-5} \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- $\dot{m}_c = 1,667 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- $T_{c,i} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\bar{\rho}_c = 985,76 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- $\bar{Cp}_c = 4,188 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
- $\bar{k}_c = 0,636778 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$
- $\bar{\mu}_c = 649,344 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$

Simulado o problema no Ansys, obtêm-se o seguinte resultado exibido na Figura 14 para as temperaturas médias na saída de ambos os fluidos. Ele revela a evolução da temperatura na saída do óleo e da água de acordo com as iterações e indica que o modelo convergiu aproximadamente na iteração 30. A temperatura apresentada é a média aritmética dada temperatura de todos elementos localizados na superfície de saída de cada fluido.

Figura 14: Temperatura média de saída dos fluidos na simulação 1



Fonte: Autor.

A linha de cor vermelha refere-se ao fluido quente. Com a simulação, a temperatura de saída média da água foi de 60,5 °C e do óleo foi de 37,5 °C, ou seja, não atingindo o objetivo de projeto de 30 °C. Sabendo que o mínimo para que o projeto atinja a temperatura desejada é de $Q = 0,04$ kW, a troca total de calor e o coeficiente de troca podem então ser calculada através da Equação 5.12

$$Q = \overline{Cp}_h \cdot \dot{m}_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = 4 \cdot 1,667 \times 10^{-4} \cdot (90 - 37,5) = 0,035 \text{ kW} \quad (5.12)$$

Este trabalho, como já foi informado, possui fins didáticos, logo, é importante também obter o coeficiente global de troca térmica U para que este possa ser comparado entre as diferentes soluções. A metodologia utilizada para determinar tal valor foi a mesma em todos as simulações com relações já apresentadas na Seção 4.1, ou seja, fazendo uso da diferença de temperatura média logarítmica e da Figura 4.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{10 - 60,5}{37,5 - 90} = 0,9619 \quad (5.13)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{37,5 - 90}{10 - 90} = 0,6562 \quad (5.14)$$

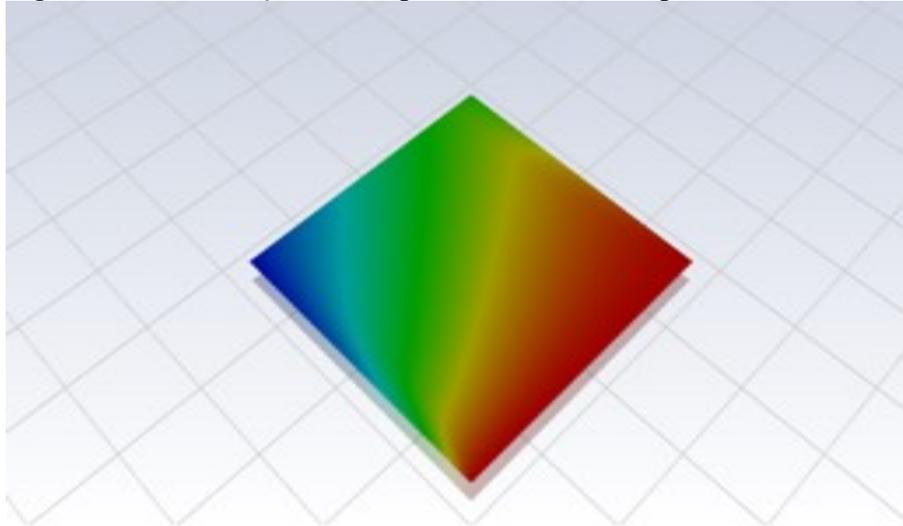
$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} = \frac{(90 - 60,5) - (37,5 - 10)}{\ln\left(\frac{90 - 60,5}{37,5 - 10}\right)} = 28,488 \text{ °C} \quad (5.13)$$

Com o uso da Figura 4 tendo em posse os valores de R e P obtidos nas Equações 5.13 e 5.14 têm-se que $F = 0,8$. O cálculo do coeficiente global de transferência térmica pode ser determinado através da Equação 5.14.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \cdot F \Rightarrow U = \frac{0,035}{0,04 \cdot 28,488 \cdot 0,8} = 38,393 \frac{W}{m^2 K} \quad (5.15)$$

Uma visualização importante é a distribuição de temperatura no fluido quente, disposta na Figura 15.

Figura 15: Distribuição de temperaturas do fluido quente.



Fonte: Autor.

É possível notar que apesar de em alguns pontos na saída a temperatura de óleo chegar a alcançar 10 °C, na outra extremidade ela sai a 50 °C e, de modo geral, como foi visto no gráfico anterior, o valor médio de tal temperatura é acima dos 30 °C.

5.3 Simulação 2 – Propriedades da água variando de acordo com a temperatura

Nesta simulação, o mesmo problema foi resolvido considerando as propriedades da água variáveis com a temperatura. Isso tornará o problema mais aproximado à condição real de operação. A variação discreta das propriedades da água para a faixa de temperaturas presentes no sistema foi retirada de tabelas termodinâmicas do EES e estão expressas na Tabela 3.

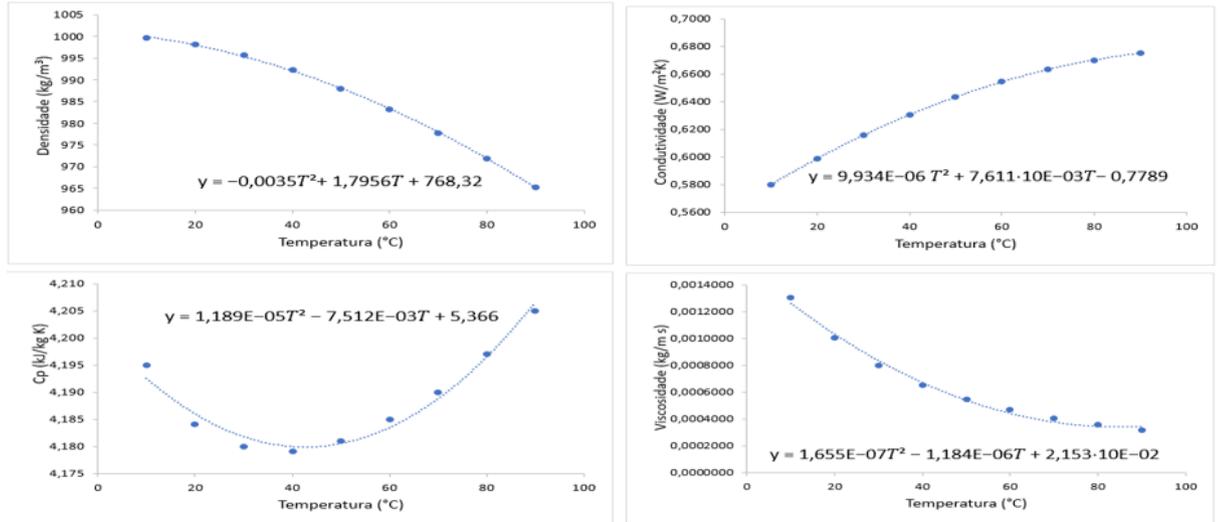
Tabela 3: Variação das propriedades da água em função da temperatura

Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Densidade (kg/m ³)	Cp (kJ/kg K)	Condutividade (W/m ² K)	Viscosidade (kg / m s)	Prandtl
10	1,0	999,7	4,195	0,5800	0,0013060	9,445
20	1,0	998,2	4,184	0,5985	0,0010020	7,003
30	1,0	995,6	4,180	0,6155	0,0007973	5,415
40	1,0	992,2	4,179	0,6306	0,0006530	4,328
50	1,0	988,0	4,181	0,6436	0,0005468	3,553
60	1,0	983,2	4,185	0,6544	0,0004664	2,983
70	1,0	977,8	4,190	0,6631	0,0004039	2,552
80	1,0	971,8	4,197	0,6700	0,0003543	2,220
90	1,0	965,3	4,205	0,6753	0,0003144	1,958

Fonte: Autor.

Tal variação será incluída no modelo por meio de uma regressão polinomial de ordem 2 das propriedades variando em função da temperatura. São apresentados na Figura 16 os gráficos resultantes do processo estatístico de regressão para as quatro propriedades que serão introduzidas no modelo. Todos os valores foram obtidos à pressão contante de 1,0 bar, que é o valor disponibilizado no problema comum e, como mencionado, a queda de pressão no sistema foi desconsiderada.

Figura 16: Processo de regressão polinomial com os dados da Tabela 3



Fonte: Autor.

Os dados de entrada referentes ao óleo foram os mesmos da Simulação 1, já para os dados da água, foram inseridos as novas relações entre as propriedades.

Dados de entrada do óleo:

- $V_h = 1,042 \times 10^{-4} \text{ m/s}$
- $\dot{m}_h = 1,667 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- $T_{h,i} = 90 \text{ °C}$
- $\bar{\rho}_h = 800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- $\bar{C}_{p_h} = 4,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
- $\bar{k}_h = 0,2 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$
- $\bar{\mu}_h = 1000 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$

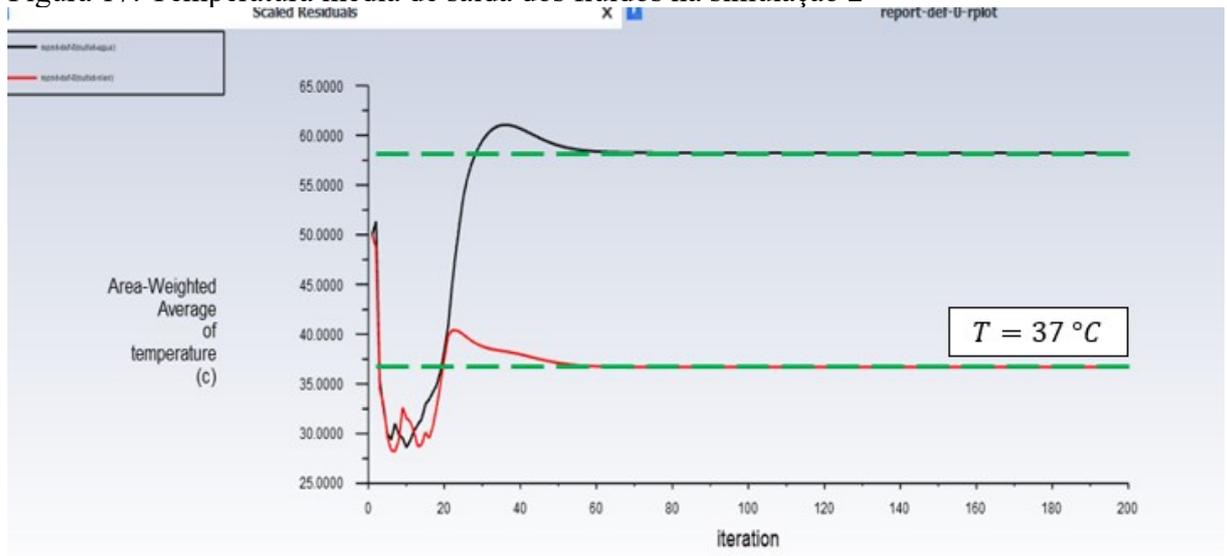
Dados de entrada da água:

- $V_c = 8,454 \times 10^{-5} \text{ m/s}$
- $\dot{m}_h = 1,667 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- $T_{h,i} = 10 \text{ °C}$
- $\bar{\rho}_c = -0,0035 T^2 + 1,7956 T + 768,32 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

- $\bar{c}_{p_c} = 1,189 \cdot 10^{-5} T^2 - 7,512 \cdot 10^{-3} T + 5,366 \frac{kJ}{kg K}$
- $\bar{k}_c = 9,934 \cdot 10^{-6} T^2 + 7,611 \cdot 10^{-3} T - 0,7789 \frac{W}{m K}$
- $\bar{\mu}_c = 1,655 \cdot 10^{-7} T^2 - 1,184 \cdot 10^{-6} T + 2,153 \cdot 10^{-2} \frac{kg}{m s}$

Fazendo novamente a simulação no Ansys foi possível obter o novo gráfico das temperaturas médias nas duas superfícies de saída. Tais informações podem ser observadas na Figura 17.

Figura 17: Temperatura média de saída dos fluidos na simulação 2



Fonte: Autor.

A linha vermelha refere-se a temperatura média na saída do óleo e a linha preta o mesmo valor para a água. É notável que a temperatura de saída do óleo abaixou de 37,5 °C para 37 °C e a temperatura de saída da água abaixou de 60,5 °C para 58 °C, todavia, ainda não contempla os pré-requisitos de saída. Devido a pequena diferença entre os valores obtidos para a temperatura de saída do óleo nessas duas primeira simulações numéricas (aproximadamente 1%), é possível afirmar que a simplificação das propriedades da água de não variar com a temperatura é válida no problema.

