UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA – UNESP
Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá

MANUEL ANTHONY TORIBIO PACHERRES UCHALIN

UTILIZAÇÃO DE SIMULAÇÕES NUMÉRICAS EULERIANAS PARA AVALIAR O ACRÉSCIMO DE TROCA TÉRMICA EM UM TROCADOR DE CALOR DA INDÚSTRIA DE ÓLEO E GÁS QUE UTILIZA NANOFLUIDOS.

Guaratinguetá - SP
2024

MANUEL ANTHONY TORIBIO PACHERRES UCHALIN

UTILIZAÇÃO DE SIMULAÇÕES NUMÉRICAS EULERIANAS PARA AVALIAR O ACRÉSCIMO DE TROCA TÉRMICA EM UM TROCADOR DE CALOR DA INDÚSTRIA DE ÓLEO E GÁS QUE UTILIZA NANOFLUIDOS.

Dissertação apresentada à Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia e Ciências do Campus de Guaratinguetá, para obtenção do título para obtenção do título de Grau acadêmico Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica.

Orientador (a): Prof. Dr. Alex Mendonça Bimbato

Co-orientadores: Prof. Dr. Andrés Mendiburu Zevallos
Prof. Dr. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque

Guaratinguetá - SP

2024

Uchalin, Manuel Anthony Toribio Pacherres
U17u Utilização de simulações numéricas eulerianas para avaliar o acréscimo de troca térmica em um trocador de calor da indústria de óleo e gás que utiliza nanofluídos / Manuel Anthony Toribio Pacherres Uchalin - Guaratinguetá, 2024.
187 f : il.
Bibliografia: f. 112-131

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá, 2024.

Orientador: Prof. Dr. Alex Mendonça Bimbato
Coorientador: Prof. Dr. Andrés Mendiburu Zevallos
Coorientador:Prof. Dr. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque

1. Calor - Transmissão. 2. Fluidodinâmica computacional. 3. Nanopartículas. 4. Dinâmica dos fluídos. I. Título.

CDU 536.24(043)

Luciana Máximo
Bibliotecária/CRB-8 3595

IMPACTO POTENCIAL DESTA PESQUISA

Dentre as contribuições potenciais do trabalho, citam-se aquelas que têm maior impacto nos setores acadêmico, industrial (especialmente na indústria de óleo e gás) e na sociedade em geral:

- Desenvolvimento de um trabalho científico baseado em uma análise bibliométrica robusta, de forma a obter-se e publicar-se resultados de bom nível acadêmico e que sejam de interesse do setor de óleo e gás;

- Utilização de substâncias não convencionais, como os nanofluidos, em equipamentos térmicos, tornando-os mais eficientes, o que acarreta em ganhos de produtividade nos processos industriais, em redução de volume dos equipamentos térmicos, em economia de energia e em menor impacto ambiental.

POTENTIAL IMPACT OF THIS RESEARCH

Among the potential contributions of the work are those that have the greatest impact on the academic and industrial sectors (especially the oil and gas industry) and on society in general:

- Development of scientific work based on a robust bibliometric analysis, in order to obtain and publish results of a good academic quality that are of interest to the oil and gas sector;

- The use of unconventional substances, such as nanofluids, in thermal equipment, making them more efficient, which results in productivity improvements in industrial processes, a reduction in the volume of thermal equipment, energy savings and less environmental impact.

MANUEL ANTHONY TORIBIO PACHERRES UCHALIN

Utilização de simulações numéricas eulerianas para avaliar o acréscimo de troca térmica em um trocador de calor da indústria de óleo e gás que utiliza nanofluidos.

Dissertação apresentada à Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá, para obtenção do título de Mestre em Engenharia

Data da defesa: 25/11/2024

Banca Examinadora:

ALEX MENDONCA BIMBATO:95108874120
Assinado de forma digital por ALEX MENDONCA BIMBATO:95108874120
Dados: 2024.11.25 16:16:51 -03'00'

Prof. Dr. ALEX MENDONÇA BIMBATO

Orientador - UNESP

gov.br Documento assinado digitalmente
NESTOR PROENZA PEREZ
Data: 26/11/2024 11:20:28-0300
verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. NESTOR PROENZA PÉREZ

UNESP

gov.br Documento assinado digitalmente
MARCOS ANDRE DE OLIVEIRA
Data: 26/11/2024 09:48:33-0300
verifique em https://validar.iti.gov.br

Prof. Dr. MARCOS ANDRÉ DE OLIVEIRA

Instituto de Geociências e Ciências Exatas

Dedico este trabalho aos meus pais por terem me transformado na pessoa que sou hoje; todos os meus sucessos devem-se a vocês.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a *Deus* por sua infinita bondade e amor eterno. Obrigado por iluminar meu caminho e dar-me forças.

Aos meus pais Manuel e Yoli e aos meus irmãos Davor e Jared, pelo amor e apoio incondicional que guiam cada passo da minha vida.

Ao meu orientador, *Professor Dr. Alex Mendonça Bimbato*, por sua valiosa orientação e apoio no desenvolvimento deste projeto, que tem sido fundamental para meu crescimento acadêmico e profissional.

Aos meus co-orientadores, *Professores Dr. Andrés Mendiburu e Dr. Roberto Chucuya*, por sua colaboração e orientação adicional neste projeto.

À Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) e ao Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovações (MCTI), pelo apoio financeiro deste projeto através do programa PRH 34.1 FEG/UNESP.

O Senhor fez todas as coisas para os seus próprios fins.

Versículo bíblico Provérbios 16:4

RESUMO

Os trocadores de calor são equipamentos empregados para transferir energia térmica entre fluidos. Estes dispositivos desempenham um papel fundamental em muitos processos industriais e de engenharia. Nesse contexto, prever e melhorar seu desempenho térmico por meio de simulações numéricas tem um grande impacto nos aspectos técnicos, econômicos e ambientais. O presente trabalho visa avaliar a transferência de calor em um trocador de calor do tipo casco e tubos por meio de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) utilizando o *software* Ansys Fluent. Para tanto, desenvolve-se um modelo simplificado de um trocador de calor do tipo casco e tubos, com seis defletores, o qual opera em regime turbulento. Neste trocador de calor, considera-se que um fluido refrigerante (em um primeiro momento a água e, depois, o nanofluido de Al_2O_3) passa pelo lado do casco e a temperatura das paredes externas dos tubos internos permanece constante. Os resultados revelam que o nanofluido de Al_2O_3 (Óxido de alumínio) desempenha um papel considerável no aumento da taxa de transferência de calor e do coeficiente global de transferência de calor. A condutividade térmica e a concentração das nanopartículas mostram-se influentes nesse fenômeno. No entanto, existe uma penalidade na queda de pressão, especificamente por causa do incremento da massa específica e da viscosidade do nanofluido. Destaca-se que os incrementos mais significativos na taxa de transferência de calor são registrados nas três condições de vazão mássica testadas (0,5 kg/s, 0,6 kg/s e 0,7 kg/s), com uma concentração de nanopartículas de 1,25%, atingindo em média um aumento de 37,83%. Além disso, para concentrações mais baixas, observa-se um aumento de 30,76% quando a concentração é de 1,00%, um incremento de 23,32% à 0,75%, de 15,47% à 0,50% e um acréscimo de 7,16% quando a concentração é de 0,25%, em comparação com o fluido base (água). Para as mesmas condições, os coeficientes globais de transferência de calor experimentam aumentos de 47,84%, 8,51%, 18,70%, 28,62% e 38,32%, respectivamente. No que se refere à queda de pressão, esses aumentos foram de 5,30%, 4,41%, 3,51%, 2,61% e 1,72%, respectivamente. Ressalta-se que a concentração ideal de nanopartículas foi determinada como sendo igual a 1,25%, uma vez que essa concentração proporciona os maiores acréscimos percentuais nas variáveis que influenciam os parâmetros operacionais do trocador de calor, com um impacto sobre a queda de pressão relativamente baixo

Palavras-chave: Trocador de calor do tipo casco e tubos; transferência de calor; dinâmica de fluidos computacional (CFD); nanofluido; nanopartículas de Al_2O_3.

ABSTRACT

Heat exchangers are devices used to transfer thermal energy between fluids. These devices have a fundamental function in many industrial and engineering processes. In this context, predicting and improving their thermal performance through numerical simulations has a great impact on technical, economic and environmental aspects. This work aims to evaluate heat transfer in a shell and tube heat exchanger using Computational Fluid Dynamics (CFD) using the Ansys Fluent software. To this purpose, a simplified model of a shell-and-tube heat exchanger with six baffles and operating in a turbulent regime is developed. In this heat exchanger, it is assumed that a refrigerant fluid (in the first part of this work it will be water, which will then be substituted by the Al_2O_3 nanofluid) passes through the shell side and the temperature of the outer walls of the inner tubes remains constant. The results show that the Al_2O_3 (Aluminum oxide) nanofluid has a considerable role to play in increasing the heat transfer rate and the overall heat transfer coefficient. The thermal conductivity and concentration of the nanoparticles prove to be influential in this phenomenon. However, there is a penalty in the pressure drop, specifically because of the increase in the specific mass and viscosity of the nanofluid. It should be noted that the most significant increases in the heat transfer rate are recorded in the three mass flow conditions tested (0.5 kg/s, 0.6 kg/s and 0.7 kg/s) with a nanoparticle concentration of 1.25%, reaching an average increase of 37.83%. In addition, for lower concentrations, there is an increase of 30.76% when the concentration is 1.00%, an increase of 23.32% at 0.75%, 15.47% at 0.50% and an increase of 7.16% when the concentration is 0.25%, compared to the base fluid (water). For the same conditions, the overall heat transfer coefficients increase by 47.84%, 8.51%, 18.70%, 28.62% and 38.32% respectively. As for the pressure drop, these increases were 5.30%, 4.41%, 3.51%, 2.61% and 1.72%, respectively. It should be noted that the ideal concentration of nanoparticles was determined to be 1.25%, since this concentration provides the highest percentage increases in the variables that influence the heat exchanger's operating parameters, with a relatively low impact on the pressure drop.

Keywords: Shell and tube heat exchanger; heat transfer; computational fluid dynamics (CFD); nanofluid; Al_2O_3 nanoparticles.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Publicações relacionadas ao tema do presente trabalho nos últimos quinze anos..... 32
Figura 2 – Classificação dos trocadores de calor em função de sua construção. 36
Figura 3 – Tipos de trocadores de calor em função da orientação do escoamento: (a) paralelo; (b)contracorrente.....36
Figura 4 – Vista esquemática de um trocador de calor de casco e tubos. 37
Figura 5 – Vista esquemática de um trocador de calor de tubo duplo..... 38
Figura 6 – Vista esquemática de um trocador de calor de placas. 38
Figura 7 – Comparação entre a condutividade térmica de líquidos comuns, polímeros e sólidos..... 39
Figura 8 – Representação esquemática de uma mistura de partículas dispersas em um fluido com concentração diluída e densa. 47
Figura 9 – Representação esquemática do acoplamento entre fases dispersa e contínua numa mistura: uma via, duas vias e quatro vias. 48
Figura 10 – Geometria do trocador de calor do tipo casco e tubos. 59
Figura 11 – Exemplo de volume de controle considerado para a discretização da equação de transporte. 69
Figura 12 – Algoritmo do solver acoplado. 71
Figura 13 – Relação percentual entre as condutividades térmicas do nanofluido e da água.90
Figura 14 – Relação percentual entre as massas específicas do nanofluido e da água. 92
Figura 15 – Relação percentual entre as viscosidades dinâmicas do nanofluido e da água. 92
Figura 16 – Relação percentual entre os calores específicos do nanofluido e da água. 94
Figura 17 – Campo de velocidades do escoamento de água a uma vazão mássica de 0,5 kg/s.....96
Figura 18 – Plano médio do contorno de velocidade para a água a uma vazão mássica de 0,5 kg/s. 96
Figura 19 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%... 97
Figura 20 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%... 97

Figura 21 – Distribuição de velocidades ao longo do casco para o escoamento de água a uma vazão mássica de 0.5 kg/s. 98
Figura 22 – Resultados numéricos do coeficiente global de transferência de calor e da queda de pressão em função da vazão mássica (para a água). 99
Fonte: Autoria própria. 99
Figura 23 – Plano médio do contorno de pressão para o escoamento de água a uma vazão mássica de 0,5 kg/s. 100
Figura 24 – Plano médio do contorno de pressão para o escoamento de nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%. 100
Figura 25 – Plano médio do contorno de pressão para o escoamento de nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%. 101
Figura 26 – Plano médio do contorno de temperatura para o escoamento de água a uma vazão mássica de 0,5 kg/s. 101
Figura 27 – Plano médio do contorno de temperatura para o escoamento de nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%. 102
Figura 28 – Plano médio do contorno de temperatura para o escoamento de nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%. 102
Figura 29 – Comportamento da taxa de transferência de calor. 103
Figura 30 – Comportamento do coeficiente global de transferência de calor. 105
Figura 31 – Comportamento da queda de pressão do escoamento. 107
Figura 32 – Vista lateral do trocador de calor modular que opera em regime laminar. 134
Figura 33 – Representação esquemática das condições de contorno utilizadas na simulação numérica do trocador de calor que opera em regime laminar. 136
Figura 34 – Aplicação da ferramenta *inflation* na região sólido-fluido. 139
Figura 35 – Perfil de temperatura ao longo do trocador de calor que opera em regime laminar. 140
Figura 36 – Distribuição da velocidade ao longo do trocador de calor que opera em regime laminar. 140

Figura 37 – Distribuição da pressão do escoamento ao longo do trocador de calor que opera em regime laminar. 141
Figura 38 – Contorno de temperatura do escoamento ao longo do trocador de calor que opera em regime laminar. 141
Figura 39 – Rede de resistência térmica. 143
Figura 40 – Distribuição dos tubos no casco para o cálculo do diâmetro equivalente. 146
Figura 41 – Diagrama dos tipos de corrente em um trocador de calor de casco e tubos. 153
Figura 42 – Defletores radiais ou fitas de selagem projetados para reduzir a quantidade de fluxo de derivação. 153
Figura 43 – Representação esquemática das condições de contorno do tubo circular. 155
Figura 44 – Validação do número de Nusselt por meio das correlações sugeridas por Petukhov (1970) e Gnielinski (1976). 159
Figura 45 – Validação do número de Nusselt por meio do trabalho experimental desenvolvido por Pak e Cho (1998). 159
Figura 46 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para o escoamento de nanofluido com 1,00% de concentração volumétrica de nanopartículas de Al_2O_3. 160
Figura 47 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para nanofluido com 4,0% de concentração volumétrica de nanopartículas de Al_2O_3. 161
Figura 48 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para nanofluido com 6,0% de concentração volumétrica de nanopartículas de Al_2O_3. 161
Figura 49 – Efeito da adição de nanopartículas de Al_2O_3 na taxa de transferência de calor do escoamento turbulento em um tubo circular. 162
Figura 50 – Velocidade no eixo axial do tubo para uma concentração volumétrica de nanopartículas de 4,0% e diferentes números de Reynolds. 165
Figura 51 – Comportamento da temperatura no eixo axial do tubo para uma concentração volumétrica de nanopartículas de 4,0%. 166
Figura 52 – Contorno de velocidade para um número de Reynolds de $4,0 \times 10^4$ e uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,0%. 166
Figura 53 – Contorno de temperatura para um número de Reynolds de $4,0 \times 10^4$ e uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,0%. 167
Figura 54 – Contorno de temperatura para um número de Reynolds de $4,0 \times 10^4$ e uma concentração volumétrica de nanopartículas de 4,0%. 167

Figura 55 – Contorno de temperatura para um número de Reynolds de 4,0 x 10^4 e uma concentração volumétrica de nanopartículas de 6,0%. 167
Figura 56 – Plano médio do contorno de velocidade para o fluido base a uma vazão mássica de 0,6 kg/s. 168
Figura 57 – Plano médio do contorno de velocidade para o fluido base a uma vazão mássica de 0,7 kg/s. 169
Figura 58 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%....169
Figura 59 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%....170
Figura 60 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%....170
Figura 61 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%....170
Figura 62 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%....171
Figura 63 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%....171
Figura 64 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%....171
Figura 65 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%....172
Figura 66 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%....172
Figura 67 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%....172
Figura 68 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%....173
Figura 69 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%....173
Figura 70 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%....173

Figura 71 – Plano médio do contorno de pressão para o fluido base a uma vazão mássica de 0,6 kg/s. 174
Figura 72 – Plano médio do contorno de pressão para o fluido base a uma vazão mássica de 0,7 kg/s. 175
Figura 73 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%. 175
Figura 74 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%. 175
Figura 75 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%. 176
Figura 76 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%. 176
Figura 77 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%. 176
Figura 78 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%. 177
Figura 79 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%. 177
Figura 80 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%. 177
Figura 81 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%. 178
Figura 82 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%. 178
Figura 83 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%. 178
Figura 84 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%. 179
Figura 85 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%. 179
Figura 86 – Plano médio do contorno de temperatura para o fluido base a uma vazão mássica de 0,6 kg/s. 180

Figura 87 – Plano médio do contorno de temperatura para o fluido base a uma vazão mássica de 0,7 kg/s. 180
Figura 88 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%....181
Figura 89 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%....181
Figura 90 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%....181
Figura 91 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%....182
Figura 92 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%....182
Figura 93 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%....182
Figura 94 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%....183
Figura 95 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%....183
Figura 96 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%....183
Figura 97 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%....184
Figura 98 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%....184
Figura 99 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%....184
Figura 100 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%....185

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Tipos de nanopartículas e fluidos base utilizados na fabricação de nanofluidos. 41

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades termofísicas das nanopartículas comumente utilizadas em trocadores de calor. 40
Tabela 2 – Características técnicas do trocador de calor do tipo casco e tubos. 59
Tabela 3 – Características técnicas das nanopartículas. 79
Tabela 4 – Resultados obtidos durante o teste de independência de malha. 86
Tabela 5 – Resultados da análise numérica. 88
Tabela 6 – Resultados do cálculo analítico. 88
Tabela 7 – Diferença percentual entre os resultados da análise numéricas os cálculos analíticos..... 89
Tabela 8 – Características técnicas do trocador de calor que opera em regime laminar.....134
Tabela 9 – Dados experimentais do trocador de calor que opera em regime laminar..... 135
Tabela 10 – Teste de independência de malha para o trocador de calor que opera em regime laminar..... 137
Tabela 11 – Comparação entre os resultados experimentais e aqueles obtidos via método numérico..... 138
Tabela 12 – Características das nanopartículas. 156
Tabela 13 – Teste de independência de malha para o escoamento interno em regime turbulento. 156

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	Dinâmica dos fluidos computacional
DNS	Simulação numérica direta
DPM	Modelo de Fase Discreta
FDM	Método de diferenças finitas
FEM	Método de elementos finitos
FVM	Método dos volumes finitos
GGCB	Método Green-Gauss baseado em células
GGNB	Método Green-Gauss baseado em nós
LES	Simulação numérica de grandes escalas
RANS	Média de Reynolds
VC	Volume de controle
VOF	Volume de fluido

LISTA DE SÍMBOLOS

$\vec{A}_f$	Área da face f
A_i	Área superficial interna dos tubos
A_O	Constante para o cálculo da viscosidade turbulenta
A_s	Constante para o cálculo da viscosidade turbulenta
A_o	Área superficial externa dos tubos
A_c	Área do escoamento através do casco
A_{fd}	Área de fluxo cruzado na linha central do casco entre dois defletores
a_p	Coeficiente de linearização às células adjacentes de ϕ
a_{nb}	Coeficiente de linearização às células adjacentes de ϕ_{nb}
B	Espaço entre defletores
b	Variável que contabiliza o termo fonte e o produto entre os coeficientes e as variáveis escalares no centro da célula no passo de tempo anterior
C	Espaço livre entre os tubos
C_{bh}	Constante do fator de correção para efeitos de derivação do conjunto de tubos para a transferência de calor
c_0	Centro da face
c_p	Calor específico à pressão constante
$c_{p,f}$	Calor específico do fluido frio
$c_{p,fb}$	Calor específico do fluido base
$c_{p,o}$	Calor específico da água
$c_{p,nf}$	Calor específico do nanofluido
$c_{p,np}$	Calor específico das nanopartículas
$c_{p,q}$	Calor específico do fluido quente
C_u	Variável para o cálculo da viscosidade turbulenta
C_1	Parâmetro utilizado para limitar a produção de turbulência em escoamentos de baixa compressibilidade

C_2	Constante ajustável para o cálculo da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta
C_{ε_1}	Constante ajustável para o cálculo da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta
D	Diâmetro do tubo
D_e	Diâmetro equivalente
D_i	Diâmetro interno do casco
D_{otl}	Diâmetro do círculo circunscrito do conjunto de tubos
D_{ctl}	Diâmetro do círculo que passa pelos centros dos tubos
d_i	Diâmetro interno dos tubos
d_o	Diâmetro externo dos tubos
d_{np}	Diâmetro das nanopartículas
d_p	Diâmetro das nanopartículas para o cálculo da velocidade relativa
F_c	Fração do número de tubos de fluxo cruzado puro entre as pontas de corte do defletor
F_{sbp}	Fração da área de derivação em relação a área total de fluxo cruzado
f_{drag}	Fator de atrito
f_i	Coeficiente de atrito para um banco de tubos ideal
G_s	Velocidade máxima da vazão mássica do fluxo cruzado no lado do casco
g_i	Componente i do vetor aceleração da gravidade local
H_m	Entalpia da mistura
h_i	Coeficiente convectivo de transferência de calor referente à superfície interna dos tubos
h_o	Coeficiente convectivo de transferência de calor referente à superfície externa dos tubos
h_{id}	Coeficiente de transferência de calor ideal
J_b	Fator de correção para efeitos de derivação do conjunto de tubos
J_c	Fator de correção para a porcentagem de corte e o espaçamento do defletor
J_i	Fator J de Colburn

J_l	Fator de correção para efeitos de fuga do defletor
J_s	Fator de correção para o espaçamento variável dos defletores na entrada e na saída
k	Condutividade térmica
k_t	Condutividade térmica turbulenta
k_{bf}	Condutividade térmica do fluido base
k_m	Condutividade térmica do material do tubo
k_o	Condutividade térmica da água
k_{nf}	Condutividade térmica do nanofluido
k_{np}	Condutividade térmica das nanopartículas
L_{bb}	Diâmetro do casco até o espaço livre do conjunto de tubos
L_i	Relação entre o espaçamento do defletor de entrada e o espaçamento do defletor central
L_o	Relação entre o espaçamento dos defletores de saída e o espaçamento dos defletores centrais
L_t	Comprimento dos tubos
$\dot{m}_f$	Vazão mássica do fluido frio
$\dot{m}_q$	Vazão mássica do fluido quente
m_{fb}	Massa do fluido base
m_{np}	Massa das nanopartículas
N_b	Número de defletores
N_t	Número de tubos
N_{tcw}	Número efetivo de fileiras de tubos cruzados
N_{tw}	Número de tubos na janela do defletor segmentado
Nu_o	Número de Nusselt referente à superfície externa dos tubos
N_{face}	Número de faces que compõem o volume de controle
$\vec{n}$	Vetor unitário normal à superfície do volume de controle
P_T	Distância entre tubos

P_{Teff}	Passo de tubo efetivo
Pr_o	Número de Prandtl do escoamento no casco
Pr_t	Número de Prandtl turbulento
p	Campo de pressões
$\bar{p}$	Componente médio da pressão
p'	Componente flutuante da pressão
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor
q_m	Fluxo de difusão devido à condução
q_t	Fluxo de difusão devido à turbulência
$R_{f,i}$	Fatores de incrustação da superfície interna dos tubos
$R_{f,o}$	Fatores de incrustação da superfície externa dos tubos
Re	Número de Reynolds
Re_o	Número de Reynolds do escoamento no casco
R_b	Fator de correção para os efeitos de fuga do defletor para queda de pressão
R_i	Resistência térmica da superfície interna dos tubos
R_o	Resistência térmica da superfície externa dos tubos
R_l	Fator de correção para os efeitos de fuga do defletor para queda de pressão
R_p	Resistência térmica da parede dos tubos
R_s	Fator de correção da queda de pressão para espaços desiguais entre os defletores
r_{ss}	Resistência de selagem
$\tilde{S}$	Grandeza da taxa de deformação turbulenta
S_b	Área de derivação dentro de um defletor
S_m	Área de fluxo cruzado na linha central do casco com um defletor
S_{ij}	Tensor da taxa de deformação turbulenta
St	Número de Stokes
S_ϕ	Termo fonte por unidade de massa φ

T	Campo de temperaturas
$\overline{T}$	Componente médio da temperatura
T'	Componente flutuante da temperatura
$T_{f,e}$	Temperatura de entrada do fluido frio
$T_{f,s}$	Temperatura de saída do fluido frio
$T_{q,s}$	Temperatura de saída do fluido quente
T_{sat}	Temperatura de saturação
u	Velocidade do escoamento
u_i	Componente i do vetor velocidade
u_j	Componente j do vetor velocidade
u_n	Fator velocidade média do bico
$\vec{u}$	Campo de velocidade
$\vec{u}_f$	Campo de velocidades obtida na face f
$\vec{u}_m$	Velocidade da mistura
$\vec{u}_p$	Velocidade das nanopartículas
$\vec{u}_q$	Velocidade do fluido base
$\vec{u}_{slip}$	Velocidade relativa entre a nanopartículas e o fluido base
$\vec{u}_{kq}$	Velocidade da fase k em relação à fase q
$\vec{u}_{dr,p}$	Velocidade de deriva da fase secundária
$\vec{u}_{dr,k}$	Velocidade de deriva da fase k
U^*	Velocidade de atrito usada para caracterizar a intensidade da turbulência
U_i	Coeficiente global de transferência de calor referente à superfície interna dos tubos
U_o	Coeficientes global de transferência de calor referente à superfície externa dos tubos
$\vec{\overline{u}}$	Componente médio da velocidade que pode ser dado na coordenada x, y ou z

$\bar{u}_i$	Componente médio da velocidade que pode ser dado na coordenada x, y ou z
$\bar{u}_j$	Componente médio da velocidade que pode ser dado na coordenada x, y ou z
$\vec{u}'$	Componente flutuante da velocidade que pode ser dado na coordenada x, y ou z
u_i'	Componente flutuante da velocidade que pode ser dado na coordenada x, y ou z
u_j'	Componente flutuante da velocidade que pode ser dado na coordenada x, y ou z
V	Volume da célula
$\mathcal{V}$	Volume total da mistura
$\mathcal{V}_{np}$	Volume ocupado pela fase dispersa
$\mathcal{V}_{fb}$	Volume ocupado pela fase contínua
ν	Viscosidade cinemática
$W_{i_0}^{x}$	Pesos de mínimos quadrados para calcular gradientes
$W_{i_0}^{y}$	Pesos de mínimos quadrados para calcular gradientes
$W_{i_0}^{z}$	Pesos de mínimos quadrados para calcular gradientes
μ	Coeficiente de viscosidade dinâmica
μ_{bf}	Viscosidade dinâmica do fluido base
μ_{nf}	Viscosidade dinâmica do nanofluido
μ_o	Viscosidade dinâmica da água
μ_w	Viscosidade dinâmica avaliada na temperatura da parede
μ_t	Viscosidade turbulenta
μ_m	Viscosidade da mistura
ρ	Massa específica
ρ_o	Massa específica da água
ρ_{fb}	Massa específica do fluido base
ρ_{nf}	Massa específica do nanofluido

ρ_{np}	Massa específica das nanopartículas
ρ_{p}	Massa específica das nanopartículas
ρ_{q}	Massa específica do fluido base
ρ_{m}	Massa específica da mistura
ρ_{k}	Massa específica da fase k
φ_{np}	Concentração volumétrica das nanopartículas
Φ	Função de dissipação viscosa
Δ_{p_e}	Queda de pressão nas seções de entrada e saída
Δ_{p_c}	Queda de pressão na seção interna de fluxo cruzado
Δ_{p_w}	Queda de pressão na janela
Δ_{p_e}	Queda de pressão nas seções de entrada e saída
Δ_{p_n}	Queda de pressão no bico
$\Delta_{p_{bi}}$	Queda de pressão em um banco de tubos ideal
Δ_{p_w}	Queda de pressão através da janela
ΔT_{ml}	Diferença de temperatura média logarítmica
ΔT_1	Diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido
ΔT_2	Diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido
$\vec{\nabla}$	Operador vetorial
τ'_{ij}	Tensor de tensões de Reynolds equivalente a $\rho\overline{u'_i u'_j}$
τ_{np}	Tempo de resposta das nanopartículas
τ_{fb}	Tempo de resposta do fluido base ou meio contínuo
τ_{m}	Tensor viscoso da mistura
κ	Energia cinética turbulenta
ε	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta
σ_k	Constante ajustável para o cálculo da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta

σ_ε	Constante ajustável para o cálculo da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta
ϕ	Valor da propriedade no centro das células em relação às células a montante
ϕ_f	Variável de aproximação φ obtida na face f
$\overline{\phi_f}$	Valor de ϕ computado no centro da face c_0
$\overline{\phi_f}$	Valor de ϕ computado no centro da face c_0
ϕ_{c_0}	Valor de ϕ computado nos nó c_0
ϕ_{c_i}	Valor de ϕ computado nos nó c_1
ϕ_{old}	Representa a solução anterior de uma variável de aproximação em um processo de iteração
Γ_ϕ	Termo de difusão por unidade de massa φ
α_t	Difusividade térmica do fluido
$\propto$	Fator de relaxamento
$\propto_{np}$	Fração volumétrica das nanopartículas
α_p	Fração volumétrica das nanopartículas para o cálculo da distribuição dessa fase na equação de fração de volume para a fase secundária
$\propto_{fb}$	Fração volumétrica do fluido base
$\propto_k$	Fação volumétrica da fase k
$\rho\overline{u_j'T'}$	Campo flutuante de velocidades e temperaturas
$\overline{u_i'u_j'}$	Difusão adicional de quantidade de movimento
$\overline{u_j'T'}$	Difusão adicional de energia

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 30
1.1 JUSTIFICATIVA 31
1.2 OBJETIVOS 33
1.2.1 Objetivo geral 33
1.2.2 Objetivos específicos 33
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO 33
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 35
2.1 TROCADORES DE CALOR 35
2.1.1 Tipos de trocadores de calor 35
2.1.1.1 Trocador de calor de casco e tubos 37
2.1.1.2 Trocador de calor de tubo duplo 37
2.1.1.3 Trocador de calor de placas 38
2.2 NANOFLUIDOS 38
2.2.1 Síntese dos nanofluidos 41
2.2.2 Aplicação dos nanofluidos 42
2.3 ESCOAMENTOS MULTIFÁSICOS 43
2.3.1 Sistema líquido-sólido 44
2.3.2 Sistema gás-sólido 44
2.3.3 Sistema gás-líquido 44
2.3.4 Sistema líquido-líquido 45
2.3.5 Sistema de escoamento trifásico 45
2.3.6 Escoamentos de morfologia contínua-contínua 46
2.3.7 Escoamentos de morfologia dispersa-contínua 46
2.3.7.1 Escoamento diluído 46
2.3.7.2 Escoamento denso 46
2.3.7.3 Escoamento com acoplamento de uma via 47
2.3.7.4 Escoamento com acoplamento de duas vias 47
2.3.7.5 Escoamento com acoplamento de quatro vias 48
2.4 dinâmica DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL 49
2.4.1 Abordagens para a modelagem de escoamentos multifásicos em simulações CFD 49

2.4.2 Abordagem Euleriana-Euleriana 50
2.4.2.1 Modelo Volume of Fluid (VOF) 50
2.4.2.2 Modelo de Mistura 51
2.4.2.3 Modelo de Dois-Fluidos 51
2.4.3 Abordagem Euleriana-Lagrangeana 51
2.5 ESTUDOS ENVOLVENDO A UTILIZAÇÃO DE NANOFLUIDOS EM TROCADORES DE CALOR 52
2.5.1 Trabalhos experimentais 52
2.5.2 Trabalhos numéricos 54
3 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO PROBLEMA 58
3.1 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA 58
3.2 EQUAÇÕES DE GOVERNO 60
3.3 TURBULÊNCIA 61
3.3.1 Média de Reynolds 62
3.3.1.1 O Modelo de turbulência κ-ε realizable 65
4 MÉTODO DE SOLUÇÃO 67
4.1 A SIMULAÇÃO NUMÉRICA POR MEIO DO ANSYS FLUENT 67
4.1.1 O método de volumes finitos 67
4.1.2 Solver 70
4.1.2.1 Algoritmo de resolução do acoplamento pressão-velocidade 70
4.1.3 Discretização espacial 72
4.1.3.1 Esquema Upwind de primeira ordem 73
4.1.3.2 Esquema Upwind de segunda ordem 73
4.1.3.3 Discretização do gradiente 73
4.1.3.4 Forma linearizada das equações discretizadas 75
4.1.3.5 Fatores de sub-relaxamento 75
4.1.4 Condições de contorno 76
4.1.5 Convergência iterativa 76
4.1.6 Seleção do modelo multifásico 77
4.1.6.1 Regime de escoamento 77
4.1.6.2 Fração volumétrica da fase secundária 77
4.1.6.3 Número de Stokes 78
4.1.6.4 Modelo multifásico de Mistura 80

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES 84
5.1 Teste de independência dE malha 85
5.2 Comparação entre resultados numéricos e analíticos 88
5.3 AVALIAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO NANOFLUIDO 89
5.3.1 Condutividade térmica 90
5.3.2 Massa específica e viscosidade dinâmica 91
5.3.3 Calor específico 94
5.4 AVALIAÇÃO DOS CAMPOS DE VELOCIDADE, PRESSÃO E TEMPERATURA NO INTERIOR DO CASCO DO TROCADOR DE CALOR 95
5.5 AVALIAÇÃO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR 102
5.6 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR 104
5.7 QUEDA DE PRESSÃO 107
6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 110
REFERÊNCIAS 112
APÊNDICE A - EQUAÇÕES PARA O CÁLCULO DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DOS NANOFLUIDOS 132
APÊNDICE B - SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBOS OPERANDO EM REGIME LAMINAR 134
APÊNDICE C - CÁLCULO DOS PARÂMETROS ENVOLVIDOS NO TROCADOR DE CALOR 142
APÊNDICE D - SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO NÃO ISOTÉRMICO DE NANOFLUIDOS EM UM TUBO CIRCULAR 155
APÊNDICE E - CONTORNOS DE VELOCIDADE, PRESSÃO E TEMPERATURA PARA DIFERENTES VAZÕES DE FLUIDO REFRIGERANTE QUANDO O TROCADOR DE CALOR OPERA COM E SEM A UTILIZAÇÃO DE NANOFLUIDOS 168
ANEXO 1 - TABELA DE PROPRIEDADES TERMODINÂMICA PARA ÁGUA SATURADA 186

ANEXO 2 - COEFICIENTES DE CORRELAÇÃO PARA f_i e J_i.....187

1 INTRODUÇÃO

Na última década, o aumento da demanda por energia, a diminuição dos recursos energéticos (tais como petróleo, carvão e gás natural), o aquecimento global, a poluição atmosférica e a crise energética global (KHOSRAVI *et al.*, 2019), previsíveis para a economia mundial (BARAN; MATEESCU; LUCIU, 2019), deram origem a uma grande quantidade de pesquisas sobre o uso otimizado da energia, com o objetivo de racionalizar seu consumo e melhorar os processos. Maximizar o uso eficaz dos recursos energéticos e minimizar as perdas de energia por meio de diversas tecnologias desenvolvidas são uma das soluções para conseguir o objetivo determinado (BAHIRAEI; MAZAHERI; RIZEHVANDI, 2019).