Apesar dos resultados então terem se aproximado do valor desejado de projeto, ainda há uma grande diferença entre o valor desejado e o valor obtido para a temperatura de saída do óleo. Realizando os mesmos processos para determinação do coeficiente global de transferência térmica para a simulação 2 teremos mais um parâmetro para estabelecer comparações entre as diversas soluções.

$$Q = \bar{c}_{p_h} \cdot \dot{m}_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = 4 \cdot 1,667 \cdot 10^{-4} \cdot (90 - 37) = 0,0353 \text{ kW} \quad (5.16)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{10 - 58}{37 - 90} = 0,9057 \quad (5.17)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{37 - 90}{10 - 90} = 0,6625 \quad (5.18)$$

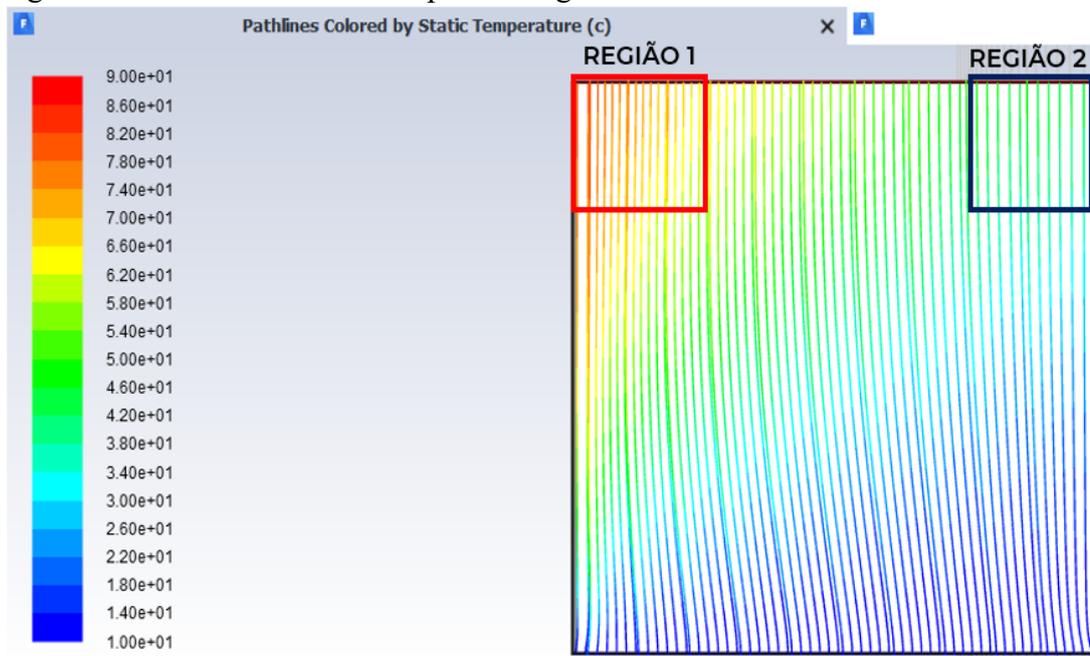
$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} = \frac{(90 - 58) - (37 - 10)}{\ln\left(\frac{90 - 58}{37 - 10}\right)} = 29,429 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.19)$$

Com o uso da Figura 4, tendo em posse os valores de R e P obtidos nas Equações 5.17 e 5.18 têm-se que $F = 0,81$. O cálculo do coeficiente global de transferência térmica pode ser feito através da Equação 5.19.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \cdot F \Rightarrow U = \frac{0,0353}{0,04 \cdot 29,429 \cdot 0,81} = 37,022 \frac{W}{m^2K} \quad (5.19)$$

Para incrementar a análise, foram plotadas também as linhas de escoamento da água, que revelam uma mudança de comportamento devido ao fato de agora ter propriedades variáveis. Na Figura 18 é notável o deslocamento das linhas de fluxo em direção a região 1.

Figura 18: Linhas de corrente na placa de água



Fonte: Autor.

Nota-se na Figura 18 que as linhas de escoamento da água não estão paralelas, indicando assim a condição de misturamento entre as linhas de corrente, ou seja, elas interagem entre si. Como na natureza a viscosidade sempre varia de acordo com a temperatura a condição de não misturamento, muito aplicada em diagramas correlacionais utilizados em metodologias analíticas (como no diagrama expresso na Figura 4, presente no método da efetividade NTU), nunca será visualizada de maneira integral na natureza.

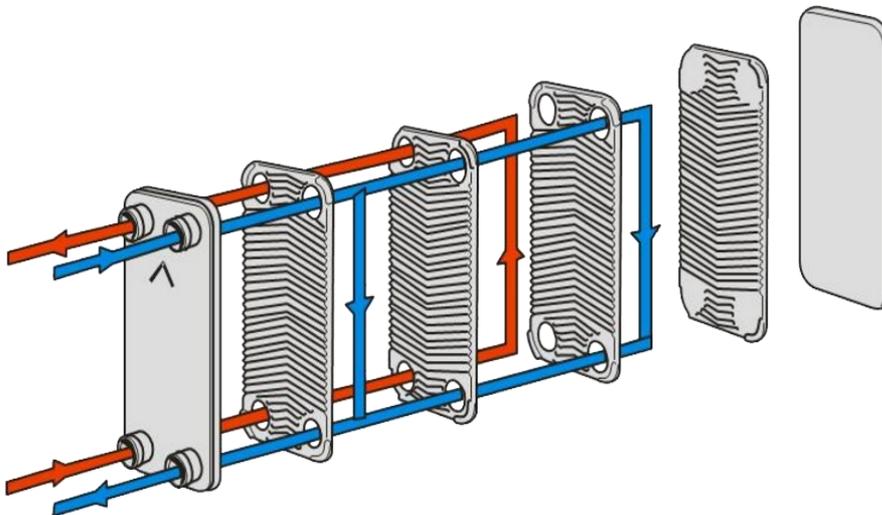
O deslocamento acontece devido a viscosidade na região 1 ($\mu_1 = 354,3 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}$) ser consideravelmente menor que na região 2 ($\mu_2 = 653,0 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}$), gerando então uma

maior facilidade de o escoamento fluir pela região 1, devido a menores resistências das forças viscosas nessa região. O processo de transferência de energia foi mais eficiente neste segundo modelo devido a esse novo rearranjo.

A conclusão final sobre a simplificação de não mistramento é que, apesar de na natureza nunca ser perfeitamente verificada, ela pode ser sim válida em modelos de trocadores em que os fluidos não estejam submetidos a grandes gradientes de temperatura e/ou a viscosidade não varie intensamente com a temperatura.

Visto isso, é evidente que essa exata configuração de trocador de calor de placas não consegue atender os pré-requisitos do problema. Todavia, olhando os trocadores de calor de placas comercializados no mercado, observa-se dois pontos claros de diferença na geometria quando são comparados com o modelo teórico. A primeira é a existência de bocais de entrada e saída, de modo que os fluidos não entrem paralelamente na região de troca térmica. Além disso, a existência de diversas placas onde a vazão total dos fluidos é dividida em várias regiões de troca, reduzindo assim a vazão por região. Ambas foram exploradas então nos modelos computacionais.

Figura 19: Modelo comercial de trocadores de placas



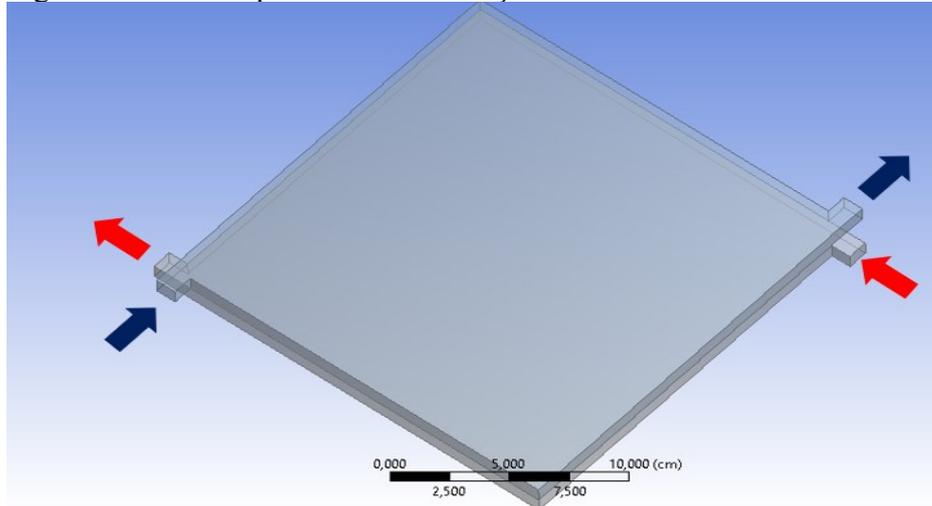
Fonte: Adaptado de Tadini^[13].

5.4 Simulação 3 – Alteração da geometria de entrada dos fluidos nas placas

Foi feita então uma remodelagem da geometria do trocador, colocando quatro bocais para limitar a entrada dos escoamentos no equipamento. Os fluidos que, na geometria passada

entravam e saíam por toda a área da parede, neste modelo passaram a entrar por uma área consideravelmente menor, mantendo a vazão mássica se comparada no regime anterior. A saída também será em um bocal localizado na outra extremidade da parede de saída, tendo então uma disposição diagonal do escoamento em cada uma das placas.

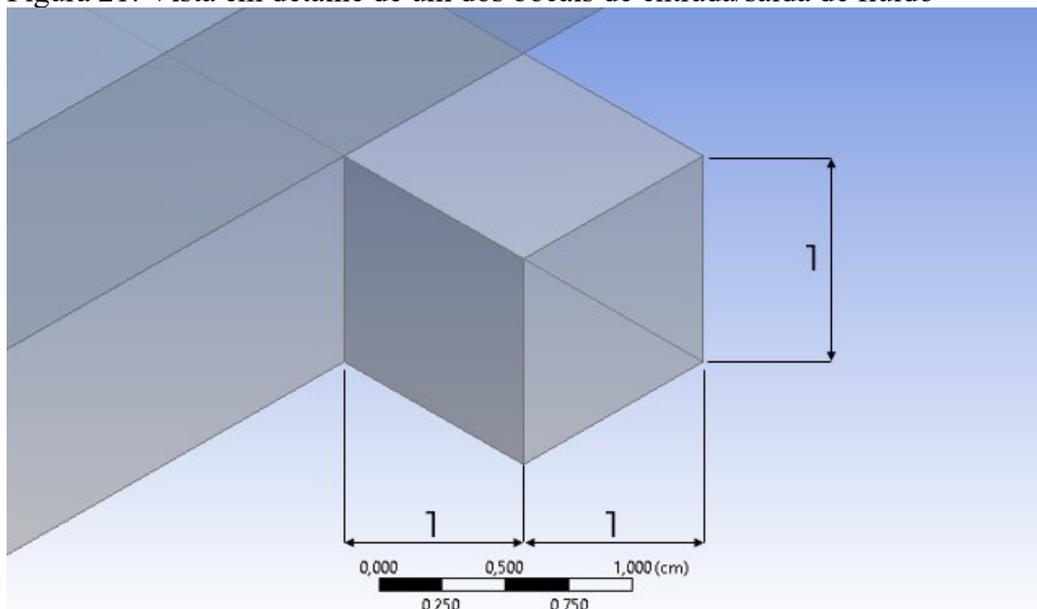
Figura 20: Modelo presente na simulação 3



Fonte: Autor.

Todos os bocais possuem o mesmo tamanho sendo cubos de 1 cm de lado cada. Foi mantida a discretização em elementos cúbicos com 1,75 mm de lado, resultando em 187.936 nós e 158.184 elementos. A área de entrada e saída dos fluidos será então reduzida 20 vezes se comparada à geometria inicial.

Figura 21: Vista em detalhe de um dos bocais de entrada/saída de fluido



Fonte: Autor.