Os trocadores de calor são equipamentos presentes em todos os mecanismos de transmissão e conversão de energia (AFSHARI *et al.*, 2022), amplamente utilizados em diversas indústrias, destacando-se sua utilização na indústria de óleo e gás, potencial motivo para a realização de pesquisas nesta linha (JOKAR; RAHIMPOUR; SHARIATI, 2016).

As propriedades termofísicas dos fluidos comumente utilizados nos processos industriais com fins de transferência de calor são alguns dos fatores fundamentais que influenciam na capacidade de troca de calor desses fluidos que, por sua vez, nem sempre estão dentro dos parâmetros desejados (SARKAR, 2011). A fim de superar essa condição e aumentar a transferência de calor, pode-se realizar modificações geométricas no equipamento, adicionar fontes de energia externa ou aplicar agentes externos (AFSHARI *et al*., 2021). Um dos métodos mais difundidos para concretizar essa última alternativa é melhorar as propriedades termofísicas do fluido de trabalho por meio da adição de nanopartículas. O resultado dessa mistura denomina-se nanofluido (SHIRZAD *et al.*, 2019). A principal razão desta melhora na capacidade de troca de energia térmica é que esta mistura tem um efeito combinado das propriedades do fluido base e das nanopartículas (GUPTA *et al.*, 2021).

Em virtude de suas novas propriedades, os nanofluidos tem despertado grande interesse na comunidade acadêmica visando a aplicação nas indústrias (SHIRZAD *et al*., 2019). Espera-se que os nanofluidos propiciem uma transferência de calor mais eficiente para atender à crescente necessidade de economia de energia (BAHIRAEI; MAZAHERI; RIZEHVANDI, 2019a), não apenas por causa de aspectos energéticos e econômicos, mas também, por causa de aspectos técnicos, reduzindo o peso e o tamanho dos trocadores de calor, tornando-os compactos, leves e eficientes (AJEEL; SALIM; HASNAN, 2020).

A necessidade de obter taxas mais elevadas de transferência de calor é sempre um objetivo de trabalho para engenheiros e pesquisadores (AHMED; MOHAMMED; YUSOFF, 2012). Neste ínterim, os nanofluidos têm importância primordial, haja vista a sua capacidade de melhorar esse parâmetro. No entanto, apesar dos avanços, a utilização de nanofluidos em trocadores de calor requer uma análise que abranja aspectos técnicos, econômicos, bem como os aspectos relacionados aos impactos ambientais e à saúde; tais como o consumo de recursos naturais, o transporte, o armazenamento, o contato direto antes e durante a fabricação e o descarte final do produto após o uso. Assim que todos esses aspectos forem levados em conta e os resultados gerados forem positivos, será possível afirmar que esses fluidos possuem um grande potencial no campo da transferência de calor

1.1 JUSTIFICATIVA

Líquidos como a água, etilenoglicol ou óleo desempenham um papel fundamental como fluidos operacionais em muitos equipamentos no setor industrial, especialmente em trocadores de calor. No entanto, esses fluidos têm condutividade térmica limitada , o que causa uma baixa transferência de calor (ELLAHI *et al*., 2018). Devido a este problema e à necessidade urgente de economizar e bem gerir a energia disponível no planeta, muitos esforços têm sido conduzidos para melhorar a eficiência dos equipamentos utilizados em processos de transferência de calor, os quais têm uma influência direta nos aspectos técnicos, econômicos e ambientais em processos de engenharia (NAKHCHI; RAHMATI, 2021).

A adição de nanopartículas em fluidos convencionais, denominado como nanofluidos, é um dos novos desenvolvimentos neste campo, já que melhora as propriedades termofísicas do fluido de trabalho e é eficaz para melhorar a capacidade de transferência de calor em equipamentos de troca térmica, sem a necessidade de alterar a geometria original destes equipamentos (AKBARZADEH *et al*., 2018; ELLAHI *et al.*, 2018; ESFAHANI *et al*., 2017).

A motivação para utilizar um trocador de calor do tipo casco e tubos não se baseia apenas na disponibilidade deste equipamento, mas também em sua adaptabilidade para diversas aplicações. De acordo com Hu, Wang e Tang (2021), ele é o mais utilizado devido a sua capacidade de trabalhar sob condições de alta pressão, sua flexibilidade de *design* e sua aplicabilidade em uma ampla faixa de temperaturas.

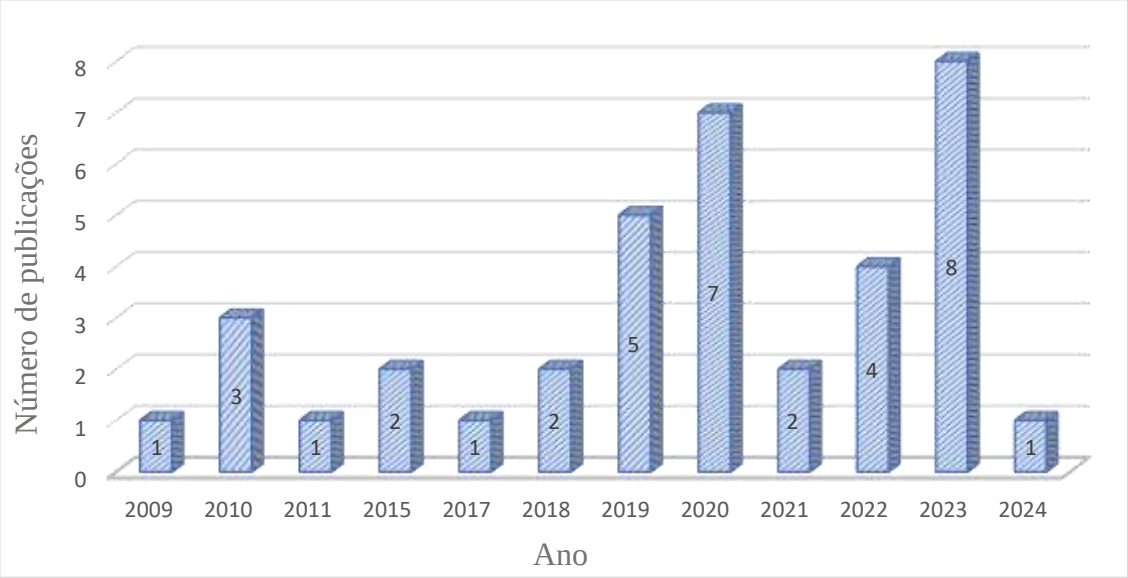
A presente pesquisa centra-se na análise da influência da aplicação de um nanofluido em um trocador de calor do tipo casco e tubos; o nanofluido é elaborado após a adição de

nanopartículas de óxido de alumínio (Al_2O_3) em água. Este tipo de nanofluido é um dos mais estudados e aplicados em trocadores de calor devido ao seu baixo custo e a seus grandes benefícios em termos energéticos quando comparados com outros tipos de nanofluidos. (BAHIRAEI *et al.*, 2018; WANG; MUJUMDAR, 2008).

Dada a complexidade do escoamento no interior do trocador de calor, o presente trabalho aborda o problema por meio de análise numérica, onde o *software* Ansys Fluent é utilizado como uma ferramenta de Dinâmica dos Fluidos Computacional a fim de obter informações e visualização detalhada do comportamento do escoamento presente no dispositivo térmico.

É importante ressaltar que, levando em conta este método de trabalho e conforme mostrado na Figura 1, há ainda um vasto campo de pesquisa nesta linha. De acordo com o banco de dados de Scopus, o número de publicações nos últimos 5 anos envolvendo as palavras-chave *numerical simulation, heat exchanger, nanofluid e heat transfer enhancement*, representa aproximadamente 72,97% da produção total nessa linha de pesquisa, mostrando assim, o crescente interesse da comunidade científica e acadêmica neste campo.

Figura 1 - Publicações relacionadas ao tema do presente trabalho nos últimos quinze anos.



Fonte: Base de dados SCOPUS (2024).

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Esta dissertação tem como objetivo utilizar simulações numéricas Eulerianas por meio do método de volumes finitos, para avaliar o acréscimo de troca térmica em um trocador de calor do tipo casco e tubos que utiliza nanofluido.

1.2.2 Objetivos específicos

- Analisar numericamente as variáveis envolvidas no processo de transferência de calor de um trocador de calor que utiliza nanofluido;
- Avaliar a influência da concentração de nanopartículas na transferência de calor, a fim de quantificar o maior aumento possível nesse parâmetro e a menor queda de pressão possível no equipamento;
- Determinar a concentração ideal de nanopartículas para obter o maior aumento possível na transferência de calor e nas propriedades térmicas.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho está dividido em seis capítulos, a saber:

No primeiro capítulo apresentam-se a parte introdutória, a justificativa e os objetivos a serem alcançados.

No segundo capítulo aborda-se a revisão bibliográfica. Nesta seção, são apresentados estudos relacionados aos objetivos desta pesquisa, definições, tipos e setores de aplicação de trocadores de calor e nanofluidos. Além disso, são apresentadas definições, classificações e diversos métodos empregados na análise de escoamentos multifásicos por meio de dinâmica de fluidos computacional. Todos estes tópicos constituem a base científica desta pesquisa.

No terceiro capítulo trata-se da formulação matemática. Inicialmente, são descritas as condições de contorno sob as quais opera o equipamento utilizado; na sequência, são apresentadas as equações de transporte, incluindo as equações de continuidade, de Navier-Stokes e de energia, adotando-se as considerações simplificadoras necessárias para facilitar a modelagem do problema em questão. Por fim, apresentam-se considerações acerca do

fenômeno da turbulência, incluindo a estratégia computacional selecionada para modelar esse fenômeno.

No quarto capítulo, apresenta-se o método de solução utilizado pelo *software* Ansys Fluent para discretizar, linearizar e resolver o sistema de equações governantes no domínio computacional trabalhado. Além disso, é descrita a diretriz para a correta seleção do modelo multifásico utilizado na modelagem do trocador de calor quando este opera com nanofluidos.

No quinto capítulo apresentam-se os resultados obtidos a partir da análise numérica e a comparação com os resultados analíticos, quando o trocador de calor opera apenas com água. Na sequência, apresenta-se a avaliação das propriedades do nanofluido, os contornos de velocidade, pressão e temperatura e, por fim, os parâmetros operacionais do trocador de calor do tipo casco e tubos quando o equipamento opera com e sem o uso de nanofluido.

No sexto capítulo apresentam-se as principais conclusões obtidas neste estudo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TROCADORES DE CALOR

Um trocador de calor é um equipamento que permite a troca de energia térmica entre dois fluidos que se encontram a temperaturas diferentes e estão separados por uma superfície que impede que se misturem (EDREIS; PETROV, 2020). Os fluidos de trabalho utilizados neste equipamento, que podem ser líquidos ou gases, estão geralmente em contato direto com a superfície de transferência de calor, sendo a condução e a convecção os modos de transferência de calor dominantes (ALMURTAJI *et al*., 2020).

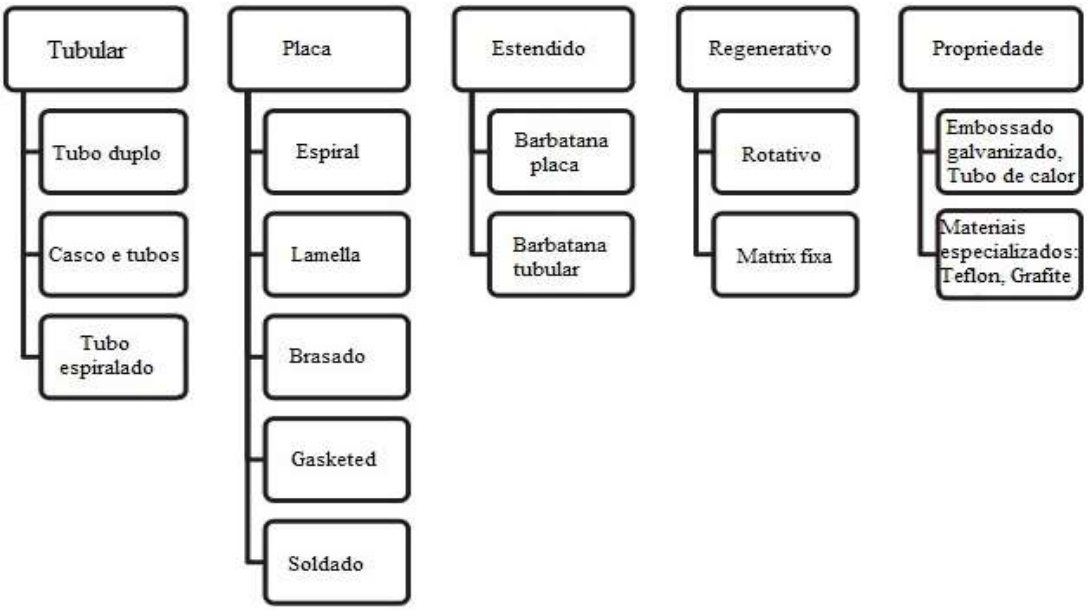
Os trocadores de calor podem ser usados em uma ampla variedade de aplicações, como na geração de energia (HAMEDANI; AJAROSTAGHI; HOSSEINI, 2020), na extração e refino de petróleo (JOKAR; RAHIMPOUR; SHARIATI, 2016), em sistemas de aquecimento, ventilação, ar condicionado, refrigeração (NAKHCHI; RAHMATI, 2021), na indústria de alimentos, bem como na indústria automotiva, química e farmacêutica (BOUGEARD, 2020).

De acordo com Nakhchi e Esfahani (2019), o trocador de calor desempenha um papel importante para a economia de energia na indústria em geral. No entanto, para alcançar as crescentes taxas de transferência de calor necessárias nos processos onde estão envolvidos estes equipamentos, levando-se em consideração a limitação relacionada ao tamanho e ao valor no mercado, é necessário melhorar as condições dos trocadores de calor que já estão em operação, bem como dos projetos de novos dispositivos com um menor peso, tamanho e, consequentemente, custo (AJEEL; SALIM; HASNAN, 2020).

2.1.1 Tipos de trocadores de calor

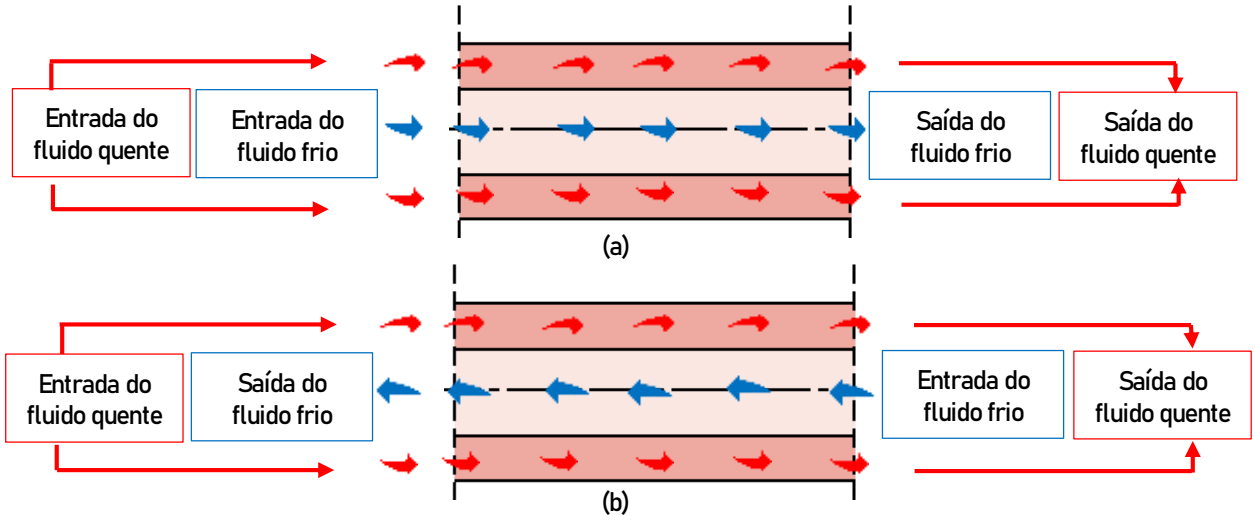
De acordo com Aslam Bhutta *et al.* (2012), Hajatzadeh *et al.* (2019) e Incropera *et al.* (2007), existem diversos tipos de trocadores de calor, normalmente classificados em função da sua construção, como apresentado na Figura 2, e da orientação do escoamento, como apresentado na Figura 3.

Figura 2 - Classificação dos trocadores de calor em função de sua construção.



Fonte: Adaptado de Aslam Bhutta *et al.* (2012).

Figura 3 - Tipos de trocadores de calor em função da orientação do escoamento: (a) paralelo; (b) contracorrente.



Fonte: Adaptado de Incropera *et al.* (2007).

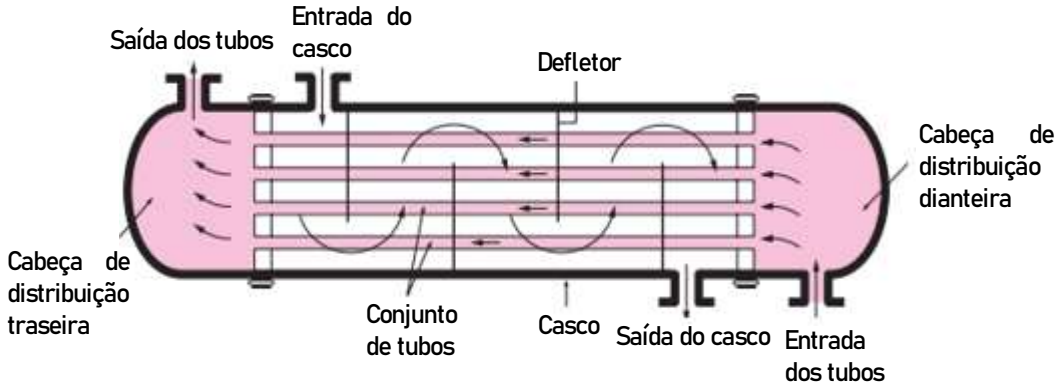
De acordo com a Figura 3 (a), nos trocadores de calor de escoamento paralelo, ambos os fluidos (o fluido quente e o fluido frio) entram na mesma extremidade do equipamento e escoam na mesma direção até a saída do equipamento. Por outro lado, nos trocadores de calor de escoamento contracorrente, Figura 3 (b), ambos os fluidos entram em extremidades opostas do equipamento e escoam em direções opostas, até chegar ao final de sua trajetória em extremidades opostas também.

A seguir, faz-se menção especial aos trocadores de calor mais comumente utilizados.

2.1.1.1 Trocador de calor de casco e tubos

Um trocador de calor de casco e tubos é um equipamento composto por um grupo de tubos dentro de um casco cilíndrico, sendo que um dos fluidos escoa no interior dos tubos, enquanto o outro escoa no casco (HOLMAN, 1998). Neste tipo de trocador de calor são colocados defletores ao longo do conjunto de tubos, com o objetivo de forçar a geração de turbulência para produzir coeficientes de transferência de calor mais elevados (SELBAŞ; KIZILKAN; REPPICH, 2006). A vista esquemática deste equipamento é apresentada na Figura 4.

Figura 4 – Vista esquemática de um trocador de calor de casco e tubos.

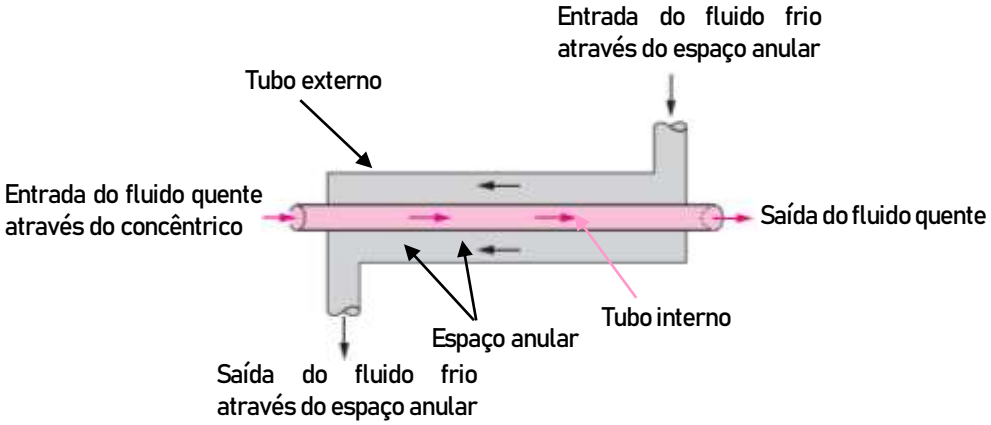


Fonte: Adaptado de Çengel (2007).

2.1.1.2 Trocador de calor de tubo duplo

O trocador de calor de tubo duplo é um dos dispositivos térmicos mais simples em comparação com os outros dispositivos que desempenham a mesma função (OMIDI; FARHADI; JAFARI, 2017) . Ele é composto de tubos concêntricos que são separados por fechamentos mecânicos (THULUKKANAM, 2013), conforme mostrado na Figura 5.

Figura 5 – Vista esquemática de um trocador de calor de tubo duplo.

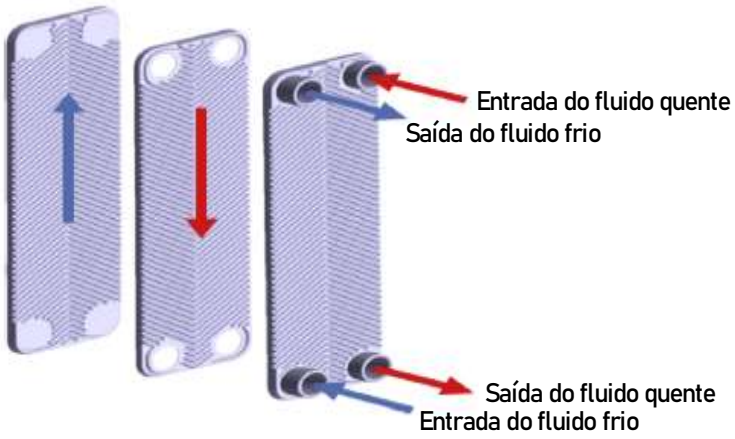


Fonte: Adaptado de Çengel (2007).

2.1.1.3 Trocador de calor de placas

Um trocador de calor de placas é um equipamento composto por uma série de placas finas e onduladas, cuja forma visa a geração de turbulência para obter coeficientes de transferência de calor mais elevados (SHOKOUHMAND; HASANPOUR, 2020), conforme mostrado na Figura 6.

Figura 6 – Vista esquemática de um trocador de calor de placas.



Fonte: Adaptado de Sarraf, Launay e Tadrist (2015).

2.2 NANOFLUIDOS

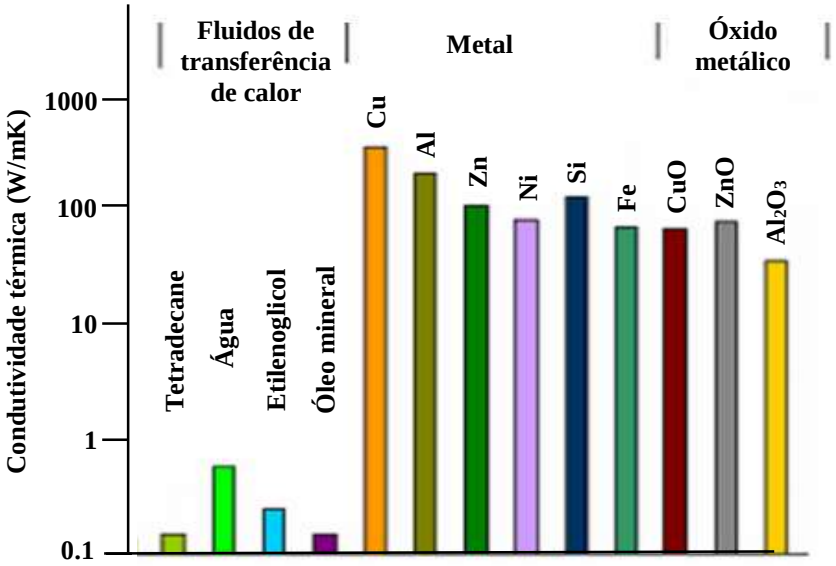
Os nanofluidos são constituídos por partículas sólidas do tipo metálicas, óxidos metálicos, nanomateriais a base de carbono (tais como os nanotubos de carbono, CNTs) ou de óxidos não metálicos, de tamanho nanométrico (inferior a 100 nm de diâmetro), as quais estão dispersas

em fluidos comumente usados como refrigerantes, usualmente a água, etilenoglicol, propilenoglicol, refrigerante R600 ou óleo (XUAN; LI, 2003). Este novo tipo de fluido é utilizado com o objetivo de promover um melhor desempenho nos dispositivos térmicos como os trocadores de calor (SHIRZAD *et al.*, 2019).

A utilização de nanofluidos é justificada pela baixa condutividade térmica dos refrigerantes tradicionais, o que se torna um obstáculo na melhoria da eficiência energética dos dispositivos térmicos (MOHAMMED *et al*., 2017). Adicionar nanopartículas, que têm maior condutividade térmica do que os fluidos de trabalho convencionais nos dispositivos térmicos, é uma solução viável para melhorar as propriedades termofísicas de fluidos refrigerantes.

Na Figura 7 pode ser observada uma comparação entre a condutividade térmica dos fluidos base e a das nanopartículas comumente utilizadas na composição de nanofluidos (KAMYAR; SAIDUR; HASANUZZAMAN, 2012).

Figura 7 – Comparação entre a condutividade térmica de líquidos comuns, polímeros e sólidos.



Fonte: Adaptado de Wen *et al.* (2009).

Na Tabela 1 mostram-se valores das propriedades termofísicas das nanopartículas mais estudadas (SARKAR, 2011).

Tabela 1 – Propriedades termofísicas das nanopartículas comumente utilizadas em trocadores de calor.

Materiais	Condutividade térmica (W/m°C)	Massa específica (kg/m^3)	Calor específico (J/kg°C)
Al_2O_3	36	3970	765
SiO_2	1,38	2220	745
TiO_2	8,4	4230	170
CuO	33	6000	551
CNTs	3000	1800	660

Fonte: Adaptado de Abdelrazek *et al*. (2018).

A utilização de nanofluidos em substituição aos fluidos refrigerantes convencionais tem melhorado a condutividade térmica e, como consequência, o processo de transferência de calor convectiva como um todo (BAHIRAEI *et al.,* 2018). No entanto, a melhoria da transferência de calor usando nanofluidos pode ser influenciada por diversos fatores, tais como a gravidade, o movimento browniano, a difusão browniana, a força de atrito entre o fluido e as nanopartículas, a sedimentação, a dispersão, e a estratificação na interface sólido/líquido; tais fatores podem coexistir no escoamento principal desse fluido (SARKAR, 2011). Assim, até o momento, muitos trabalhos têm sido desenvolvidos para mostrar os fatores que estão implicados no processo de transferência de calor utilizando nanofluidos, bem como para mostrar que o aumento da condutividade térmica não é o único fator que explica a melhoria desse processo (ASADI *et al.,* 2019).

De acordo com diversos trabalhos disponíveis na literatura (Godson *et al.* (2010), Daungthongsuk e Wongwises (2007), Kakaç e Pramuanjaroenkij (2009), Wen *et al*. (2009), Mohammed *et al.* (2011), Sarkar (2011), Murshed *et al*. (2011), Saidur, Leong e Mohammad (2011), Vajjha e Das (2012), Huminic e Huminic (2012) e Asadi *et al.* (2019)) esta nova geração de fluidos possui um grande potencial para a melhoria da transferência de calor, e pode ser aplicada em diferentes tipos de trocadores de calor.

No Quadro 1 sintetizam-se algumas das informações obtidas nos trabalhos mencionados.

Quadro 1 – Tipos de nanopartículas e fluidos base utilizados na fabricação de nanofluidos.

Classificação da nanopartícula	Nanopartícula	Fluido base	Fonte	Tipo de trocador de calor
Metais	Ag	Água	Behrangzade e Heyhat (2016)	Placas
	Cu	Água	Sun *et al.* (2016)	Placas
Óxidos metálicos	ZnO	Óleo	Asadi *et al.* (2019)	Placas
	Al_2O_3	Água	Hosseinnezhad *et al.* (2018)	Tubular
	Al_2O_3	Refrigerante R600a	Dey e Mandal (2021)	Casco e tubos
Bases de carbono	Nanotubos de carbono	Água e Etilenoglicol	Kumaresan *et al*. (2013)	Tubular

Fonte: Autoria própria.

2.2.1 Síntese dos nanofluidos

Dependendo do tipo de nanopartícula dispersa em um fluido base, é possível identificar e classificar os nanofluidos em dois tipos: os nanofluidos simples e os nanofluidos híbridos.

Os nanofluidos simples são fluidos compostos por apenas um tipo de nanopartícula dispersa no fluido base; devido à simplicidade de sua preparação , trata-se do tipo de nanofluido mais utilizado (ABEROUMAND; JAFARIMOGHADDAM, 2017).

Os nanofluidos híbridos são fluidos compostos por dois ou mais tipos de nanopartículas dispersas no fluido base; nos últimos anos estão sendo utilizados em diversas aplicações de transferência de calor. No entanto, apesar de seus resultados promissores, pouco conhecimento se tem sobre eles, o que limita sua utilização em maior escala (HUMINIC; HUMINIC, 2018).

Nos nanofluidos, as propriedades de interesse que podem ser analisadas são a condutividade térmica, a massa específica, o calor específico e a viscosidade dinâmica (a obtenção destas propriedades é apresentada no APÊNDICE A).

Para preparar esta nova geração de fluidos, é necessário misturar e estabilizar adequadamente as partículas e obter uma suspensão de partículas homogêneas; a qualidade do

produto final depende do tamanho e da morfologia das partículas, bem como da homogeneidade da mistura. Existem duas abordagens para a produção de nanofluidos, a saber: o método de uma etapa e o método de duas etapas; eles foram aplicados utilizando diferentes tipos de métodos físicos e químicos para garantir que a mistura permaneça estável (ASADI *et al.*, 2019; MURSHED; ESTELLÉ, 2017; SALEHI; HEYHAT; RAJABPOUR, 2013; SANTRA; SEN; CHAKRABORTY, 2008; WANG *et al.*, 2020).

No método de uma etapa a síntese das nanopartículas e a dispersão no fluido base ocorrem simultaneamente. Para realizar o processo é utilizado o método de deposição física de vapor (ALI *et al.*, 2018). Este método tem a vantagem de minimizar a aglomeração das nanopartículas e, portanto, de aumentar a estabilidade do nanofluidos, além de prevenir a oxidação das nanopartículas. Como desvantagens deve ser mencionado o fato de sua aplicação ser restrita a fluidos com baixa pressão de vapor e o fato de possuir baixo controle de variáveis como o tamanho das nanopartículas, o que faz com que este método seja pouco aplicado (DUANGTHONGSUK; WONGWISES, 2010; HUSSEIN et al., 2013; HUSSEIN; BAKAR; KADIRGAMA, 2014; PAK; CHO, 1998).

No método de duas etapas as nanopartículas são, primeiramente, preparadas por métodos físicos ou produtos químicos e, subsequentemente, dispersas no fluido base (GHADIMI; SAIDUR; METSELAAR, 2011). Posteriormente, dependendo das propriedades das nanopartículas, é selecionado um dispersante de superfície adequado e a mistura é submetida a um processo de vibração ultra-sônica, de modo que as nanopartículas sejam distribuídas de maneira uniforme e estável no fluido base (CHEN, 2014; SAJID; ALI, 2019). O método de duas etapas é o preferido devido ao seu baixo custo, sendo, portanto, apropriado para a produção de nanofluidos em grande escala (MOHAMMED *et al.*, 2017).