Para determinar as novas velocidades do escoamento do fluido quente e frio V'_h e V'_c correspondentes as novas áreas de entrada (A'), deve-se então usar a relação de igualdade das vazões mássicas, visto que apesar de a área de entrada ficar menor, a vazão mássica foi mantida. Temos então os seguintes valores de velocidade para o fluido quente e frio, respectivamente:

$$\dot{m}_h = \dot{m}_h \Rightarrow \bar{\rho}_h \cdot V_h \cdot A = \bar{\rho}_h \cdot V'_h \cdot A' \Rightarrow V'_h = 20 \cdot V_h \Rightarrow V'_h = 2,084 \times 10^{-3} \text{ m/s} \quad (5.20)$$

$$V'_c = 20 \cdot V_c \Rightarrow V'_c = 1,689 \times 10^{-3} \text{ m/s} \quad (5.21)$$

Os dados de entrada então para essa simulação foram:

Dados de entrada do óleo:

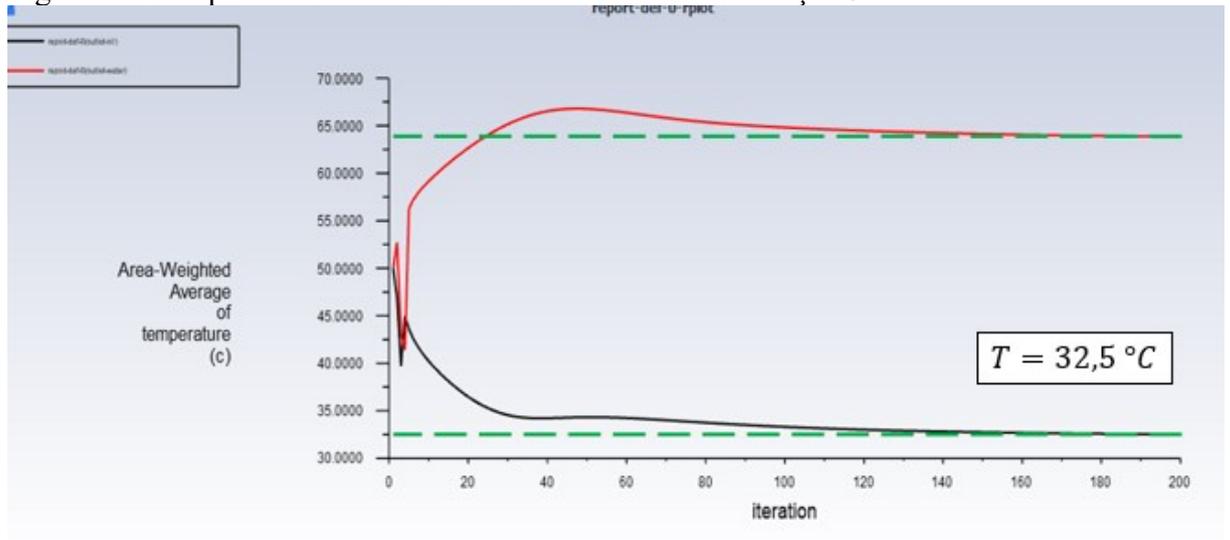
- $V'_h = 2,084 \times 10^{-3} \text{ m/s}$
- $\dot{m}_h = 1,667 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- $T_{h,i} = 90 \text{ °C}$
- $\bar{\rho}_h = 800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- $\bar{Cp}_h = 4,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
- $\bar{k}_h = 0,2 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$
- $\bar{\mu}_h = 1000 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$

Dados de entrada da água:

- $V_c = V'_c = 1,689 \times 10^{-3} \text{ m/s}$
- $\dot{m}_c = 1,667 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- $T_{c,i} = 10 \text{ °C}$
- $\dot{m}_c = 1,667 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
- $\bar{\rho}_c = -0,0035 T^2 + 1,7956 T + 768,32 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- $\bar{Cp}_c = 1,189 \cdot 10^{-5} T^2 - 7,512 \cdot 10^{-3} T + 5,366 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
- $\bar{k}_c = 9,934 \cdot 10^{-6} T^2 + 7,611 \cdot 10^{-3} T - 0,7789 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$
- $\bar{\mu}_c = 1,655 \cdot 10^{-7} T^2 - 1,184 \cdot 10^{-6} T + 2,153 \cdot 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$

Simulado então o modelo com os novos dados de entrada no software Ansys, com as mesmas 200 iterações, foram obtidas em forma de gráfico as temperaturas médias dos elementos de saída de ambos os fluidos. Tal gráfico foi ilustrado na Figura 22.

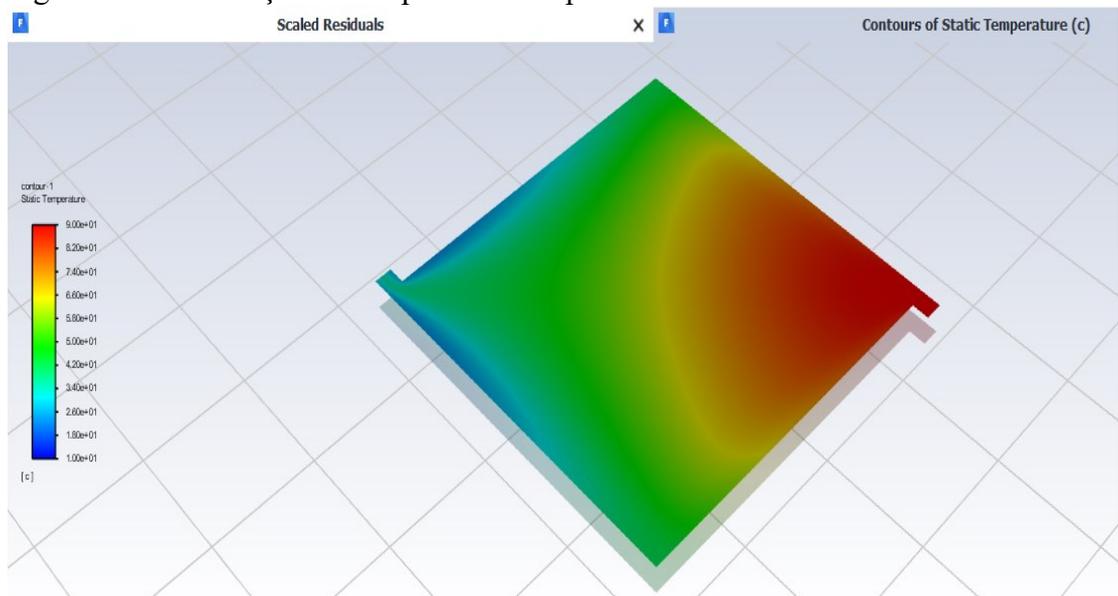
Figura 22: Temperatura média de saída dos fluidos na simulação 3



Fonte: Autor.

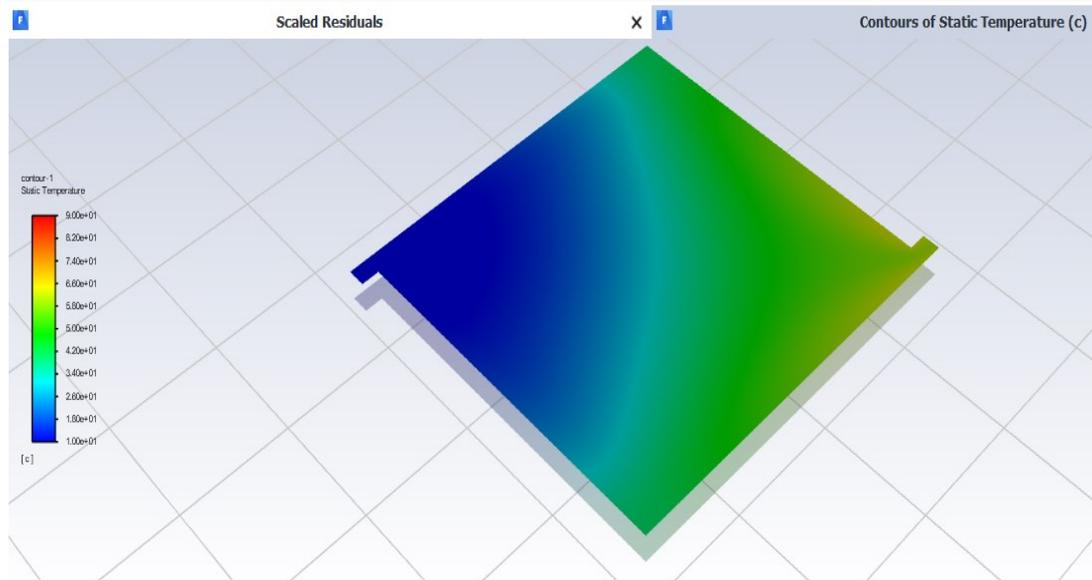
Nota-se que a temperatura média de saída do óleo foi de 32,5 °C. Apesar de a temperatura de saída do óleo ainda ser superior a 30 °C, esse terceiro modelo já apresenta uma considerável melhora se comparado aos modelos anteriores. O perfil da distribuição de temperaturas nos fluidos, exibidos nas Figuras 23 e 24, mostra uma mudança com relação aos valores obtidos na primeira simulação.

Figura 23: Distribuição de temperaturas na placa de óleo



Fonte: Autor.

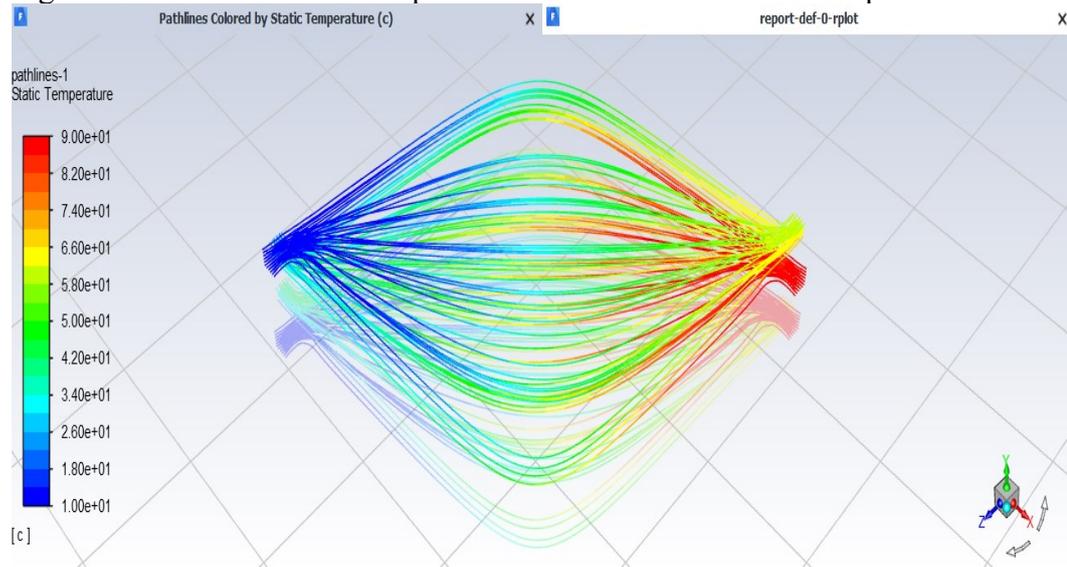
Figura 24: Distribuição de temperaturas na placa de água



Fonte: Autor.

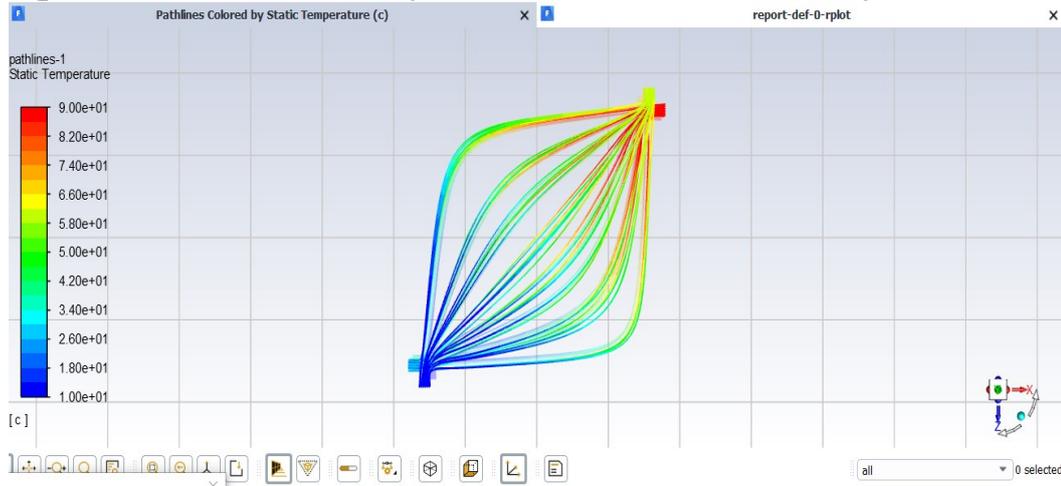
De fato, ao analisarmos a saída do fluido quente vemos um gradiente total menor de temperaturas se comparado à simulação 1. O fator que justifica o ganho de eficiência do trocador é visualizado ao plotar as linhas de corrente dos escoamentos que se formam no interior das placas. A Figura 25 dispõe a vista isométrica sobre as linhas de corrente dos escoamentos enquanto a Figura 26 exibe a vista superior da mesma situação.

Figura 25: Vistas isométrica superior das linhas de fluxo das duas placas



Fonte: Autor

Figura 26: Vistas isométrica superior das linhas de fluxo das duas placas



Fonte: Autor.