2.2.2 Aplicação dos nanofluidos

Os nanofluidos podem substituir os fluidos convencionais na maioria das aplicações em que estes são utilizados, seja para resfriamento ou aquecimento. Suas vantagens sobre os fluidos convencionais levaram pesquisadores a usar nanofluidos em diversas aplicações, estudando o efeito desta nova classe de fluidos e aplicando-os em diversos dispositivos (PORDANJANI *et al.*, 2021).

De acordo com Devendiran e Amirtham (2016), estes fluidos possuem propriedades para melhorar a transferência de calor e a eficiência energética em diversas indústrias, tais como:

farmacêutica, médica, alimentícia, automotiva, cosmética, manufatureira, aeroespacial e nuclear (BOUNGIORNO *et al.*, 2008). No entanto, sua aplicação também se estende a sistemas de resfriamento eletrônico (COLANGELO *et al.*, 2017), sistemas de condensação e evaporação (RASHIDI; MAHIAN; LANGURI, 2018), recuperação aprimorada de petróleo (RAMEZANPOUR; SIAVASHI, 2019), dentre outros.

A aplicação de nanofluidos nos sistemas mencionados é normalmente verificada nos seguintes equipamentos: trocadores de calor (ZHANG *et al.*, 2019), coletores solares (HEMMAT ESFE *et al.*, 2017; KASAEIAN; ESHGHI; SAMETI, 2015; MAHIAN *et al.*, 2017) radiadores automotivos, caldeiras (SAIDUR; LEONG; MOHAMMAD, 2011), dentre outros.

2.3 ESCOAMENTOS MULTIFÁSICOS

De acordo com Yeoh e Joshi (2022), o tema geral de escoamentos multifásicos está amplamente estendido no contexto da mecânica dos fluidos e pode ser definido como um sistema de escoamento que consiste em duas ou mais fases distintas, onde o nível de separação entre as fases encontra-se em uma escala muito superior ao nível molecular. De modo geral, o escoamento multifásico é o escoamento simultâneo de mais de uma fase (a fase é simplesmente um dos estados de agregação da matéria, que pode ser um sólido, um líquido ou um gás (HUSSEIN; AHMED; HABEEB, 2020); o escoamento bifásico constitui-se no tipo de escoamento multifásico mais comum.

O escoamento multifásico pode ser classificado, quanto à composição química, em monocomponente ou em multicomponente (SADREHAGHIGHI, 2023). Segundo Drew e Passman (1999), um escoamento monocomponente é aquele composto por apenas uma espécie química e um escoamento multicomponente consiste em um conjunto de diferentes espécies químicas que se misturam a nível molecular e geralmente compartilham a mesma velocidade e temperatura. Um exemplo disso é a mistura de água e etanol, que são dois fluidos que podem ser misturados a nível molecular e formam uma mistura completamente homogênea, sem uma interface entre as espécies bem definida (KRÜGER *et al.*, 2017).

Por sua vez, segundo Sadrehaghighi (2023), tanto os escoamentos monocomponentes quanto os escoamentos multicomponentes, dependendo das condições das variáveis termodinâmicas do escoamento (como a pressão e a temperatura), podem ser classificados como escoamentos monofásicos e escoamentos multifásicos. Um escoamento monocomponente pode ser monofásico se o componente está em uma única fase, ou

multifásico, se o componente existe em diferentes fases. Por outro lado, um escoamento multicomponente pode ser monofásico se todos os componentes estão na mesma fase, ou multifásico, se existem diversas fases no sistema, cada uma delas com componentes diferentes.

De acordo com as fases envolvidas, os escoamentos multifásicos podem ser classificados como: sistemas líquido-sólido, gás-sólido, gás-líquido, líquido-líquido e trifásico (YEOH; JOSHI, 2022).

2.3.1 Sistema líquido-sólido

Os escoamentos do tipo líquido-sólido consistem no transporte de partículas sólidas na fase líquida, os quais são impulsionados em grande medida pela presença de gradientes de pressão, pois a relação de massas específicas entre as duas fases é geralmente baixa e o arrasto entre as fases é o efeito dominante nesses escoamentos (WANG; WANG; JIN, 2007). Esses tipos de escoamentos são geralmente denominados de escoamento líquido-partícula ou escoamento de polpas abrasivas (YEOH; JOSHI, 2022). Os escoamentos líquido-sólido, bem como o escoamento gás-sólido, segundo o nível de concentração da fase dispersa, podem ser apresentados como escoamentos diluídos ou escoamentos densos (ROSA, 2012).

2.3.2 Sistema gás-sólido

O escoamento gás-sólido, também chamado de escoamento gás-partícula, refere-se ao movimento de partículas sólidas suspensas na fase gasosa. Quando a massa específica das partículas é relativamente pequena, o escoamento de gás influencia o escoamento delas. Esses escoamentos são predominantemente governados pelas forças de superfície e de corpo que atuam sobre as partículas sólidas (CROWE, 2005)

2.3.3 Sistema gás-líquido

O escoamento gás-líquido pode assumir diferentes formas: movimento de bolhas de gás na fase líquida ou movimento de gotas líquidas na fase gasosa, as quais ocorrem freqüentemente na área de óleo e gás. No primeiro caso, o líquido é considerado como a fase contínua (fase que tem suas partículas espacialmente conectadas) e as bolhas de gás como a fase dispersa (fase que não tem suas partículas espacialmente conectadas). No segundo caso, o gás é considerado como

a fase contínua e as gotas são consideradas como a fase dispersa. Nesse sistema, dado que as bolhas de gás ou as gotas de líquido podem deformar-se dentro da fase contínua, diversas formas geométricas podem ser encontradas, entre elas, esféricas, elípticas, distorcidas, toroidais e outras configurações complexas. O escoamento gás-líquido experimenta um espectro de regimes de transição de escoamento , devido à coalescência e quebra das bolhas, bem como aos processos de mudança de fase (de gás para líquido ou de líquido para gás (YAN; CHE, 2010).

2.3.4 Sistema líquido-líquido

No escoamento líquido-líquido, dois líquidos imiscíveis escoam em um sistema assumindo diversas configurações devido à diferença de viscosidade e de massa específica. Neste escoamento, quando a taxa de escoamento de uma fase é muito maior do que a outra, a fase com a taxa de escoamento mais lenta forma gotículas e escoa na outra fase (SOTOWA, 2014). Este tipo de escoamento ocorre frequentemente em sistemas de elevação de óleo pesado onde água é injetada e se desloca junto à parede para que no núcleo escoe o óleo de forma a causar uma significativa redução de atrito se comparado com o escoamento monofásico de óleo (ROSA, 2012).

2.3.5 Sistema de escoamento trifásico

O escoamento trifásico de gás-líquido-sólido é encontrado em uma série de aplicações de engenharia. Nesta classe de escoamentos multifásicos, considera-se as partículas sólidas e as bolhas de gás como constituintes discretos da fase dispersa, coexistindo com a fase líquida (contínua). A coexistência das três fases complica consideravelmente a modelagem computacional devido à necessidade de compreender os fenômenos associados às interações partícula-partícula, bolha-bolha, partícula-bolha, partícula-fluido e bolha-fluido, os quais modificam a física do escoamento multifásico (ZHANG; AHMADI, 2005).

Dependendo da morfologia das fases, os escoamentos podem ser classificados como sendo de morfologia contínua-contínua ou de morfologia dispersa-contínua (YEOH; JOSHI, 2022).

2.3.6 Escoamentos de morfologia contínua-contínua

O escoamento de morfologia contínua-contínua, também conhecido como escoamento segregado, separado ou estratificado, é aquele escoamento que tem as fases espacialmente conectadas, que ocupam porções de volume da mesma ordem de grandeza e que formam uma interface entre as fases bem definida (BRAUNER; MOALEM MARON; ROVINSKY, 1998; LOVICK; ANGELI, 2004).

2.3.7 Escoamentos de morfologia dispersa-contínua

O escoamento de morfologia dispersa-contínua é aquele em que uma das fases ocupa uma porção de volume muito menor do que a outra. Nesse tipo de escoamento, uma de suas fases, especificamente a fase dispersa (fase composta de partículas, gotas ou bolhas que ocupam regiões desconectadas do espaço), não tem conexão espacial com a fase contínua (BALACHANDAR; EATON, 2010).

De acordo com Brennen (2005), o escoamento de morfologia dispersa-contínua pode ser classificado de acordo com a concentração da fase dispersa, podendo ser caracterizado como diluído ou denso.

2.3.7.1 Escoamento diluído

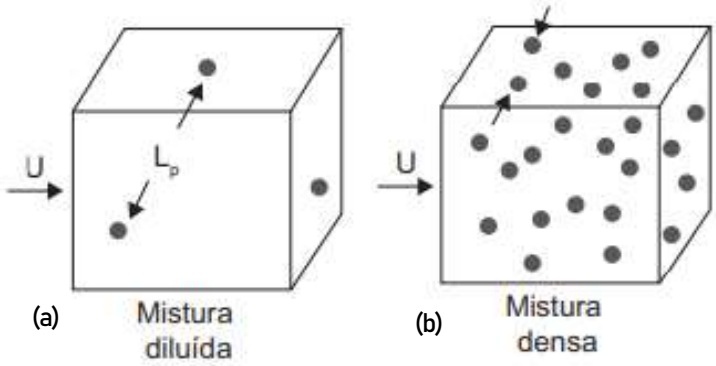
Um escoamento diluído é aquele que tem uma concentração volumétrica da fase dispersa (partículas, gotas ou bolhas) relativamente baixa e no qual o movimento das partículas é controlado pelas forças fluidas (arrasto e empuxo). Uma esquematização representativa deste tipo de escoamento pode ser observada na Figura 8(a) (ROSA, 2012).

2.3.7.2 Escoamento denso

Um escoamento denso é aquele que tem uma concentração volumétrica da fase dispersa (partículas, gotas ou bolhas) relativamente elevada. Uma característica relevante deste escoamento é que, devido à elevada concentração da fase dispersa, a interação partícula-partícula se torna predominante, pois provoca colisões entre elas e influencia significativamente não apenas o comportamento desta fase (dispersa), mas também o da fase contínua. Uma

representação esquemática deste tipo de escoamento pode ser observada na Figura 8(b) (ROSA, 2012).

Figura 8 –Representação esquemática de uma mistura de partículas dispersas em um fluido com concentração diluída e densa.



Fonte: Adaptado de Rosa (2012).

Segundo Crowe (2005), a interação entre as fases nos escoamentos de morfologia dispersa-contínua pode variar segundo a concentração destas e é classificado em três categorias: acoplamento entre fases de uma via, acoplamento entre fases de duas vias ou acoplamento entre fases de quatro vias.

2.3.7.3 Escoamento com acoplamento de uma via

O escoamento com acoplamento de uma via possui uma concentração relativamente menor (diluída) da fase dispersa e no qual a fase contínua vai influenciar no transporte desta fase (ROSA, 2012). Uma representação esquemática deste tipo de acoplamento pode ser observada na Figura 9(a).

2.3.7.4 Escoamento com acoplamento de duas vias

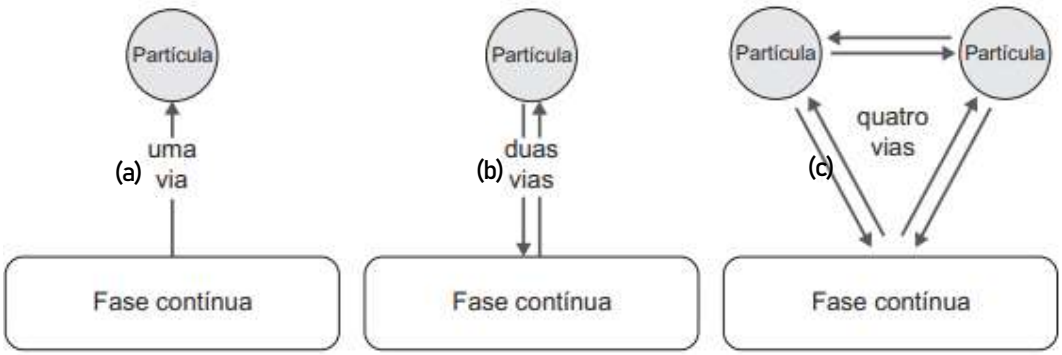
O escoamento com acoplamento de duas vias é aquele escoamento em que a fase contínua influencia o transporte da fase dispersa, assim como a fase dispersa (neste caso, com uma concentração intermediária) influencia o transporte da fase contínua. No entanto, a distância (L_p - veja a Fig. 8) entre os componentes (partículas, gotículas ou bolhas) da fase

dispersa é grande e, portanto, não há interação entre eles (ROSA, 2012). Uma representação esquemática deste tipo de acoplamento pode ser observada na Figura 9(b).

2.3.7.5 Escoamento com acoplamento de quatro vias

O escoamento com acoplamento de quatro vias possui uma concentração elevada (densa) da fase dispersa. A fase contínua influencia o transporte da fase dispersa e vice-versa; porém, devido à alta concentração da fase dispersa, a distância (L_p) entre os seus componentes é pequena, o que provoca interação (colisões) entre eles (ROSA, 2012). Uma representação esquemática deste tipo de acoplamento pode ser observada na Figura 9(c).

Figura 9 – Representação esquemática do acoplamento entre fases dispersa e contínua numa mistura: uma via, duas vias e quatro vias.



Fonte: Rosa (2012).

Segundo Ilea, Kosinski e Hoffmann (2009), o escoamento de morfologia dispersa-contínua pode, ainda, ser classificado de acordo com a distribuição, a forma e o tamanho da fase dispersa como escoamento monodisperso, escoamento polidisperso ou escoamento de transição. O escoamento monodisperso é um termo utilizado para classificar um escoamento cuja fase dispersa tem uma distribuição (de partículas, gotas ou bolhas) com o mesmo tamanho e forma. O escoamento polidisperso é um termo usado para classificar um escoamento cuja fase dispersa tem uma distribuição (de partículas, gotas ou bolhas) de tamanho e formas diferentes. Por fim, o escoamento de transição denota um estado intermediário entre um escoamento de morfologia dispersa diluída e um escoamento de morfologia dispersa densa; eles são caracterizados pela presença de ambas as morfologias.

2.4 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

A dinâmica dos fluidos computacional (do inglês *Computational Fluid Dynamics*, CFD), é uma poderosa técnica que ajuda a compreender e a prever fenômenos de escoamentos; esta técnica surgiu com o desenvolvimento de métodos numéricos baseados em malhas, tais como o Método de Diferenças Finitas (*Finite Difference Method*, FDM), o Método de Volumes Finitos (*Finite Volume Method*, FVM) e o Método de Elementos Finitos (*Finite Element Method*, FEM) (YE *et al.*, 2019).

Esta técnica de simulação numérica oferece uma previsão qualitativa e quantitativa de características importantes dos escoamentos, tais como transferência de calor, transferência de massa, reações químicas e outros fenômenos associados, por meio da solução de modelos matemáticos baseado em equações diferenciais parciais. Por esses motivos, esta técnica é amplamente utilizada, visto que não oferece apenas uma aplicabilidade geral, mas também uma visão crítica dos processos fluidodinâmicos e uma boa relação custo-benefício, pois os métodos experimentais são dispendiosos e permitem repetições de testes limitadas por causa da disponibilidade de recursos (EJEH *et al*., 2020).

Do ponto de vista computacional, e dependendo da morfologia dos escoamentos (conforme mencionado na seção 2.3.6 e 2.3.7), os escoamentos de morfologia contínua-contínua podem ser modelados por meio de uma abordagem Euleriana, ao passo que os escoamentos de morfologia dispersa-contínua podem ser modelados tanto por meio de uma abordagem Euleriana quanto por meio de uma abordagem Lagrangiana, dependendo da concentração da fase dispersa (SHAHMOHAMADI *et al.*, 2017).

A seguir, apresenta-se uma seção referente às abordagens para a modelagem de escoamentos multifásicos em simulações CFD.

2.4.1 Abordagens para a modelagem de escoamentos multifásicos em simulações CFD

De acordo com Zhang e Chen (2007), em geral, existem duas abordagens para modelar os escoamentos multifásicos em simulações CFD: a Abordagem Euleriana-Euleriana e a Euleriana-Lagrangeana. Dependendo das especificidades do caso em questão, é possível empregar uma forma específica desses métodos de solução (SHIROLKAR; COIMBRA; MCQUAY, 1996).

2.4.2 Abordagem Euleriana-Euleriana

De acordo com Lakehal (2002), a abordagem Euleriana-Euleriana é a abordagem mais rigorosa disponível para simular escoamentos multifásicos de morfologia contínua-contínua; ela resolve as equações de transporte para cada uma das fases presentes no escoamento. Nessa abordagem, o principal objetivo é monitorar e identificar a presença ou ausência de cada fase a partir da ideia de fração volumétrica, em que uma equação de conservação é resolvida para cada fração volumétrica das fases, em adição às equações de quantidade de movimento, turbulência e conservação de massa.