Essa geometria com bocal gera, de maneira espontânea, uma configuração as linhas de corrente bastante diferente se comparada às simulações anteriores. Nota-se que regionalmente o trocador de calor se assemelha a trocadores tipo contracorrente. Isso é visualizado devido ao fato de as linhas de correntes do fluido frio estão na mesma direção e sentidos opostos se comparado as linha do fluido quente. Segundo (ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J., 2012), a configuração fluxos contracorrente é a que proporciona maior eficiência para um trocador devido a apresentar um maior gradiente de temperaturas ao longo de toda superfície de troca.

O cálculo do valor da energia em transferência é analógico ao já encontrado nas simulações anteriores e, para este caso, está presente na Equação 5.22:

$$Q = \overline{Cp}_h \cdot \dot{m}_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = 4 \cdot 1,667 \times 10^{-4} \cdot (90 - 32,5) = 0,0383 \text{ kW} \quad (5.22)$$

O valor do coeficiente global de troca térmica U também é análogo aos presentes nas seções anteriores, todavia o modelo da presente seção se comporta como um trocador contracorrentes ou seja não faz-se necessário aplicação de um fator de correção F . As Equações 5.23 e 5.24 contém os cálculos necessários para determinição do coeficiente global de transferência térmica U .

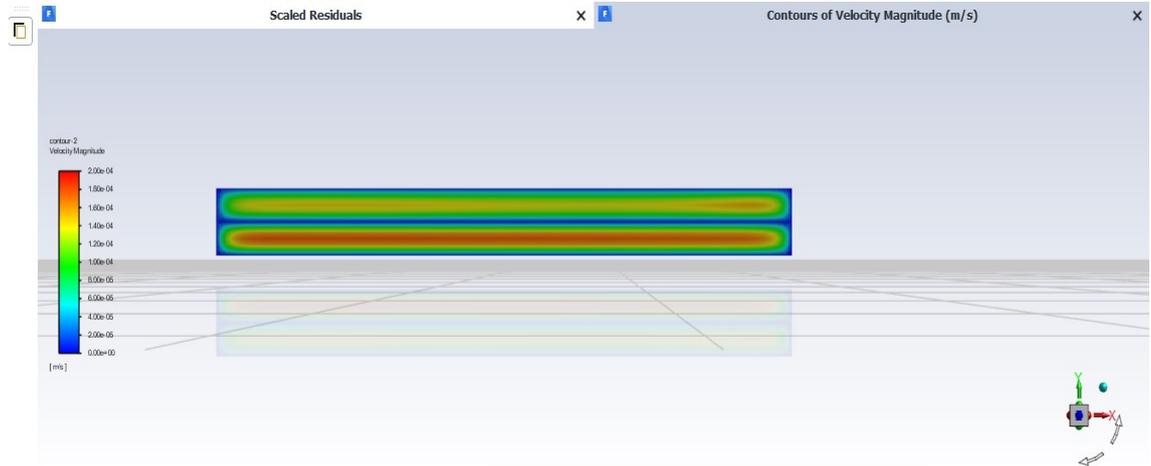
$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} = \frac{(90 - 64) - (32,5 - 10)}{\ln\left(\frac{90 - 64}{32,5 - 10}\right)} = 24,208 \text{ °C} \quad (5.23)$$

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \Rightarrow U = \frac{0,0383}{0,04 \cdot 24,208} = 39,554 \frac{W}{m^2K} \quad (5.24)$$

A energia Q trocada é superior aos modelos sem os bocais de entrada e isso justifica o emprego deles nos trocadores comerciais. Todavia, Q ainda é inferior aos $0,04 \text{ kW}$ necessários para que o óleo atinja os 30 °C na saída. Já o coeficiente de transferência térmica de $39,554 \frac{W}{m^2K}$ ainda está bem inferior ao limite de 100 a 300 enunciado na tabela acima.

Para analisar qual fenômeno está atrapalhando o processo é importante analisar as velocidades dos escoamentos de trabalho. Usando também as ferramentas de visualização do Fluent foi possível construir a Figura 27 que exhibe as velocidades do escoamento através de um corte transversal no trocador.

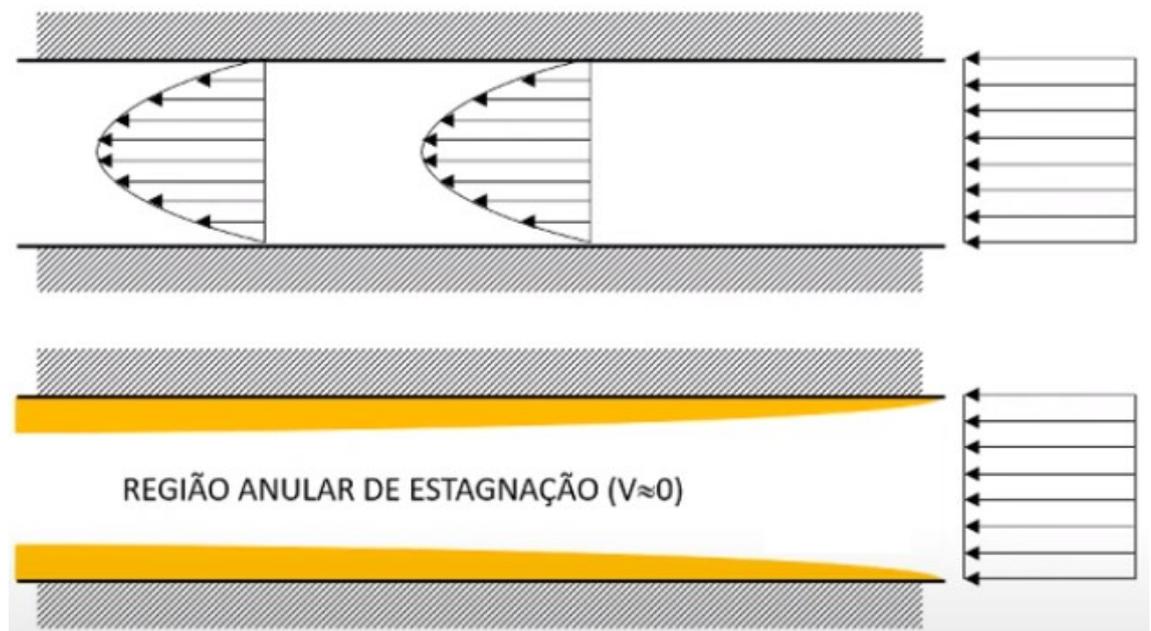
Figura 27: Perfil de velocidade dos escoamentos nas duas placas



Fonte: Autor.

Nota-se na Figura 27 uma zona na qual a velocidade é aproximadamente 0, zona essa denominada de camada limite, sendo muito espessa nesse problema. Nessa camada a transferência de energia térmica se dá somente por condução e não por convecção, reduzindo assim drasticamente a eficiência do sistema^[1]. A zona na qual o escoamento atinge velocidade zero ou próxima disso é denominada zona de estagnação.

Figura 28: Formação da região de estagnação com escoamento linear



Fonte: Adaptado de Incropera^[1].

A camada limite é espessa nesse problema, se comparado a toda seção transversal das aberturas, devido ao baixo valor de Reynolds dos escoamentos, que se caracterizam como laminar. Escoamentos no regime turbulento apresentam uma camada limite consideravelmente menor se comparado aos escoamentos no regime laminar, por exemplo, e é um dos métodos adotados para diminuir tal perda de eficiência.

Outra forma de combater a espessura da camada limite é aumentar o valor de Reynolds ainda mantendo o escoamento no regime laminar é a redução da espessura do canal onde passam os fluidos. Todavia, essa redução por si só, mantendo a vazão mássica constante, acarreta em um considerável aumento da perda de carga no trocador, o que pode influenciar no projeto já existente. Na prática é feita uma divisão da vazão em vários pares de placas, aumentando também a área de troca térmica.

Assim, uma outra característica dos trocadores de placa é a existência de várias placas que funcionam como um conjunto de vários trocadores de placas em um só equipamento. Isso faz com que se tenha uma maior área de troca ao custo do preço do trocador. É um modelo considerado eficiente é comum na maioria dos trocadores de placas comerciais.

5.5 Simulação 4 – Redução da espessura e dois pares de placas para troca térmica

Visando então reduzir a espessura da camada limite e, por consequência, aumentar a troca térmica, o modelo projetado para a Simulação 4 possui 0,5 cm de espessura para passagem dos fluidos, ou seja a metade dos 1 cm presentes nas simulações anteriores. Neste programa o fluxo foi dividido igualmente em dois pares de placas que passaram a ter cada um metade da vazão mássica dos modelos anteriores. Logo as novas vazões mássicas e velocidades de escoamento estão exibidas nas Equações 5.25 e 5.26

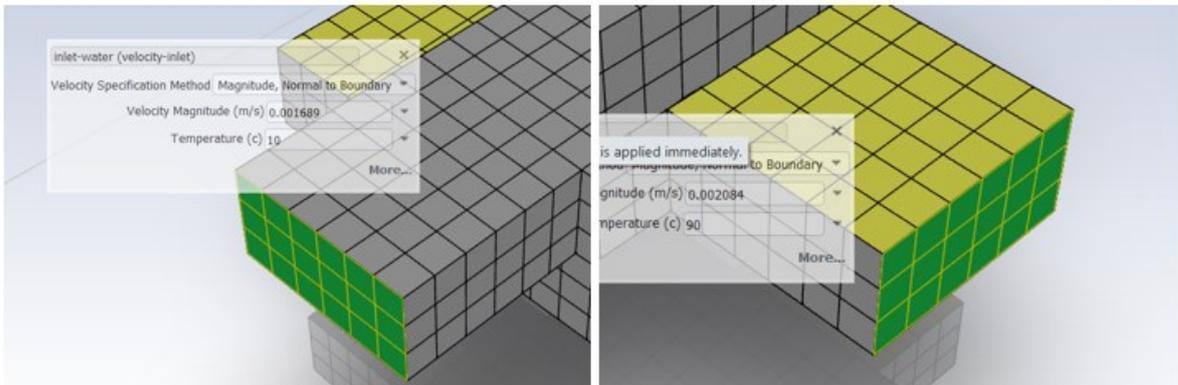
$$\dot{m}_h = \frac{1,667 \times 10^{-4}}{2} = 8,355 \times 10^{-5} \frac{kg}{s} \text{ e } V_h = 2,084 \times 10^{-3} m/s \quad (5.25)$$

$$\dot{m}_c = \frac{1,667 \times 10^{-4}}{2} = 8,355 \times 10^{-5} \frac{kg}{s} \text{ e } V'_c = 1,689 \times 10^{-3} m/s \quad (5.26)$$

As temperaturas de entradas de cada fluido são as mesmas das simulações anteriores, 90 °G para o óleo e 10 °C para a água. Por limitações da versão estudantil do Ansys somente um par de placa foi simulado, ou seja, uma condição de contorno que tem que ser inserida, além das presentes nos modelos anteriores, neste caso é que os pares de placas não interagem entre si e se comportam de maneira idêntica. Isso afasta o modelo dos trocadores comerciais visto que nestes modelos o escoamento não é dividido entre as placas igualmente e estas também interagem termicamente.

Como este se trata de um trabalho didático, essa simplificação não influenciará na qualidade do mesmo, visto que para os fenômenos nos quais se deseja discutir, o modelo simulado atende às expectativas.

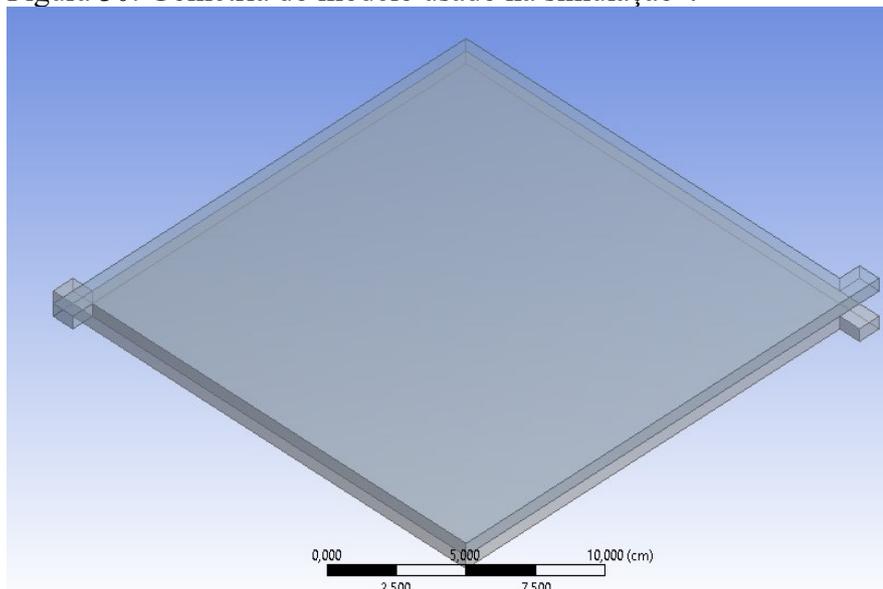
Figura 29: Condições de contorno do óleo e da água, respectivamente



Fonte: Autor.