O caráter geral da abordagem Euleriana-Euleriana faz com que ela seja muito robusta e possa ser aplicada também a casos de escoamentos com morfologia dispersa-contínua diluída, dispersa-contínua densa, bem como para casos de escoamentos de transição de fase (de escoamentos de morfologia dispersa-contínua para contínua-contínua e vice-versa), permitindo, assim, a obtenção de informações globais (como fração volumétrica, velocidade média e temperatura) do comportamento do escoamento (KAKAÇ; PRAMUANJAROENKIJ, 2016).

Para tratar computacionalmente um escoamento multifásico por meio da abordagem Euleriana-Euleriana, diversos modelos foram desenvolvidos, sendo os principais o modelo Volume de Fluido (*Volume of Fluid*, VOF), o modelo de Mistura e o modelo de Dois-Fluidos.

2.4.2.1 Modelo *Volume of Fluid* (VOF)

De acordo com Akbari, Galanis e Behzadmehr (2011), o modelo VOF é considerado um modelo homogêneo (considera-se um único campo de velocidades para ambas as fases) do modelo Euleriano para a captura da interface, o qual é aplicável a regimes de escoamento multifásico imiscível em que a interface entre as fases fluidas deve ser rastreada. Esse modelo é caracterizado por discretizar a região da interface e parte da hipótese de que o comprimento da interface deve ser da mesma ordem de grandeza da malha computacional. Algumas aplicações desse modelo são: simulação de quebras de jato, movimento de grandes bolhas em um líquido, escoamentos de superfície livre ou também para rastreamento constante ou transiente de qualquer interface gás-líquido. Esse modelo não é recomendado para os escoamentos dispersos investigados no presente trabalho, pois as nanopartículas são muito menores do que as dimensões da malha computacional gerada para discretizar o domínio fluido (AL MAHMUD; ISMAIL, 2021).

2.4.2.2 Modelo de Mistura

De acordo com Vanaki, Ganesan e Mohammed (2016), o modelo de Mistura é um dos modelos mais amplamente usados para a modelagem de escoamentos multifásicos quando as fases encontram-se espacialmente bem misturadas. Nesse modelo, supõe-se que cada fase tem os mesmos campos de propriedades. O modelo funciona bem para escoamentos em que ambas as fases (no caso de um escoamento bifásico) fluem na mesma direção e na ausência de sedimentação; é aplicável para escoamentos borbulhantes em pequenas concentrações, separadores e escoamentos com presença de fase dispersa com baixo acoplamento interfásico. Esse modelo tem sido empregado para escoamentos de nanofluidos quando a fase sólida (nanopartículas) acompanha o movimento da fase contínua.

2.4.2.3 Modelo de Dois-Fluidos

De acordo com Rebay, Kakac e Cotta (2016), o modelo de Dois-Fluidos é um dos modelos mais gerais e completos para resolver computacionalmente problemas de escoamento multifásico em que a distribuição espacial da fase dispersa é heterogênea. Esse modelo descreve o movimento de cada fase em um sentido macroscópico, bem como resolve equações diferenciais que descrevem a conservação de massa, momento e energia para cada fase presente no escoamento, o que se constitui na principal diferença entre este modelo e o modelo de Mistura. No Modelo de Dois-Fluidos, ambas as fases são tratadas como meios contínuos; o modelo é adequado para a simulação de escoamentos de bolhas, leitos fluidizados, escoamentos de partículas, bem como para a simulação de escoamentos de nanofluidos.

2.4.3 Abordagem Euleriana-Lagrangeana

Segundo Rebay, Kakac e Cotta (2016), a abordagem Euleriana-Lagrangeana é uma abordagem específica para casos de escoamentos multifásicos com morfologia dispersa-contínua, em que o objetivo principal é o rastreamento das trajetórias dos componentes que constituem a fase dispersa, bem como a obtenção de informações detalhadas, como posição, velocidade, tempo de residência e concentração de cada um deles na mistura. Nesse modelo, a fase contínua é estudada a partir de um referencial Euleriano, com a solução das equações de

transporte enquanto a fase dispersa é tratada individualmente a partir de um referencial lagrangiano, com o objetivo de determinar a trajetória de cada partícula da fase dispersa.

O principal modelo desenvolvido para tratar computacionalmente um escoamento multifásico através da abordagem Euleriana-Lagrangiana é o modelo de Fase Discreta (*Discrete Phase Model*, DPM), que é um modelo restrito a escoamentos multifásicos com morfologia dispersa-contínua diluída, o qual resolve um balanço de forças para a fase dispersa e se torna viável, inclusive, para a modelagem de escoamentos multifásicos polidispersos, ou seja, quando há uma diversidade de tamanhos das partículas que compõem a fase dispersa.

2.5 ESTUDOS ENVOLVENDO A UTILIZAÇÃO DE NANOFLUIDOS EM TROCADORES DE CALOR

Nesta seção, é apresentada uma revisão crítica da literatura sobre estudos relacionados ao uso de nanofluidos em trocadores de calor. A revisão está dividida em duas partes fundamentais: trabalhos experimentais e trabalhos numéricos.

2.5.1 Trabalhos experimentais

Os nanofluidos têm sido examinados em equipamentos de diversos sistemas de conversão de energia, especialmente em trocadores de calor. Nestes, procura-se um processo eficiente de transferência de calor, visando minimizar as perdas térmicas e, portanto, aumentar a eficiência energética. A aplicação desta nova geração de fluidos para aprimorar o processo de transferência de calor em trocadores de calor tem despertado grande interesse na comunidade de pesquisa devido à sua capacidade de oferecer maior estabilidade e propriedades reológicas melhoradas (DAS *et al*., 2003; POURFATTAH *et al.*, 2017; HEMMAT ESFE *et al*., 2017; HOSSEINNEZHAD *et al*., 2018; SIAVASHI; MIRI JOIBARY, 2019). A seguir, são apresentados alguns trabalhos que envolvem o uso de diferentes nanofluidos em diversas configurações de trocadores de calor, com um enfoque na melhoria da transferência de calor.

Para contextualizar, é relevante mencionar o estudo realizado por Zamzamian *et al.* (2011); os autores realizaram uma pesquisa experimental focada na melhoria da transferência de calor por convecção forçada usando nanofluidos compostos por nanopartículas de óxido de alumínio (Al_2O_3) e de óxido de cobre (CuO) com etilenoglicol (fluido base) em trocadores de calor do tipo tubo duplo e do tipo placas. Os autores analisaram o impacto do aumento da

temperatura operacional dos trocadores de calor (45°C, 60°C; 75°C) e da concentração das nanopartículas misturadas em etilenoglicol (na faixa de 0,1% a 1%) no coeficiente convectivo. Os resultados foram apresentados em termos do número adimensional de Nusselt e revelaram que o uso de nanofluido Al_2O_3/Etilenoglicol em substituição ao etilenoglicol gerou uma melhoria de 13,6%, 20,6% e 26,2% no trocador de calor do tipo tubo duplo, e de 25,3%, 33,1% e 38,3% no trocador de calor do tipo placa. Adicionalmente, ao empregar-se o nanofluido CuO/Etilenoglicol em comparação com o etilenoglicol, observou-se uma melhoria de 18,7%, 30,5%, e 37,2% para o trocador de calor do tipo tubo duplo, e de 37,8%, 41,2%, e 49,3% para o trocador de calor do tipo placa. Esses resultados foram obtidos com uma concentração de nanopartículas de 1,00%. Assim, os autores concluíram que, em temperaturas de operação e concentrações de nanopartículas mais elevadas, a transferência de calor nesses equipamentos melhora consideravelmente.

De maneira semelhante, em um estudo conduzido por Nallusamy, Manikanda e Prabu (2017) em um trocador de calor do tipo casco e tubos, um trocador de calor que opera em paralelo e outro trocador que opera em contracorrente, foi realizada uma análise experimental para avaliar a melhoria da transferência de calor ao utilizar um nanofluido composto por óxido de alumínio (Al_2O_3) e água como fluido base em substituição à água pura. Neste estudo, o parâmetro analisado foi o coeficiente global de transferência de calor sob três diferentes vazões mássicas e uma única concentração de nanopartículas. Houve uma leve melhora em comparação com a água pura ao utilizar um nanofluido contendo nanopartículas de Al_2O_3 com diâmetro médio de 50 nm nos trocadores de calor.

Os autores apresentaram os resultados considerando três números de Reynolds (Re=600, Re=900 e Re=1200). As melhorias mais expressivas foram observadas para Re=1200, onde os valores foram de 140,272 W/m^{2}K, 139,407 W/m^{2}K e 141,005 W/m^{2}K quando os trocadores de calor operaram com água, em comparação com 163,009 W/m^{2}K, 160,105 W/m^{2}K e 165,308 W/m^{2}K quando os trocadores de calor operaram com nanofluidos. Esses resultados são referentes ao trocador de calor que opera em paralelo, o trocador de calor que opera em contracorrente e o trocador de calor do tipo casco e tubos, e correspondem a melhorias de 16,2%, 14,8% e 17,2%, respectivamente. Por fim, os autores concluíram que os nanofluidos de fato melhoram a transferência de calor quando usados nesses equipamentos térmicos e que a melhoria pode ser ainda mais significativa se a vazão mássica é aumentada.

Usando um trocador de calor do tipo casco e tubos, Said *et al*. (2019) avaliaram a eficiência e a possível redução da área do equipamento térmico ao empregar um nanofluido

resultante da mistura de óxido de cobre (CuO) e água como fluido base. Foram utilizadas concentrações volumétricas de nanopartículas de 0,05%, 0,1% e 0,3% com temperaturas de operação do equipamento variando de 25°C a 70°C. Observou-se que, a 25°C e à medida que a concentração de nanopartículas aumentava, as propriedades térmicas, como viscosidade, massa específica e, principalmente, condutividade térmica, também aumentavam. As duas primeiras propriedades tornavam-se um obstáculo para o escoamento no trocador de calor; no entanto, a nova condutividade térmica compensava esses efeitos. Da mesma forma, independentemente da concentração volumétrica das nanopartículas, à medida que a temperatura aumentava até 70°C, as condições se tornavam mais favoráveis. Portanto, os autores concluíram que, sob qualquer concentração volumétrica de nanopartículas e temperatura, a utilização de nanofluido no trocador de calor do tipo casco e tubos gerava melhores resultados em comparação com os obtidos com água. As melhorias mais significativas foram obtidas com uma concentração de nanopartículas de 0,3%, atingindo melhoras na taxa de transferência de calor de 22,9% e na efetividade de 20,1%. É importante ressaltar que, devido a essas melhorias, os autores estimaram que a área do trocador de calor poderia ser reduzida em 6,81% sob as mesmas condições de operação.

2.5.2 Trabalhos numéricos

No âmbito atual, o progresso na dinâmica de fluidos computacional tem possibilitado um estudo mais preciso e eficaz do desempenho térmico dos trocadores de calor. Especificamente, o uso de nanofluidos suscitou um notável interesse devido a suas propriedades termofísicas melhoradas. Nesse contexto, a abordagem numérica é fundamental para validar e complementar os resultados obtidos a partir de experimentos, o que proporciona uma compreensão mais abrangente e confiável do projeto e do desempenho desses equipamentos térmicos.

Isto é refletido no trabalho desenvolvido por Rashmi *et al*. (2015), que avaliaram a melhoria da transferência de calor em um trocador de calor do tipo tubos concêntricos utilizando nanofluidos compostos por nanopartículas de nanotubos de carbono (CNTs) misturadas em água, com uma concentração volumétrica de 0,01%. Este trabalho foi realizado por meio de testes experimentais e simulações numéricas para posterior validação, utilizando o *software* Ansys Fluent. O regime de escoamento foi laminar e os parâmetros avaliados foram a massa específica, a condutividade térmica, a viscosidade e a taxa de transferência de calor. A avaliação e a comparação dos parâmetros mencionados foram realizadas para água pura e para soluções

de goma arábica (com uma concentração volumétrica de 1%) e nanopartículas de nanotubos de carbono (com uma concentração volumétrica de 0,01%) misturados em água. Essas análises foram conduzidas a temperaturas variando de 25°C a 60°C e vazões mássicas na faixa de 10 g/s a 50 g/s.

De acordo com os autores, os resultados indicaram que a condutividade térmica da solução de goma arábica com água melhorava à medida que a temperatura do fluido e a vazão mássica aumentavam; os efeitos mais pronunciados dessas melhoras ocorriam a partir de 40°C e 30g/s, respectivamente. Verificou-se, também, que quando os nanofluidos foram usados na presença de nanopartículas de nanotubos de carbono, a melhoria na condutividade térmica foi mais significativa em comparação com a solução de goma arábica em água e água pura sob as mesmas temperaturas de operação, representando uma melhoria de 4,0% a 125,6%. Com relação à massa específica e à viscosidade, mostrou-se que as variações desses parâmetros a diferentes temperaturas e vazões mássicas foram insignificantes, o que indica que não existe influência negativa no processo de troca de calor em determinadas condições.

Além disso, observou-se que a taxa de transferência de calor com a presença de nanopartículas de CNTs melhorou em 68,6% em comparação com as outras soluções. Dessa forma, as simulações CFD baseadas em uma abordagem monofásica foram consistentes com os resultados experimentais sob diferentes variações de parâmetros, apresentando uma divergência de ± 3,0%. Em última análise, os autores concluíram que os nanofluidos melhoraram significativamente a transferência de calor quando usados no trocador de calor do tipo tubos concêntricos, destacando que os resultados obtidos nas simulações numéricas estão em concordância com os resultados experimentais.

De forma semelhante e utilizando um trocador de calor do tipo casco e tubos, no trabalho apresentado por Afshari *et al.* (2021), o *software* Ansys Fluent foi usado para investigar a influência do uso de nanofluido Fe_2O_3/Água na transferência de calor desse dispositivo. Neste trabalho, os autores utilizaram nanofluido com concentrações volumétricas de nanopartículas de Fe_2O_3 de 1,0%, 1,5% e 2,0%. Foram avaliadas velocidades de entrada de 0,5 m/s, 0,6 m/s, 0,7 m/s e 0,8 m/s com temperaturas de 330 K, 333 K, 336 K e 339 K, tanto para o fluido frio (que escoa no lado do casco, sendo primeiro água pura e depois nanofluido), quanto para o fluido quente (que escoa no lado dos tubos, sendo apenas água pura).

De acordo com os autores, usando apenas água pura, foram realizados testes com os diferentes modelos de turbulência disponíveis, com o objetivo de encontrar a menor taxa de erro com base na taxa de transferência de calor e, em seguida, usá-lo para trabalhar com

nanofluidos. Os resultados obtidos mostram que o modelo de turbulência $\kappa - \varepsilon$ é o que apresenta a menor taxa de erro, sendo o mais preciso para caracterizar esse fenômeno. Além disso, de acordo com o relato dos autores, os resultados obtidos ao utilizar nanofluidos foram comparados com os resultados obtidos da água pura. Assim, mostrou-se que o aumento da concentração de nanopartículas resulta em um aumento da energia térmica, sendo que a melhoria mais significativa na taxa de transferência de calor foi de 19,1% ao usar nanofluido com uma concentração volumétrica de nanopartículas de 2,0%, a uma velocidade de 0,5 m/s e a uma temperatura de 339K.

Como mencionado anteriormente, as nanopartículas têm a capacidade de modificar as propriedades termofísicas dos nanofluidos. No entanto, estas modificações estão fortemente ligadas à concentração e às características próprias delas. De acordo com Munyalo e Zhang (2018), o tamanho das nanopartículas tem influência nas propriedades termofísicas dos nanofluidos, tais como viscosidade, tensão superficial, calor específico e, particularmente, condutividade térmica. No que tange à condutividade térmica, uma propriedade essencial na transferência de calor, no trabalho desenvolvido por Chopkar *et al.* (2008) observou-se um aumento nesta propriedade à medida que o tamanho da nanopartícula decresce. Por outro lado, de acordo com Gupta *et al.* (2021), existe uma relação quase proporcional entre a concentração das nanopartículas e a condutividade do nanofluido, já que, conforme aumentaram a concentração de nanopartículas de SiO_2, Al_2O_3 e CNTs, observaram que a condutividade térmica também aumentou.

Ao utilizar nanofluidos em dispositivos térmicos, como os trocadores de calor, é necessário levar em consideração as alterações geradas pelas propriedades das nanopartículas aplicadas. Até o momento, todos os resultados obtidos têm sido proveitosos; no entanto, é importante estabelecer considerações nas quais seja possível obter o máximo aproveitamento das propriedades das nanopartículas. Detalhes como tamanho, tipo e concentração devem ser cuidadosamente ponderados, uma vez que negligenciar essas considerações pode não ser benéfico (ÖZERINÇ; KAKAÇ; YAZICIOĞLU, 2010). Prova disso é o trabalho desenvolvido por Hamedani; Ajarostaghi e Hosseini (2020), que realizaram um estudo numérico com dois nanofluidos diferentes formados por nanopartículas de Al_2O_3 e CuO misturadas em água. Este estudo procurou determinar a concentração ideal de nanopartículas em função do desempenho térmico de um trocador de calor do tipo placas através da variação do número de Reynolds.

Os resultados obtidos pelos autores indicaram que a aplicação de nanofluido composto por Al_2O_3 teve como resultado um melhor desempenho térmico no trocador de calor do que a

aplicação de nanofluidos formados por nanopartículas de CuO e, especialmente, do que a água pura. Assim, para nanofluidos compostos por nanopartículas de Al_2O_3 e água, com concentrações volumétricas de 4% e 5% e números de Reynolds de Re=10000 e Re=20000, respectivamente, foi obtida uma melhora no desempenho térmico de 9,29% e 7,15% em comparação com a água pura, mostrando que as nanopartículas de Al_2O_3 possuem propriedades termofísicas superiores às de CuO.

Além disso, é possível verificar no trabalho realizado por Mintsa *et al.* (2009), em que foi avaliada a condutividade térmica de nanofluidos compostos por nanopartículas de Al_2O_3 misturadas em água (nanopartículas de 36 e 47 nm com variações de concentração volumétrica na faixa de 1% a 18% e uma variação de temperatura compreendida entre 20°C e 50°C), que o aumento da condutividade térmica foi quase o mesmo para nanofluidos compostos por ambos os tamanhos de nanopartículas de Al_2O_3 à temperatura ambiente. No entanto, a temperaturas mais altas, o nanofluido formado pelas nanopartículas de Al_2O_3 de 36 nm apresentou uma melhora significativa.

Com base em todas as referências descritas e disponíveis na literatura, pode-se inferir que a recomendação sobre a concentração ideal para os diversos tipos de nanopartículas existentes, como o Al_2O_3, objeto de estudo nesta dissertação, ainda não está estabelecida. No entanto, para o presente estudo estas informações são levadas em consideração e a avaliação é feita dentro de uma faixa de concentrações de nanopartículas de 0,25% a 1,25%. As análises têm o objetivo de estabelecer a concentração ideal de nanopartículas de Al_2O_3 que proporciona um melhor desempenho térmico do trocador de calor do tipo casco e tubos que será utilizado nas simulações.

3 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO PROBLEMA

Neste capítulo, é apresentada a formulação matemática referente ao problema do escoamento de um nanofluido composto por água e nanopartículas sólidas de Al_2O_3. O nanofluido em questão escoa no interior do casco de um trocador de calor do tipo casco e tubos.

3.1 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

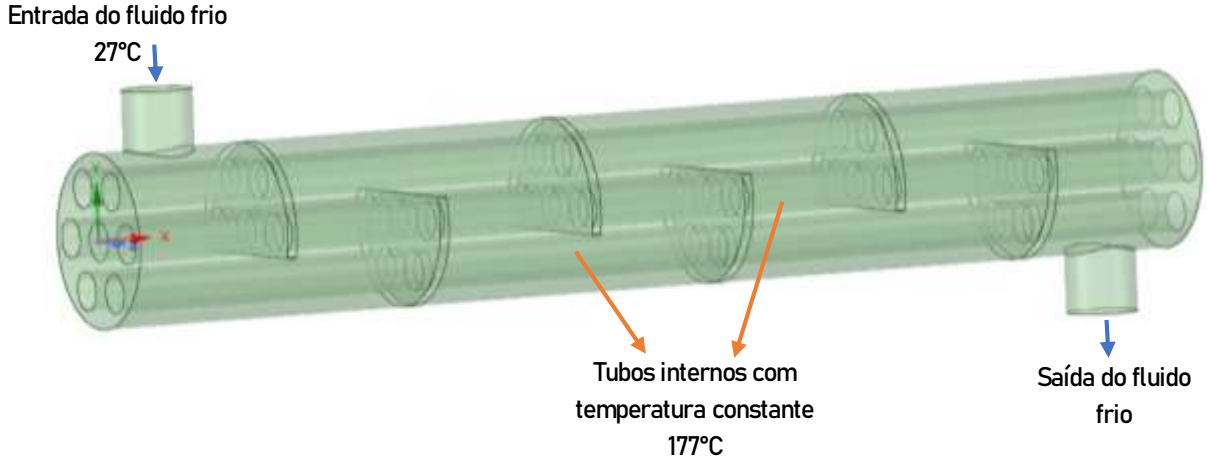
O problema abordado neste trabalho consiste na simulação numérica do escoamento em um trocador de calor do tipo casco e tubos para avaliar a transferência de calor quando o equipamento opera com e sem a utilização de nanofluidos.

O trocador de calor investigado no presente trabalho é composto por um conjunto de tubos dentro de um casco cilíndrico, como pode ser observado na Figura 10. O conjunto de tubos internos é composto por 7 tubos que estão distribuídos em um único passe e mantêm uma temperatura média constante de 177°C na parede para simplificação da modelagem computacional. Essa simplificação de temperatura constante na parede é adotada em função de requerimentos de diversos processos industriais que trabalham com trocadores de calor do tipo casco e tubos e fluidos de operação a elevadas temperaturas. Assume-se que o fluido entra pelo lado dos tubos a 180°C e sai a 174°C, resultando em uma média de 177°C, o que está dentro da faixa de temperatura dos fluidos com que um trocador de calor trabalha. De acordo com os trabalhos de Das et al. (2017) e Mohaghegh, Tasnim e Mahmud (2023), é importante ressaltar que, dado o comprimento relativamente pequeno do trocador de calor (600 mm), a temperatura do fluido que passa pelos tubos internos não sofre uma variação significativa, de modo que a utilização da temperatura média constante nas paredes dos tubos internos, definida a partir das temperaturas assumidas na entrada e na saída (180°C e 174°C), é correta.

Além disso, assume-se em casos práticos que o trocador de calor é um equipamento em estado estacionário, que não sofre variações em suas condições de operação, que a espessura dos tubos internos é relativamente pequena em comparação com seu comprimento e diâmetro, e que o material utilizado tem uma condutividade térmica relativamente alta em comparação com a do escoamento que passa através deles. Assim, devido à rápida condução de calor ao longo dos tubos, a variação de temperatura em sua espessura é mínima e desprezível, tornando possível simplificar o modelo e considerar as temperaturas das paredes dos tubos constantes, tudo isso sem perdas significativas de precisão. O casco cilíndrico é composto por apenas um

passe, por onde ingressa o fluido refrigerante (água ou nanofluido) a 27°C e à pressão atmosférica, e 6 defletores, os quais servem para gerar maior turbulência, com o intuito de aumentar o coeficiente global de transferência de calor.

Figura 10 – Geometria do trocador de calor do tipo casco e tubos.



Fonte: Autoria própria a partir do SpaceClaim de Ansys Fluent.

As características técnicas do trocador de calor são obtidas a partir do trabalho realizado por Ozden (2007) e detalhadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Características técnicas do trocador de calor do tipo casco e tubos.

Descrição	Especificação
Diâmetro do casco	90 mm
Diâmetro externo dos tubos	20 mm
Geometria e distribuição do conjunto de tubos	Triangular, 30 mm
Número de tubos	7
Comprimento do casco	600 mm
Comprimento dos tubos	600 mm
Corte do defletor	36 %
Número de defletores	6

Fonte: Adaptada de Ozden (2007).

3.2 EQUAÇÕES DE GOVERNO

O problema apresentado na seção anterior é governado pelos princípios de conservação da massa (equação (1)), da quantidade de movimento linear (equação (2)) e da energia (equação (3)); as equações que expressam tais princípios físicos de conservação e que são usadas para avaliar os campos de velocidade, pressão e temperatura devido ao movimento de um fluido convencional em uma geometria arbitrária (MAHIAN *et al*., 2019), são escritas, em notação indicial, como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j u_i\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) + \rho g_i - \frac{2}{3}\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j}\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j T\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{k}{c_p}\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) + \frac{1}{c_p}\frac{Dp}{Dt} + \frac{\mu}{c_p}\Phi \tag{3}$$

sendo ρ a massa específica do fluido, u_i o componente i do vetor velocidade, u_j o componente j do vetor velocidade do fluido, p o campo de pressões, μ o coeficiente de viscosidade dinâmica do fluido, g_i o componente i do vetor aceleração da gravidade local, T o campo de temperaturas, k a condutividade térmica do fluido, c_p o calor específico à pressão constante e Φ a função de dissipação viscosa.

No decorrer do presente capítulo e do Capítulo 4, quando a estratégia de solução do problema for apresentada (Método de Volumes Finitos), as equações 1-3 serão simplificadas, haja vista que o escoamento do fluido refrigerante é incompressível (exceto no termo de empuxo, em que é empregada a aproximação de Boussinesq) e estacionário, pois considera-se que as propriedades podem variar com a posição dentro do casco, mas não com o tempo. Além disso, a adoção das seguintes hipóteses é razoável para o caso estudado no presente trabalho:

(i) o nanofluido é considerado homogêneo; segundo Garoosi, Bagheri e Talebi (2013), a hipótese de homogeneidade é apropriada para concentrações de nanopartículas inferiores a 5%;

(ii) o nanofluido é considerado um fluido newtoniano; de acordo com Chen, Ding e Tan (2007), tal hipótese se mostra razoável para concentrações de nanopartículas inferiores a 5%;

(iii) as propriedades termofísicas do fluido base e das nanopartículas são constantes, uniformes e isotrópicas;

(iv) o fluido base e as nanopartículas estão em equilíbrio hidrodinâmico;

(v) desprezam-se eventuais transferências de massa e de quantidade de movimento interfacial;

(vi) as forças interfaciais de não arraste (como forças de sustentação, lubrificação de parede e massa virtual) foram desprezadas.

Por fim, ressalta-se que as equações de conservação são resolvidas para cada uma das fases presentes (contínua e dispersa).

3.3 TURBULÊNCIA

A turbulência é uma característica física comum dos escoamentos de fluidos (DURAISAMY; IACCARINO; XIAO, 2019). Ela é caracterizada por flutuações instantâneas de velocidade, temperatura e outros escalares, contribuindo significativamente no transporte de *momentum*, calor e massa em um escoamento de fluido (DE SOUZA *et al.*, 2011). O fenômeno da turbulência ocorre em um escoamento cujo número de Reynolds, equação (4), excede um valor característico que depende do tipo de escoamento (ÇENGEL; CIMBALA, 2014).

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho u D}{\mu} \tag{4}$$

sendo *Re* o número de Reynolds do escoamento e *D* o diâmetro do tubo.

Atualmente, não existe uma teoria completa universalmente aceita sobre a turbulência; no entanto, no último meio século, a partir dos estudos teóricos pioneiros de Prandtl, Kolmogorov e Von Karman (DARRIGOL; TURNER, 2006), muitas estratégias teóricas e

computacionais foram introduzidas para caracterizar esse fenômeno, as quais são usados de acordo com o problema e os recursos computacionais disponíveis. Entre as estratégias numéricas existentes para resolver escoamentos turbulentos, temos a estratégia de solução direta das equações de Navier-Stokes, conhecida como Simulação Numérica Direta (*Direct Numerical Simulation*, DNS), a Simulação de Grandes Escalas (*Large Eddy Simulation*, LES) e as Equações Médias de Reynolds (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*, RANS), que é a estratégia utilizada neste trabalho.

3.3.1 Média de Reynolds

A técnica de simular escoamentos turbulentos via Equações Médias de Reynolds (RANS) consiste na principal ferramenta usada em aplicações industriais, já que, quando comparada a outras técnicas, apresenta um baixo custo computacional para uma ampla gama de escoamentos (ZIGH; SOLIS, 2013) e fornece resultados de grandezas de interesse a partir da análise do campo de escoamento médio, com precisão aceitável para a prática de engenharia.

Para tanto, os campos de interesse ($\vec{u},\ p\ e\ T$) são decompostos em um componente médio ($\vec{\bar{u}},\ \bar{p}\ e\ \bar{T}$) e em um componente de flutuação ($\vec{u}',\ p'\ e\ T'$). Assim, substituindo a decomposição de Reynolds nas equações governantes (equações 1-3), considerando o escoamento incompressível e desprezando-se a dissipação viscosa, os princípios de conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia passam a ser escritos como (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995):

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \tag{5}$$

$$\rho\left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{u}_j \bar{u}_i)\right] = \rho g_i - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right) - \rho\overline{u_i' u_j'}\right] \tag{6}$$

$$\rho\left[\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{u}_j \bar{T})\right] = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{k}{c_p}\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho\overline{u_j' T'}\right) + \frac{1}{c_p}\frac{D\bar{P}}{Dt} \tag{7}$$

Observando as equações promediadas nota-se, na equação de momento, o termo adicional $\rho\overline{u_i' u_j'}$, conhecido como tensor de tensões de Reynolds, que é um tensor simétrico que gera seis novas incógnitas. Da mesma forma que o tensor de Reynolds, na equação de energia nota-se o

termo $\rho\overline{u_j'T'}$, que refere-se a um campo flutuante de velocidades e temperaturas e que gera três novas incógnitas.

Em outras palavras, os termos $\overline{u_i'u_j'}$ e $\overline{u_j'T'}$ representam uma difusão adicional de quantidade de movimento e de energia, respectivamente, devido aos efeitos causados pela turbulência no campo de escoamento médio.

Assim, após o cálculo da média temporal das equações de conservação, surgem nove incógnitas adicionais, além das cinco já existentes, evidenciando as diferenças de tratamento dos regimes de escoamento laminar e turbulento. Com um total de 14 incógnitas para apenas 5 equações, é inevitável a obtenção de novas equações (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995).

Com o objetivo de reduzir o número de incógnitas do problema, utiliza-se a hipótese de Boussinesq (1877), a qual baseia-se na semelhança existente entre os efeitos de difusão molecular e de difusão turbulenta. Boussinesq (1877) sugeriu que as tensões turbulentas ($\rho\overline{u_i'u_j'}$) deveriam estar relacionadas ao gradiente local das velocidades do escoamento médio através do que chamou de viscosidade associada à característica do escoamento. Assim, o tensor de Reynolds é calculado como:

$$\rho\overline{u_i'u_j'} = \tau_{ij}' = \mu_t\left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i}\right) \tag{8}$$

sendo μ_t a chamada viscosidade turbulenta, considerada uma propriedade do escoamento.

Nota-se, portanto, que as seis incógnitas adicionais introduzidas nas equações de Navier-Stokes pela decomposição de Reynolds dão lugar a apenas uma incógnita, ou seja, o coeficiente de viscosidade turbulenta, μ_t.

Ao assumir-se a ideia da hipótese de Boussinesq (1877) no tocante à equação da energia, o termo adicional de difusão de energia devido à turbulência pode ser escrito como:

$$\rho\overline{u_j'T'} = -\frac{k_t}{c_p}\frac{\partial\overline{T}}{\partial x_j} = -\rho\alpha_t\frac{\partial\overline{T}}{\partial x_j} \tag{9}$$

sendo k_t a chamada condutividade térmica turbulenta e α_t a denominada difusividade térmica do fluido, a qual é equivalente à viscosidade turbulenta, μ_t.

Nota-se, portanto, que as três incógnitas adicionais introduzidas na equação da energia pela decomposição de Reynolds dão lugar a apenas uma incógnita, ou seja, a condutividade térmica turbulenta, k_t (ou a difusividade térmica turbulenta, α_t).

Assim, o problema de fechamento da turbulência é significativamente reduzido. Neste momento, tem-se cinco equações (continuidade, Navier-Stokes e energia) e sete incógnitas *(*$\bar{u}$, $\bar{v}$, $\bar{w}$, $\bar{p}$, $\bar{T}$, μ_t *e* k_t).

Por causa de todas essas incógnitas, na estratégia RANS existem modelos para o fechamento do problema de turbulência, tais como, o modelo de zero equações, o modelo de uma equação e o modelo de duas equações; eles recebem essa denominação pelo fato de se referirem à quantidade de equações de transporte que são requeridas para serem solucionadas junto com as equações de escoamento médio (5-7), com o objetivo final de calcular ou determinar a viscosidade turbulenta e, em seguida, a condutividade térmica turbulenta. (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995).

No caso da determinação da condutividade térmica turbulenta, usa-se a definição do número de Prandtl turbulento, Pr_t:

$$\mathrm{k_t} = \frac{\mathrm{c_p}\mu_\mathrm{t}}{\mathrm{Pr_t}} \tag{10}$$

O número de Prandtl turbulento apresenta valores típicos para determinadas situações (como 1,0 em regiões de camada limite e 0,7 nas demais regiões do escoamento). No entanto, alguns códigos de CFD utilizam valores médios para todo o domínio computacional (tipicamente, valores entre 0,85 e 0,90).

Desta forma, não existe a necessidade de uma equação de transporte adicional para determinar a condutividade térmica turbulenta, k_t*;* entretanto, para determiná-la, é preciso conhecer o coeficiente de viscosidade turbulenta, μ_t.