A malha discretizada do modelo foi realizada de maneira também análoga aos modelos anteriores, discretização cartesiana com elementos cúbicos de 1,75 mm. O volume de cada elemento continua 5,359 mm³ e, diferentemente dos modelos anteriores, temos agora 107392 nós e 79092 elementos.

Figura 30: Geometria do modelo usado na simulação 4



Fonte: Autor

Os dados de entrada então para essa simulação estão expressos logo abaixo.

Dados de entrada do óleo:

- $V'_h = 2,084 \times 10^{-3} \text{ m/s}$

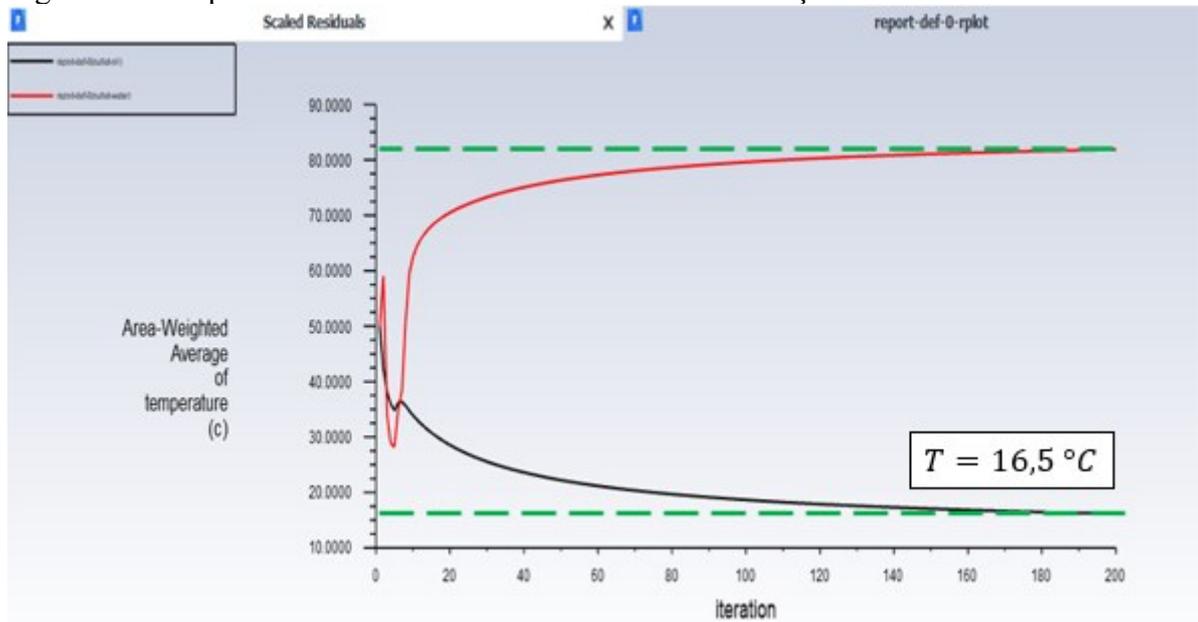
- $\dot{m}_h = 8,355 \times 10^{-5} \frac{kg}{s}$
- $\bar{\rho}_h = 800 \frac{kg}{m^3}$
- $\bar{Cp}_h = 4,0 \frac{kJ}{kg K}$
- $\bar{k}_h = 0,2 \frac{W}{m K}$
- $\bar{\mu}_h = 1000 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m s}$

Dados de entrada da água:

- $V_c = 1,689 \times 10^{-4} m/s$
- $\dot{m}_c = 8,355 \times 10^{-5} \frac{kg}{s}$
- $\bar{\rho}_c = -0,0035 T^2 + 1,7956 T + 768,32 \frac{kg}{m^3}$
- $\bar{Cp}_c = 1,189 \cdot 10^{-5} T^2 - 7,512 \cdot 10^{-3} T + 5,366 \frac{kJ}{kg K}$
- $\bar{k}_c = 9,934 \cdot 10^{-6} T^2 + 7,611 \cdot 10^{-3} T - 0,7789 \frac{W}{m K}$
- $\bar{\mu}_c = 1,655 \cdot 10^{-7} T^2 - 1,184 \cdot 10^{-6} T + 2,153 \cdot 10^{-2} \frac{kg}{m s}$

Com os inputs selecionados e definindo então o número de iterações para 200, a temperatura média dos escoamentos nas superfícies de saída foi expressa no gráfico ilustrado na Figura 31.

Figura 31: Temperatura média de saída dos fluidos na simulação 4



Fonte: Autor

Nesse modelo, então, a temperatura de saída do óleo e da água são respectivamente a 16,5 °C e 82°C, ou seja, se encaixando perfeitamente nas condições de projeto. O calor total

trocado no processo e o coeficiente de troca térmica foram então determinados para esse modelo de maneira análoga aos processos apresentados na Seção 5.4.

$$Q = \overline{Cp}_h \cdot \dot{m}_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = 4 \cdot 1,667 \times 10^{-4} \cdot (90 - 16,5) = 0,049 \text{ kW} \quad (5.27)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} = \frac{(90 - 82) - (16,5 - 10)}{\ln\left(\frac{90 - 82}{16,5 - 10}\right)} = 7,22 \text{ °C} \quad (5.28)$$

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \Rightarrow U = \frac{0,049}{0,08 \cdot 7,22} = 84,834 \frac{W}{m^2K} \quad (5.29)$$

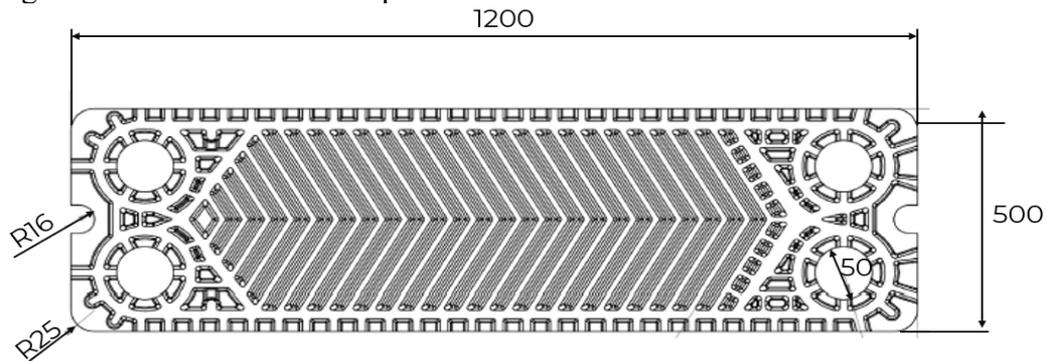
De maneira geral, esse grande ganho nos parâmetros de transferência de energia térmica justificam o emprego de vários pares de placas em trocadores aliados a baixas espessuras das placas. Como o aumento valor do coeficiente global de transferência térmica verifica-se o ganho de eficiência com a redução da temperatura, visto que ele é independente da área do trocador. Apesar de aumentar o custo do trocador, a estratégia se mostra bastante eficiente para atingir os resultados e, como mostra os resultados, demonstra a eficácia dessa estratégia em trocadores comerciais.

6. PROGRAMA T CALOR

Para a solução usando o Programa TCALOR é necessário antes definir os valores das propriedades dos fluidos e do trocador de calor, sendo essas as variáveis conhecidas do projeto, foram as próprias mencionadas na Seção 3.2. Para inserir as informações do trocador de calor é necessário dados ainda não informados no trabalho. Para isso foram utilizadas as características geométricas do modelo comercial abaixo, empregado para sistemas com vazões e fluidos semelhantes ao sistema analisado no trabalho. Isso faz com que a solução seja próxima ao modelo real.

Serão realizadas duas configurações geométricas diferentes fazendo uso do algoritmo, a configuração 1 com dimensões próximas aos modelos dimensionados anteriormente e a simulação 2 procurando encontrar dimensões menores, visando otimizar o espaço e redução da espessura do canal de passagem dos fluidos, visando observar o ganho na eficiência do trocador devido a redução da espessura da zona de estagnação. Esse teste de possibilidades é realizado com muita eficiência no programa.

Figura 32: Geometria de uma placa do trocador de calor



Fonte: Autor.

Os parâmetros então que foram inseridos do trocador de calor da configuração 1 estão listadas abaixo:

- Material: Aço
- Condutividade Térmica: 52 W/m²K
- Comprimento das placas: 10 m
- Distância entre placas: 1 cm
- Largura das placas: 3,5 m
- Número de placas: Variável

Com os dados já selecionados e colocados para compilação, foi possível obter os resultados. Para a solução o algoritmo recorreu principalmente às correlações de Gut^[10]. Para a primeira configuração variando o número de pares de placas foi possível obter os resultados presentes na tabela 4.

Tabela 4: Configuração 1 variando o número de pares de placas

Pares de Placas	Área [m ²]	T _(h,o) [°C]	U [W/m ² K]	Q [kW]
1	40,5	32,696	57,223	38,212
2	80,5	26,547	57,313	42,311
5	201,25	21,339	57,393	45,783

Fonte: Autor.

Ao se comparar a temperatura de saída entre as diferentes configurações é nítida a diferença de temperatura na saída do fluido quente com o aumento da área de troca proporcionado pelo aumento exclusivo de placas para troca térmica. O valor do coeficiente global de transferência térmica U pouco se altera. Ainda, ao pensar geometricamente no problema proposto, o trocador de calor seria muito grande para a aplicação.

Logo, será testada uma outra configuração com menores dimensões de cada placa e usando mais pares de placa para tentar atingir o objetivo de obter uma temperatura na saída de óleo com menos de 30 °C. Ao se mudar apenas a área de transferência térmica mantendo as

outras características é evidente que o calor trocado diminuirá. Para aumentar a eficiência do trocador foi diminuída a espessura do canal dos escoamentos. As propriedades dos fluidos serão as mesmas da simulação anterior. Segue abaixo os parâmetros da configuração 2 inseridos no algoritmo para solução do problema.

- Comprimento das placas: 0,5 m
- Distância entre placas: 1 mm
- Largura das placas: 0,5 m
- Número de placas: Variável

Tabela 5: Novos parâmetros selecionados na configuração 2 em variando em função do número de placas

Pares de Placas	Área [m ²]	T _(h,o) [°C]	U [W/m ² K]	Q [kW]
1	0,288	74,839	568,245	10,101
5	1,438	48,261	569,474	27,832
10	2,875	36,946	571,183	35,377
20	5,75	29,164	572,293	40,566

Fonte: Autor.

Observa-se claramente a diferença entre os coeficientes de troca térmica dos valores simulados na Tabela 4 e Tabela 5. O grande responsável por esse ganho de eficiência foi a redução da distância entre as placas, acontecendo o mesmo fenômeno demonstrado na simulação 4 do modelo simulado no Ansys, a redução da espessura da camada limite. Isso permitiu que o trocador concluísse a sua função de projeto ocupando um espaço consideravelmente menor. Mas como já foi mencionado, pela geometria do trocador de placas, esse acréscimo de área não impacta significativamente no volume ocupado pelo trocador, sendo essa a sua grande vantagem. A grande desvantagem está na perda de carga visto que quanto maior o número de placas e menor a espessura para o fluido correr, maior é a queda de pressão de trocadores. Tal parâmetro não está sendo analisado neste trabalho.

7. DISCUSSÕES E CONCLUSÃO

A Tabela 6 exhibe os resultados de todos os métodos analíticos e numéricos para facilitar as comparações.

Tabela 6: Comparação dos valores obtidos nos métodos estudados

Método	Área [m ²]	T _(h,o) [°C]	U [W/m ² K]	Q [kW]
DTML – Menor U tabelada	27,850	30	100	40,0

DTML – Maior U tabelado	7,957	30,0	350,0	40,0
ε -NTU	35,788	30,0	81,965	40,0
Simulação 1 – Propriedades dos fluidos constantes	40,0	37,5	30,715	35,0
Simulação 2 – Propriedades da água variando de acordo com a temperatura	40,0	37,0	29,987	35,3
Simulação 3 – Alteração da geometria de entrada dos fluidos nas placas	40,0	32,5	39,554	38,3
Simulação 4 – Alteração da geometria para duas camadas de troca térmica	80,0	16,5	84,834	49,0
Modelo TCALOR – Configuração 1 com 2 pares de placas	80,5	26,547	57,313	42,311
Modelo TCALOR – Configuração 2 com 20 pares de placas	5,75	29,164	572,293	40,566

Fonte: Autor.

O objetivo principal do trabalho é comparar os resultados obtidos dentre os vários métodos de dimensionamento, analíticos e computacionais. Foi escolhido um problema comum que envolvia baixos valores de Reynolds para ver o limite das teorias analíticas, visto que estas não modelam perfeitamente a influência da camada limite devido a simplificações feitas em sua teoria.

As soluções calculadas com o uso do método DTML foram obtidas com a suposição do valor do coeficiente global de transferência térmica U . Essa suposição deve ser evitada para fins práticos e ser usada somente para considerações iniciais e análises primárias pois muitos parâmetros influenciam no valor de tal variável como geometria do trocador, propriedades físicas e químicas do escoamento entre outras. A influência da camada limite, motivo de baixa eficiência do sistema dimensionado, de forma alguma é representada no modelo, visto que ela afetaria o valor de U que foi imposto levando em consideração apenas os fluidos que participam da transferência térmica.

Já a solução ε -NTU resultou em um coeficiente global de transferência térmica de 81,695 W/m^2K , inferior aos valores presentes na Tabela 1. O valor de U é baixo devido aos coeficientes convectivos terem baixos valores sendo estes retirados da Tabela 2. Isso impacta negativamente no rendimento do trocador térmico.

Nos modelos simulados, ao comparar a simulação 1 com a 2 nota-se que acrescentar a variação das propriedades da água com a temperatura não afeta consideravelmente o resultado se comparado à modelos que fazem uso de tais propriedades constantes calculadas com base em uma temperatura intermediária. A simplificação de não mistramento das linhas de fluxo

que, apesar de na natureza nunca ser perfeitamente verificada, ela pode ser sim válida em modelos de trocadores em que os fluidos, como o dimensionado acima. Todavia deve-se manter atenção no gradiente de temperatura e na intensidade de como a viscosidade varia de acordo com tal propriedade, pois dependendo desses dois parâmetros pode haver mais ou menos divergência em fazer a simplificação ou não.

A simulação 3, a qual teve inserção dos bocais de entrada e saída de fluido, apresentou uma melhora se comparado aos dois modelos anteriores. A disposição dos escoamentos, agora contracorrente, melhorou a eficiência do sistema. Tal melhora corrobora a bibliografia que colocam os modelos contracorrentes como os mais eficientes, tal como afirma (INCROPERA et al, 2011). Apesar de todas as melhoras ainda sim o problema simulado ainda apresentava um baixo valor de U e, por isso, não conseguia disponibilizar uma temperatura de saída menor que $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

O fator que estava gerando a perda de eficiência foi visualizado ao plotar o perfil de velocidades do escoamento, onde foi possível identificar a região anular de estagnação na interface onde ocorria a troca térmica. Na simulação 4 foi reduzido o canal de passagem dos fluidos pela metade com intuito de combater a zona de estagnação, diminuindo a sua espessura. Foi adicionado também na simulação mais um par de placas para a realização da troca térmica, dividindo o fluxo mássico inicial entre os dois pares. Após a simulação, os resultados obtidos foram bastante satisfatórios, entregando a demanda de projeto. Como o valor de U mais que dobrou se comparado à simulação anterior, e este parâmetro independe da área, é possível concluir que houve de fato um ganho na eficiência do mesmo associado puramente à redução da espessura da zona de estagnação.

O programa TCALOR se mostrou um formidável método analítico para o dimensionamento de trocadores devido à automatização dos procedimentos de cálculos e uso de correlações. A configuração 1 testada, com grande área de troca e grande espessura para passagem dos fluidos apresentou baixo valor de U . Já a configuração 2, com área de troca muito menor mas com distância entre as placas também menor, apresentou um valor de U consideravelmente maior, o que permitiu entregar a demanda (temperatura de saída do óleo menor que $30\text{ }^{\circ}\text{C}$) com uma área bem menor. Além disso, ressalta-se que ao analisar individualmente cada uma das duas configurações, o valor de U é praticamente o mesmo com o aumento da área.

8. PROJETOS FUTUROS

Esse trabalho proveu análises sobre métodos analíticos e numéricos de dimensionamento de trocadores de calor voltados apenas para a parte de transferência de calor. As soluções numéricas podem ser incrementadas através da inserção de novas características geométricas de trocadores, como as ranhuras Chevron, ângulos de curvatura, aproximando a análise dos modelos comerciais. Além disso, análises do comportamento do gradiente de pressão também fornecem um bom horizonte para novos projetos visto que tal variável não foi priorizada neste documento.

Há ainda as soluções experimentais, que envolvem a construção física e testes reais com trocadores são uma boa frente de análise para o problema pensado. Isso exigiria mais recursos todavia mostraria detalhes do comportamento real dos resultados, podendo ser comparados aos mesmos modelos simulados em softwares.

9. REFERÊNCIAS

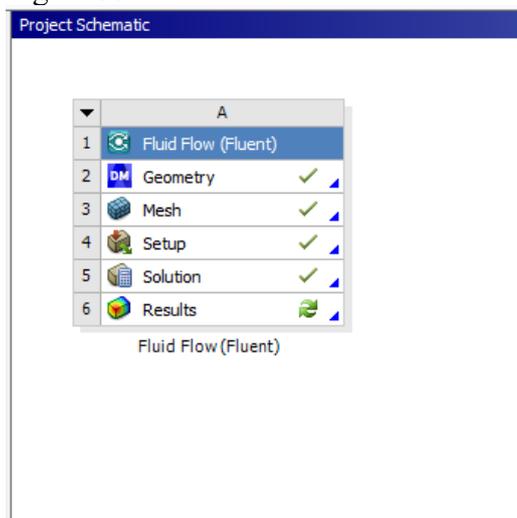
1. INCROPERA, F.; BERGMAN, T.; LAVINE, A.; DEWITT, D.; **Introduction to heat transfer**, 7 ed., New York: J. Wiley, 2011.
2. SHAH, K. R.; SEKULIĆ, D. P. **Fundamentals of heat exchangers design**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003.
3. GUT, J.A.W., PINTO, J.M., 2003. **Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations**. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (14), 2571–2585
[https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00040-1](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00040-1)
4. ANDREA L., GIORGIO G., and ANDREA V, (2015), **CFD Analysis of Convective Heat Transfer Coefficient on External Surfaces of Buildings**, *Sustainability Journal* 7,9099.
<https://doi.org/10.3390/su7079088>
5. COELHO, J. C.; **Energia e Fluidos: Transferência de calor**. São Paulo: Edgar Blucher Ltda., 2016. 202 p. 3 v.
6. HOLMAN, J.P., **Heat Transfer**, 10 ed., New York: Mc Graw Hill, 2010.
7. ÇENGEL, Y.A.; GHAJAR, A.J. **Transferência de Calor e Massa – Uma abordagem prática**, 4ª ed. Porto Alegre: Mc Grall-hill, 2012.
8. KURMAR. V, A.K. Tiwari, S.K. Ghosh, **Effect of chevron angle on heat transfer performance in plate heat exchanger using ZnO/water nanofluid**, *Energy Convers. Manag.* 118, 142–154. (2016)
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.086>
9. LEE, J. and LEE, K.S. **Flow characteristics and thermal performance in chevron type plate heat exchangers**. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 78, Pages 699-706 (2014).

10. GUT, J. A. W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. USP, 2003
11. NILPUENG, K. et All. **Effect of chevron angle and surface roughness on thermal performance of single-phase water flow inside a plate heat exchanger**, International Communications in Heat and Mass Transfer 91 (2018) 201–209.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.12.009>
12. ANSYS User's Guide, ANSYS, Inc., 275 **Technology Drive Canonsburg**,. PA 15317, November 2013.
13. TADINI, C.C., TELIS, V.R.N., MEIRELLES, A.J.A., PESSOA FILHO, P.A. **Operações Unitárias na Indústria de Alimentos**. 1 ed., Rio de Janeiro: LTC Editora, 2016.
14. ANDERSON, John D. **Computational Fluid Dynamics: The Basics With Applications**. New York: McGraw-Hill, 1995.
15. KERN, D. Q. **Process Heat Transfer**. New York: MacGraw-Hill, 1950
16. ESDU 86018, **Effectiveness-NTU Relations for the Design and Performance Evaluation of Twostream Heat Exchangers**, Engineering Science Data Unit 86018 with amendment, July, ESDU International plc, London, 92 (1991).
<https://doi.org/10.1590/S0104-66322007000400005>
17. KAYS, W.M., LONDON, A.L., **Compact Heat Exchangers**, Third Ed., McGraw Hill, New York (1998).

APÊNDICE A – DETALHES DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Foi usado apenas a toolbox Fluent do Ansys para realizar as simulações, contendo o Geometry, Mesh, Setup, Solution e Results.

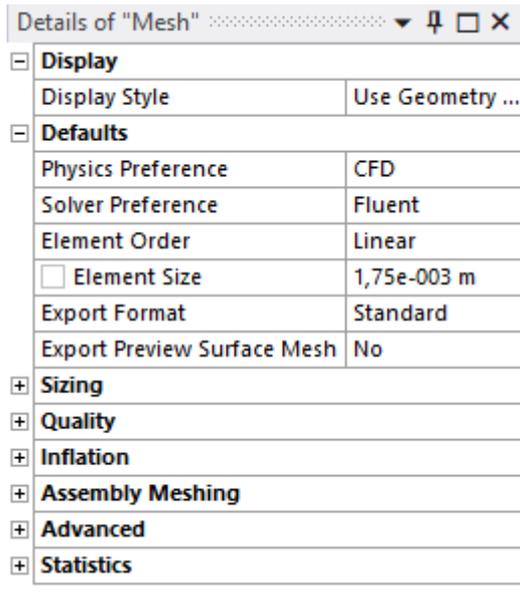
Figura 33: Área de trabalho do software



Fonte: Autor.

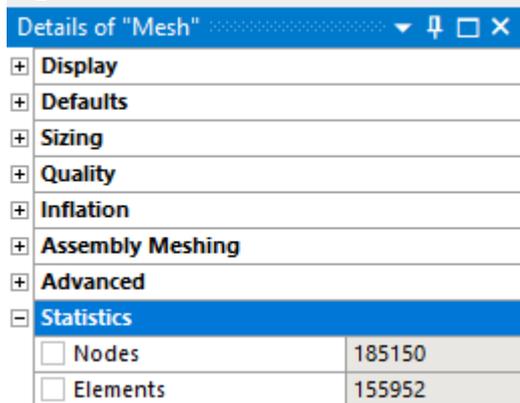
Sobre a malha computacional é importante mencionar que os elementos possuem 1,75 mm de tamanho, sendo a afirmativa válida para todas as simulações. Já a quantidade de nós e elementos varia um pouco nas simulações 3 e 4 devido à alteração na geometria, porém ficando ainda na ordem dos números apresentados na Figura 27.

Figura 34: Tamanho dos elementos da malha



Fonte: Autor.

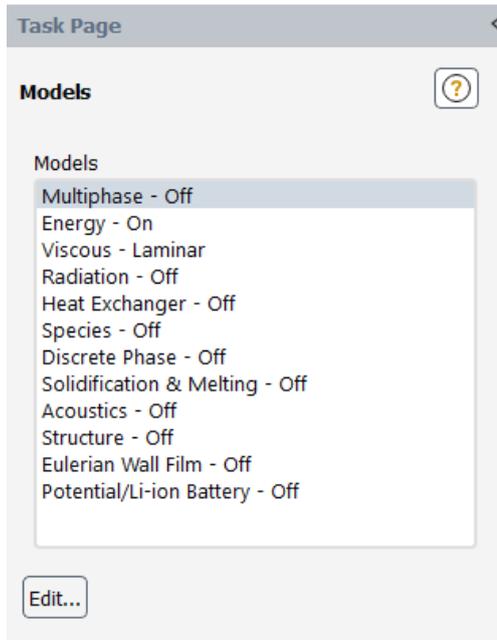
Figura 35: Número de elementos e nós da malha



Fonte: Autor.

Passando agora para os parâmetros de dados de entrada do processo de solução, na guia models é possível inserir parâmetros e características que serão considerados nas equações 13, 14 e 15, que serão resolvidas elemento a elemento.

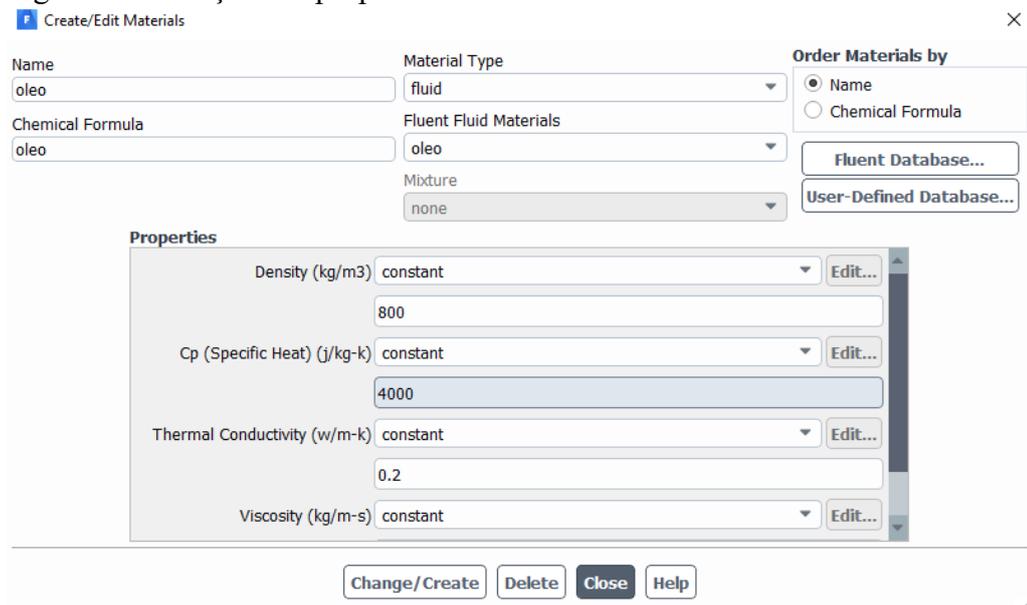
Figura 36: Guia models do Fluent



Fonte: Autor.

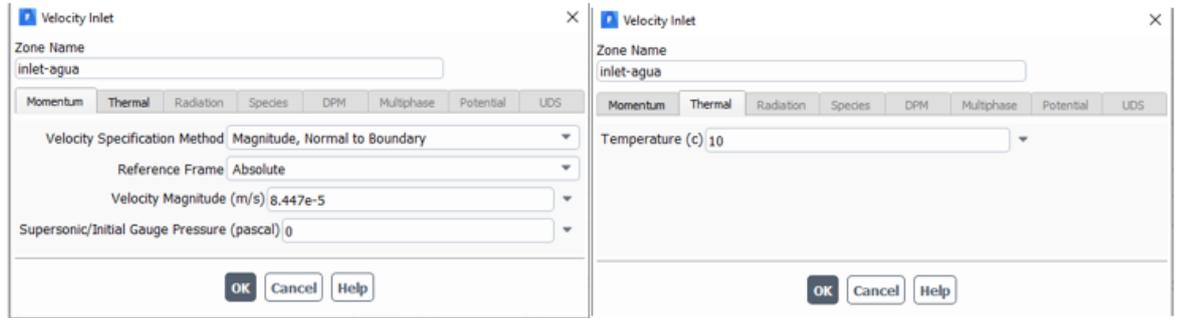
As informações referentes às propriedades dos fluidos não foram retirados de bibliotecas do próprio ansys e sim inseridos com valores conforme expressos no trabalho. O input de tais parâmetros e os valores de entrada dos fluidos foram adicionados à simulação por meio das guias Materials e Boundary Conditions, respectivamente.

Figura 37: Inserção das propriedades do óleo no modelo



Fonte: Autor.

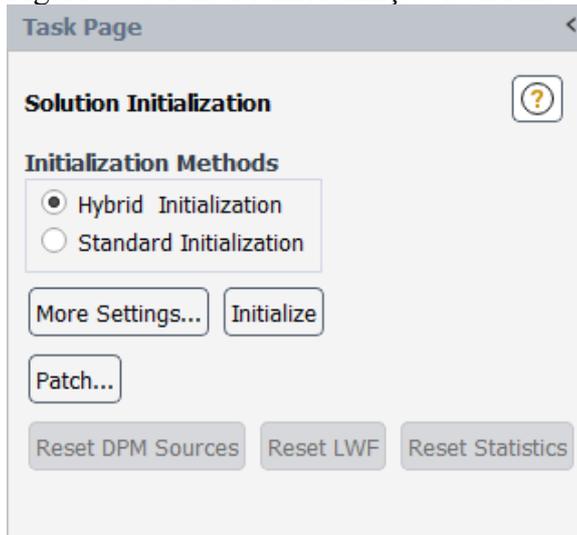
Figura 38: Informações da entrada de água referente à simulação 1



Fonte: Autor.

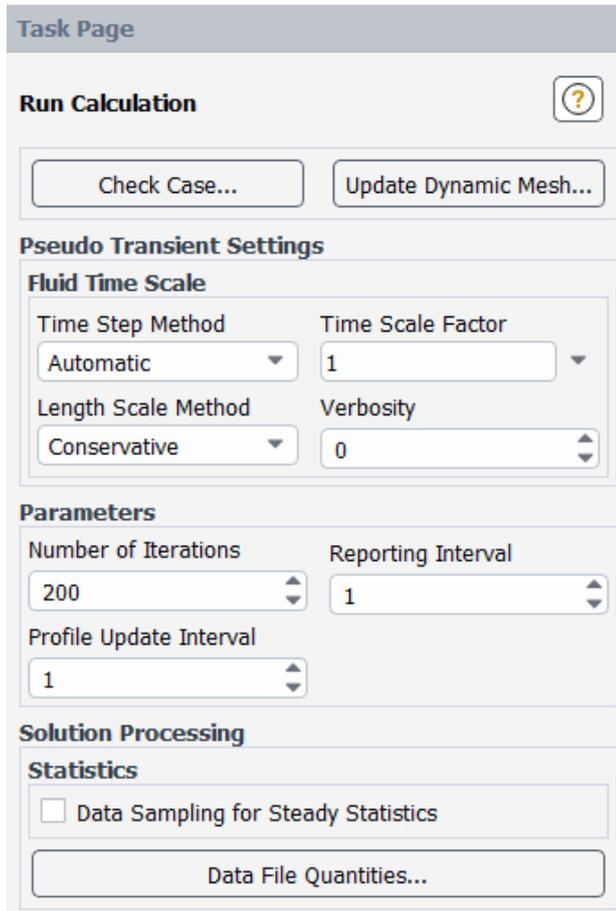
Antes de cada simulação, foi feito o uso da ferramenta de inicialização híbrida do Fluent que acelera o processo de convergência de simulações que contenham mais de uma região de entrada^[12]. O processo em si de solução foi resolvido com 200 iterações para todas as simulações e com os parâmetros apresentados na Figura 32.

Figura 39: Menu de inicialização do fluent - Inicialização híbrida



Fonte: Autor.

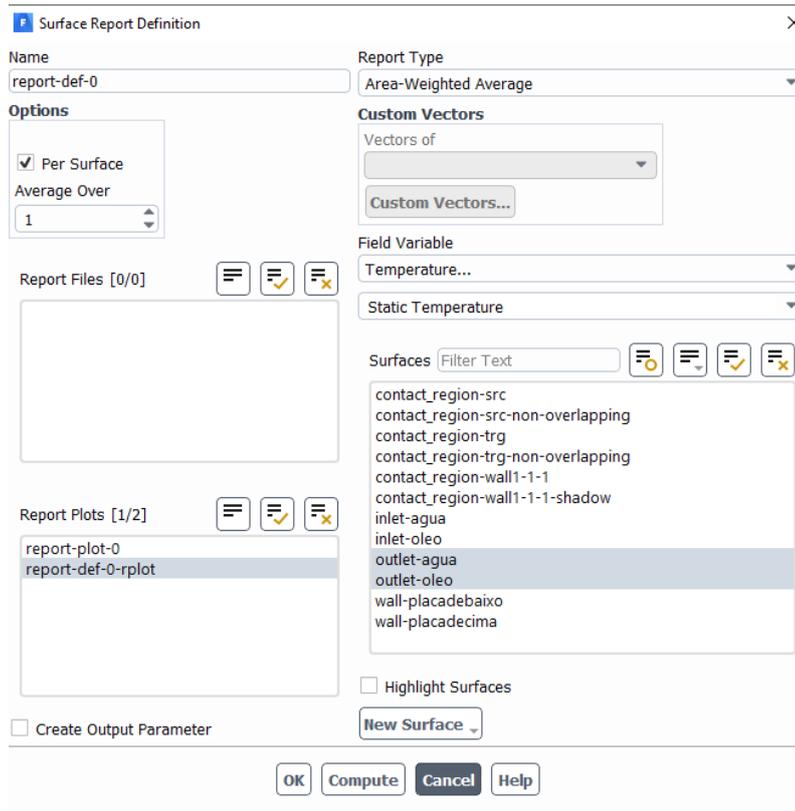
Figura 40: Aba de opções de cálculos da simulação



Fonte: Autor.

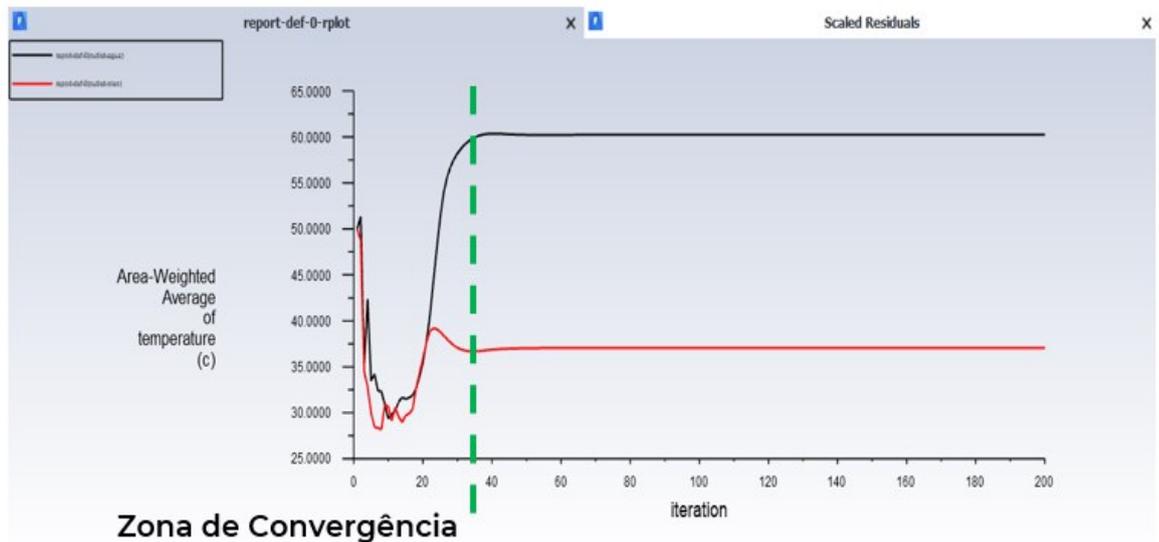
Os gráficos plotados contendo as médias das temperaturas de saída de ambos os fluidos foi definida através da guia de Surface Report Definition, na qual foi selecionada a temperatura para ser obtida via média na área de saída de ambos os fluidos. Além de conter o próprio valor da resposta, é possível notar também a zona de convergência, podendo detectar incoerências antes de terminar a simulação.

Figura 41: Definição da plotagem das temperaturas médias nas áreas de saída



Fonte: Autor.

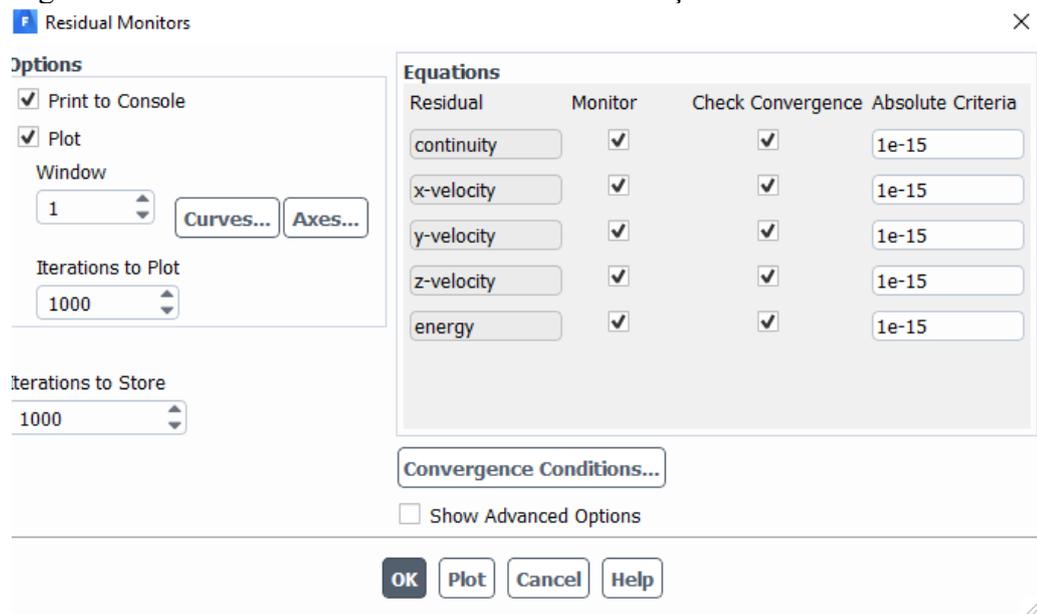
Figura 42: Apresetação da região de convergência na simulação 1



Fonte: Autor.

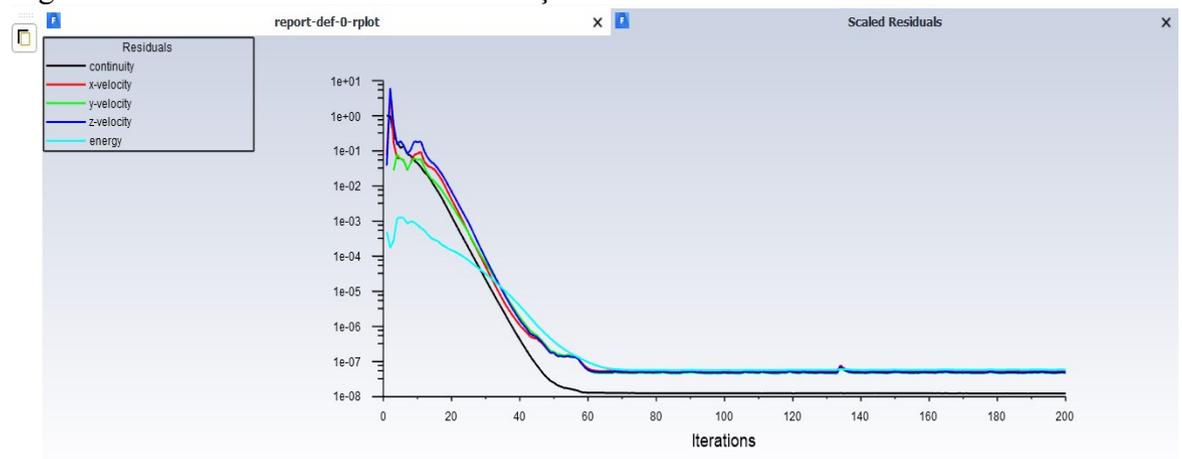
Os resíduos também foram monitorados no trabalho, não sendo exibidos nos tópicos anteriores por não terem apresentado qualquer problema na simulação. O seu monitoramento, sendo verificável também a convergência, foi determinado pela guia Residual, na aba Monitors. Foram verificados a continuidade, velocidades e energia.

Figura 43: Painel de controle de resíduos na simulação



Fonte: Autor.

Figura 44: Gráfico de resíduos na simulação 1

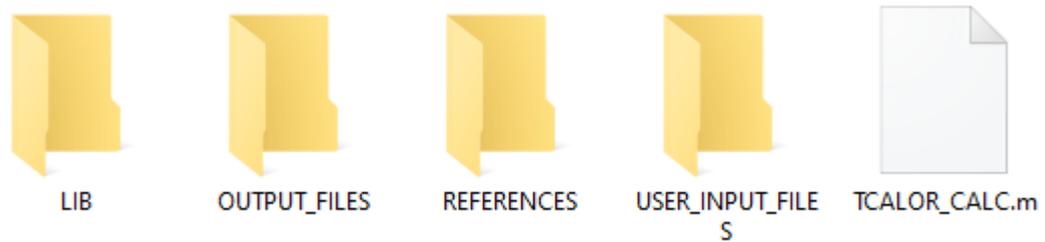


Fonte: Autor.

O programa pode ser obtido através do link abaixo e necessita do MATLAB para ser lido: <https://drive.google.com/drive/folders/1yKXdOFyFa4Lde1uHH0mkM11ol5RrFIxd>

Ao realizar download ele virá na forma das seguintes pastas:

Figura 45: Pastas e arquivo principal do programa TCALOR



Fonte: Autor.

A pasta LIB contém as funções que serão utilizadas para os cálculos do programa. A OUTPUT_FILES armazena os arquivos com as variáveis de saída após a compilação do problema, guardando assim as respostas do dimensionamento. Já a pasta REFERENCES contém alguns trabalhos e livros utilizados para construção teórica dos cálculos, servindo como ponto de verificação e aprendizado por parte dos usuários. Já a pasta USER_INPUT_FILES são onde os arquivos contendo as variáveis de entrada devem ser inseridos para que sejam lidos pelo programa. Por fim, o arquivo TCALOR_CALC.m é o arquivo principal do programa, na qual é inserido o nome do arquivo de entrada contendo as variáveis de entrada, sendo responsável por chamar as funções na pasta LIB e gerar os resultados. Estes por sua vez são dispostos no próprio MATLAB e também salvos na pasta OUTPUT_FILES.

O primeiro passo para utilizar corretamente o programa é montar o seu arquivo de entrada. Para isso pode-se usar o arquivo USER_DATA_ALL_VARS.m que contém todas as variáveis que podem ser inseridas no programa. Através dele seleciona-se quais delas têm-se o conhecimento e, as restantes, serão obtidas com a resposta. Segue abaixo uma figura contendo uma visão inicial do arquivo citado.

Figura 46: Alguns dos inputs de dados do trocador de calor possíveis no programa

```

1 |=====
2 | % Dados de entrada
3 |=====
4 | % Objetivo: Leitura dos dados de entrada do usuario
5 |=====
6 |
7 |-----
8 | %% Dados do trocador
9 |-----
10 | TC.type      = 'casco_tubo';           % Tipo do trocador de calor. Disponivel: bitubular, compacto, casco_tubo
11 | TC.flowDirection = 'contra_correntes'; % Sentido das correntes do trocador de calor. Disponivel: contra_correntes, correntes paralelas
12 | TC.conservState = 'novo';             % Estado de conservacao do trocador de calor. Disponivel: novo, usado
13 | TC.material   = 'aco';                % Material de construcao do trocador de calor. Disponivel: 'aco'.
14 | TC.U         = 100                    * (u.W/(u.m^2*u.K)); % Coeficiente global de transferencia de calor [W/(m^2*K)]
15 | TC.Uc        = 100                    * (u.W/(u.m^2*u.K)); % Coeficiente global de transferencia de calor limpo [W/(m^2*K)]
16 | TC.t         = 1e-3                   * (u.m);           % Espessura da parede do tubo interno [m]
17 | TC.q         = 2131                   * (u.W);           % Calor trocado entre os dois fluidos [W]
18 | TC.L         = 10                     * (u.m);           % Comprimento do trocador de calor [m]
19 | TC.F         = 1;                     % Fator de correcao para o metodo LMTD
20 | TC.k         = 70                      * (u.W/(u.m*u.K)); % Condutividade termica do material [W/(m*K)]
21 |
22 |
23 | % Tipo 'bitubular'
24 | TC.di        = 0.025                  * (u.m);           % Diâmetro do tubo interno [m]
25 | TC.Di        = 0.045                  * (u.m);           % Diâmetro interno do tubo externo [m]
26 |
27 | % Tipo 'compacto' - 1 passe
28 | TC.ChannelHeight = 218e-5            * (u.m);           % Distância entre placas para trocador de calor de placas [m]
29 | TC.plateWidth  = 0.131               * (u.m);           % Largura das placas do trocador de calor [m]
30 | TC.numberOfPlates = 60;              % Número de placas internas

```

Fonte: Autor.

Selecionadas as variáveis conhecidas, altera-se o valor base que está no arquivo padrão para os dados do trocador e dos fluidos presentes no problema de dimensionamento junto com suas respectivas unidades, visto que o programa possui recursos para conversão das mesmas. Com o programa de entrada já pronto deve salvá-lo na pasta USER_INPUT_FILES. Por fim, no arquivo TCALOR_CALC.m deve inserir o nome do seu programa com as variáveis de entrada na linha reservada e compilá-lo no MATLAB. Se não tiver informações insuficientes ou incorretas o próprio T Calor irá identificar o método de solução (LMTD ou ϵ -NTU) baseado em quais variáveis foram inseridas e irá mostrar os resultados e resíduos associados a solução. Segue abaixo algumas imagens do funcionamento do programa.

Figura 47: Inputs de uma das configurações simuladas na Seção 6

```

%-----
%% Dados do trocador
%-----
TC.type      = 'compacto';           % Tipo do trocador de calor. Disponivel: bitubular, compacto, casco_tubo
TC.flowDirection = 'contra_correntes'; % Sentido das correntes do trocador de calor. Disponivel: contra_correntes, corren
TC.conservState = 'novo';             % Estado de conservacao do trocador de calor. Disponivel: novo, usado
TC.material   = 'aco';                % Material de construcao do trocador de calor. Disponivel: 'aco'.
TC.t         = 0.1e-3                 * (u.m);           % Espessura da parede do tubo interno [m]
TC.L         = 0.5                    * (u.m);           % Comprimento do trocador de calor [m]
TC.F         = 0.675;                 % Fator de correcao para o metodo LMTD
TC.k         = 52                     * (u.W/(u.m*u.K)); % Condutividade termica do material [W/(m*K)]

% Tipo 'compacto' - 1 passe
TC.ChannelHeight = 0.001 * (u.m);           % Distância entre placas para trocador de calor de placas [m]
TC.plateWidth  = 0.5 * (u.m);           % Largura das placas do trocador de calor [m]
TC.numberOfPlates = 20;                 % Número de placas internas
TC.grooves     = false;                 % Placas com ranhuras Chevron? 'true' ou 'false'
TC.groovesAngle = 30 * (u.deg);         % ângulo das ranhuras Chevron [°]
TC.Dp          = 0.05 * (u.m);         % Diâmetro do orificio do furo das placas [m]
TC.enlargementFactor = 1.15;           % fator de alargamento. Gut (2003) ainda destaca que o valor do fator de alargamen

%% Dados do fluido 1
clear FLUID;

```

Fonte: Autor.

Figura 48: Alguns dos outputs gerados pelo programa T Calor

```

=====
| ( * ) ( ( \ ) ( / ) ) |
| ^ / ( ) \ ( / ( ) \ ( / ) ) |
| ( ) ( ) ( ( ) ( ( / ) ( ) \ / ) ) |
| ( _ ( ) ) \ _ ) \ _ \ ( ) ( ) ( ) |
| | _ _ | ( / _ | ) \ \ ( ) | | / _ \ | _ \ | | | |
| | | | | ( _ / _ \ | | _ | ( ) | | / |
| | | | \ _ | / \ \ \ | _ | \ \ / | | \ |
|=====
| 2021 by Joao Rodrigo ANDRADE |
| Universidade Federal de Uberlandia |
| joao.andrade@ufu.br |
| Feel free to modify as needed. |
|=====

=====
| Dados de entrada do usuário |
|=====
| Arquivo de entrada: USER_DATA_TCC_VITOR |
|
| Dados do trocador de calor |
|
| Tipo de trocador de calor..... compacto
|
|=====
Dados do trocador de calor
Tipo de trocador de calor..... compacto
Direção dos escoamentos..... contra_correntes
Estado de conservação..... novo
Material dos tubos..... aco
Espessura dos tubos..... t 0.0001*(m)
Comprimento do trocador..... L 0.5*(m)
Fator de correção da LMTD..... F 0.675
Condutividade do trocador..... k (52.0*(kg)*(m))/((K)*(s)^3)
Distância entre placas..... 0.001*(m)
Largura das placas..... 0.5*(m)
Número de placas internas..... 20.0
Placas com ranhuras Chevron..... false
Ângulo das ranhuras Chevron..... 0.523599*(rad)
Diâmetro do orifício do furo das placas. 0.05*(m)
Fator de alargamento..... 1.15
Média log. das dif. de temp.....LMTD 13.7943*(K)
Potência máx. do trocador de calor..qMax (53344.0*(kg)*(m)^2)/(s)^3
Efetividade do trocador de calor.....e 0.760455
Núm. de unidades de transf.....NTU 4.93485
Capacitância térmica min.....Cmin (666.8*(kg)*(m)^2)/((K)*(s)^3)
Capacitância térmica máx.....Cmax (598.5894*(kg)*(m)^2)/((K)*(s)^3)
Coef. global de transf. de calor.....U (572.273*(kg))/((K)*(s)^3)
Área de troca de calor.....A 5.75*(m)^2
Volume total do troc. de calor...volTot 0.00525*(m)^3
Potência trocada entre os fluidos.....q (40565.7*(kg)*(m)^2)/(s)^3

```

Fonte: Autor.