No caso do presente trabalho, a determinação da viscosidade turbulenta passa pelo uso do modelo de turbulência de duas equações $\kappa - \varepsilon$ *realizable* (sendo κ a energia cinética turbulenta e $\boldsymbol{\varepsilon}$ a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta) (XIAO; CINNELLA, 2019); trata-se da estratégia mais amplamente utilizada pelo fato de caracterizar e resolver a turbulência com maior acurácia e a um menor custo computacional (KMECOVA; SIKULA; KRAJCIK, 2019).

3.3.1.1 O Modelo de turbulência $\kappa - \varepsilon$ *realizable*

O modelo $\kappa - \varepsilon$ *realizable* é o modelo de turbulência de duas equações da família $\kappa - \varepsilon$ mais amplamente utilizado; graças à precisão dos resultados fornecidos em estudos iniciais, a sua boa taxa de convergência e aos requisitos de memória relativamente baixos, torna-se uma alternativa adequada para a solução de problemas que envolvem escoamentos turbulentos e transferência de calor, motivo pelo qual foi escolhido para ser utilizado neste trabalho (KMECOVA; SIKULA; KRAJCIK, 2019).

No modelo $\kappa - \varepsilon$ *realizable*, a viscosidade turbulenta é obtida a partir da energia cinética turbulenta e da sua taxa de dissipação, de acordo com a equação (11):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \tag{11}$$

Na equação (11), C_μ pode ser calculado a partir de (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995):

$$C_\mu = \frac{1}{A_O + A_S \frac{\kappa U^*}{\varepsilon}} \tag{12}$$

sendo:

$$U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \breve{\Omega}_{ij} \breve{\Omega}_{ij}} \tag{13}$$

$$\breve{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_\kappa \tag{14}$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_\kappa \tag{15}$$

sendo U^* a velocidade de atrito usada para caracterizar a intensidade da turbulência, ε_{ijk} é o símbolo de permutação, S_{ij} é o tensor da taxa de deformação turbulenta, Ω_{ij} é o tensor de velocidade rotacional médio visto em um quadro de referência fixo, $\bar{\Omega}_{ij}$ é o tensor de velocidade rotacional médio visto em um quadro de referência em movimento com velocidade angular ω_κ e A_O e A_s, são constantes com valores iguais a 4,04 e $\sqrt{6}\cos\beta$, respectivamente, em que β pode ser calculado a partir da equação (16).

$$B = \frac{1}{3}\cos^{-1}(\sqrt{6}W) \tag{16}$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \tag{17}$$

$$\tilde{S} = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \tag{18}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) \tag{19}$$

Nas Equações (17 - 19), W é um parâmetro calculado a partir do tensor de deformação turbulenta e $\tilde{S}$ é uma grandeza escalar que representa a intensidade da taxa de deformação turbulenta.

As equações de transporte da energia cinética turbulenta (κ) e da taxa de dissipação da energia cinética turbulenta (ε), necessárias ao fechamento do problema, são dadas, respectivamente, por:

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} = \frac{\tau'_{ij}}{\rho}\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\frac{\mu}{\rho} + \frac{\mu_t}{\rho\sigma_\kappa}\right)\frac{\partial \kappa}{\partial x_j}\right] \tag{20}$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon_1}\frac{\varepsilon}{\kappa}\frac{\tau'_{ij}}{\rho}\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + C_2\frac{\varepsilon^2}{\kappa + \sqrt{\nu\varepsilon}} + C_1 + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\frac{\mu}{\rho} + \frac{\mu_t}{\rho\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] \tag{21}$$

sendo:

$$C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta+5}\right] \tag{22}$$

$$\eta = \tilde{S}\frac{\kappa}{\varepsilon} \tag{23}$$

sendo C_1 um parâmetro utilizado para limitar a produção de turbulência em escoamentos de baixa compressibilidade; ν é a viscosidade cinemática; $\sigma_\kappa = 1{,}0$, $C_{\varepsilon_1} = 1{,}44$, $C_2 = 1{,}9$ *e* $\sigma_\varepsilon = 1{,}2$, são constantes inerentes ao modelo de turbulência $\kappa - \varepsilon$ *realizable* (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995).

Deste ponto em diante no texto, por comodidade de digitação, a barra que designa valores médios de propriedades será omitida.

4 MÉTODO DE SOLUÇÃO

No capítulo anterior, foi determinado o conjunto de equações aplicáveis ao modelo que rege o comportamento do escoamento; no entanto, dada a complexidade do problema em questão, não é possível obter-se solução analítica, de modo que no presente trabalho o problema será abordado por meio de análise numérica. Por essa razão, na primeira parte deste capítulo, é descrito o método de solução usado pelo *software* Ansys Fluent para discretizar, linearizar e resolver o sistema de equações governantes no domínio computacional.

Além disso, é descrita a etapa de seleção correta do modelo multifásico e suas respectivas equações; tal modelo é usado na representação do trocador de calor do tipo casco e tubos quando este opera com nanofluido.

4.1 A SIMULAÇÃO NUMÉRICA POR MEIO DO ANSYS FLUENT

4.1.1 O método de volumes finitos

Para resolver numericamente o problema apresentado no Capítulo 3, é necessário dividir o domínio computacional em pequenos volumes de controle. Para tanto, neste trabalho, é utilizado o método dos volumes finitos por meio do *software* Ansys Fluent, o qual realiza uma discretização do domínio computacional para expressar a conservação das quantidades físicas de interesse em cada um desses pequenos volumes. Esse procedimento pode ser ilustrado tomando como ponto de partida uma equação geral de transporte (equação (24)), cuja forma é apropriada para escrever qualquer equação de conservação, desde que os termos de difusão (Γ_ϕ) e de fonte (S_ϕ) da propriedade por unidade de massa, ϕ, sejam corretamente definidos.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \vec{\nabla}.(\rho\phi\vec{u}) = \vec{\nabla}.\left(\Gamma_\phi.\vec{\nabla}\phi\right) + S_\phi \tag{24}$$

A equação (24) representa a conservação da massa quando $S_\phi = 0$ e $\phi = 1$. As equações do movimento nas três direções são obtidas fazendo-se ϕ igual a *u*, *v* ou *w*, com o apropriado termo fonte (segundo membro da equação (2)). A equação da energia é obtida fazendo-se $\phi = T$, com o apropriado termo fonte (dois últimos termos do lado direito da equação (3)). Para a equação

de conservação de massa, $\Gamma_\phi = 0$; para as equações de Navier-Stokes, $\Gamma_\phi = \mu$; para a equação da energia, $\Gamma_\phi = k/c_p$.

No entanto, para continuar com o desenvolvimento desse método, é realizada uma integração da Equação (24) sobre um volume de controle tridimensional, obtendo-se (MALISKA, 2022):

$$\int_{\mathrm{VC}} \left[\frac{\partial}{\partial \mathrm{t}}(\rho\phi) + \vec{\nabla}.(\rho\phi\vec{\mathrm{u}})\right] \mathrm{dV} = \int_{\mathrm{VC}} \left[\vec{\nabla}.\left(\Gamma_\phi.\vec{\nabla}\phi\right) + \mathrm{S}_\phi\right] \mathrm{dV} \tag{25}$$

Da Equação (25), as integrais de volume do termo convectivo ($\vec{\nabla}.(\rho\phi\vec{u})$) e do termo difusivo ($\vec{\nabla}.\left(\Gamma_\phi.\vec{\nabla}\phi\right)$), podem ser transformadas em integrais superficiais por meio do teorema de Gauss. Para qualquer vetor $\vec{a}$, esse teorema estabelece que (PATANKAR, 1980):

$$\int_{\mathrm{VC}} \vec{\nabla}.\vec{\mathrm{a}}\,\mathrm{dV} = \int_{\mathrm{SC}} \vec{\mathrm{n}}.\vec{\mathrm{a}}\,\mathrm{dA} \tag{26}$$

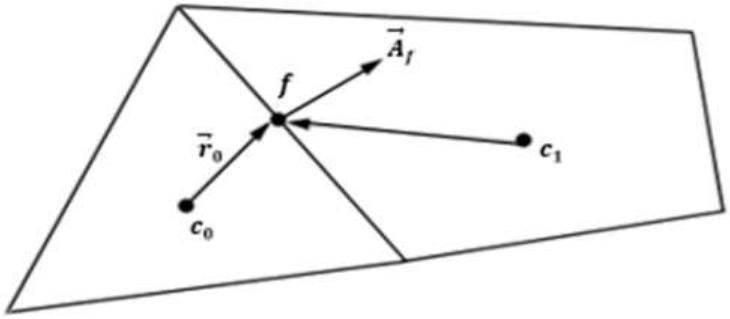
Aplicando o teorema de Gauss, a Equação (25) pode ser escrita como:

$$\frac{\partial}{\partial \mathrm{t}}\left(\int_{\mathrm{VC}} \rho\phi\,\mathrm{dV}\right) + \int_{\mathrm{SC}} \vec{\mathrm{n}}.(\rho\phi\vec{\mathrm{u}})\mathrm{dA} = \int_{\mathrm{SC}} \vec{\mathrm{n}}.\left(\Gamma_\phi.\vec{\nabla}\phi\right)\mathrm{dA} + \int_{\mathrm{VC}} \mathrm{S}_\phi\,\mathrm{dV} \tag{27}$$

sendo $\vec{u}$ o vetor que representa o campo de velocidades, $\vec{n}$ o vetor unitário normal à superfície do volume de controle, $\frac{\partial}{\partial t}\left(\int_{VC} \rho\phi dV\right)$ o termo transiente, $\int_{SC} \vec{n}.(\rho\phi\vec{u})dA$ o termo de fluxo convectivo, $\int_{SC} \vec{n}.\left(\Gamma_\phi.\vec{\nabla}\phi\right)dA$ o termo de fluxo difusivo e $\int_{VC} S_\phi dV$ o termo fonte volumétrico.

A equação (27) é aplicada a cada volume de controle no domínio computacional. Na Figura 11 ilustra-se um exemplo de um volume de controle.

Figura 11 – Exemplo de volume de controle considerado para a discretização da equação de transporte.



Fonte: Guia teórico do Ansys Fluent (2023).

Discretizando a equação (27) para cada volume de controle, ela resulta em (PATANKAR, 1980):

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_{f}^{Nface} (\rho_f \vec{u}_f \phi_f).\vec{A}_f = \sum_{f}^{Nface} \Gamma_\phi (\vec{\nabla}\phi)_f.\vec{A}_f + S_\phi V \tag{28}$$

sendo N_{face} o número de faces que compõe o volume de controle, ϕ_f é o valor da variável ϕ obtida na face f, $\vec{u}_f$ é o campo de velocidades obtido na face f, $\vec{A}_f$ é a área da face f e V é o volume da célula.

Para o caso de escoamento em estado permanente, a equação (28) resulta:

$$\sum_{f}^{Nface} (\rho_f \vec{u}_f \phi_f).\vec{A}_f = \sum_{f}^{Nface} \Gamma_\phi (\vec{\nabla}\phi)_f.\vec{A}_f + S_\phi V \tag{29}$$

Assim, a partir da análise da equação (28), fica evidente que o processo de integração da equação geral de transporte (equivalente a realizar um balanço de propriedade no volume de controle) e sua posterior discretização, estabelece a conservação de uma propriedade fluida em um volume de controle finito determinado, e que o sistema total de equações é constituído de tantas equações quantos volumes finitos existirem no modelo.

4.1.2 Solver

Após a discretização do domínio computacional através do método de volumes finitos, o *software* Ansys Fluent oferece ao usuário a possibilidade de escolher entre dois *solvers* para resolver as equações de conservação presentes no problema em estudo. Historicamente, esses *solvers* utilizados em CFD foram agrupados em duas classes: o *solver* baseado na pressão (*Pressure-Based Solver*) e o *solver* baseado na massa específica (*Density-Based Solver*) (NERINCKX; VIERENDEELS; DICK, 2007). No entanto, no presente trabalho, foi utilizado o *solver* baseado na pressão, que foi tradicionalmente formulado e utilizado para escoamentos incompressíveis e levemente compressíveis, ao contrário do outro, que foi inicialmente formulado para aplicações em escoamentos compressíveis de alta velocidade (PATANKAR; SPALDING, 1972).

Seja utilizando o solucionador baseado na pressão ou o baseado na massa específica, o *software* resolverá as equações integrais governantes para a conservação de massa, momento, energia e outros escalares como a turbulência.

De acordo com Chorin (1968), no *solver* baseado na pressão o campo de velocidades é resolvido por meio das equações de momento e o campo de pressões é calculado por meio da solução de uma equação de correção de pressão obtida pela manipulação das equações de continuidade e momento.

4.1.2.1 Algoritmo de resolução do acoplamento pressão-velocidade

No presente trabalho, a determinação dos campos de pressões e de velocidades é de grande importância para a solução correta do modelo numérico. De acordo com Maliska (2022), após escolher o *solver* adequado para o problema em estudo, a primeira decisão a ser tomada é sobre a natureza da solução, pois há diversos métodos desenvolvidos para solucionar a questão do acoplamento pressão-velocidade (o método segregado e o método acoplado). A principal diferença entre esses dois algoritmos disponíveis é que o algoritmo segregado, em uma iteração, resolve as equações de conservação separadamente, enquanto o algoritmo acoplado, resolve simultaneamente as mesmas equações (BASHA; KOVACEVIC; RANE, 2019).

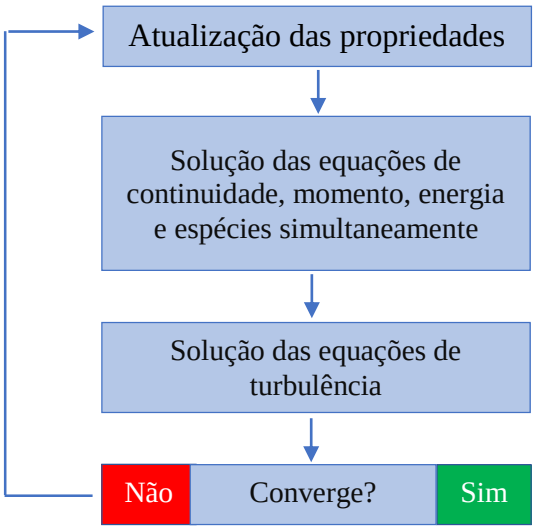
A seguir, é apresentada uma descrição simples do procedimento utilizado pelo algoritmo acoplado ao realizar uma única iteração. Este algoritmo é utilizado neste trabalho por ser

robusto e eficiente para escoamentos em estado permanente, com um desempenho superior em comparação ao algoritmo segregado (HUSAIN; SIDDIQUI, 2018).

A Algoritmo acoplado

O algoritmo acoplado resolve as equações governantes de continuidade, momento e energia simultaneamente (ou seja, acoplado); posteriormente, as equações governantes para escalares adicionais são resolvidas sequencialmente (ou seja, separadas umas das outras e do conjunto acoplado). A representação esquemática desse algoritmo pode ser vista na Figura 12.

Figura 12 – Algoritmo do solver acoplado.



Fonte: Adaptado do guia teórico do Ansys Fluent (2023).

Como as equações governantes são resolvidas de forma fortemente acoplada, a taxa de convergência da solução melhora significativamente em comparação com o algoritmo segregado. Entretanto, o requisito de memória aumenta de 1,5 a 2 vezes em relação ao algoritmo segregado, já que o sistema de todas as equações de continuidade escritas com base na quantidade de movimento e na pressão deve ser armazenado na memória ao resolver os campos de velocidade e pressão (em vez de uma única equação, como é o caso do algoritmo segregado) (BASHA; KOVACEVIC; RANE, 2019); no entanto, testes mostram que o uso de memória adicional compensa, pois é necessário um menor tempo de simulação para obter resultados estabilizados das variáveis calculadas, razão que justifica o uso do algoritmo acoplado no presente trabalho.

B Linearização das equações discretizadas

Uma vez realizada a discretização da equação geral de transporte, e independentemente do *solver* utilizado para resolvê-las, estas devem ser linearizadas para obter um sistema de equações para as variáveis dependentes em cada célula do domínio computacional. Levando em consideração a escolha do *solver* acoplado como método de solução da equação geral de transporte discretizada, é possível escolher entre uma linearização implícita ou explícita para as equações de conservação, e usar apenas a linearização implícita para as equações restantes (equações do modelo de turbulência) (MALISKA, 2022).

No presente trabalho optou-se por uma linearização implícita, que é recomendado para resolver problemas em estado estacionário e oferece maior precisão e estabilidade numérica em problemas com mudanças lentas ou rápidas em suas condições. Esse tipo de linearização não tem limitações no tamanho do passo de tempo e requer um esforço de cálculo adicional pelo fato de armazenar a resolução de uma equação a cada passo de tempo, o que significa um gasto computacional maior do que o método explícito (PROSPERETTI; TRYGGVASON, 2007). No entanto, testes mostram que o uso de memória adicional compensa, pois a utilização desta formulação garante uma convergência e resultados fisicamente consistentes em um tempo de simulação menor.

4.1.3 Discretização espacial

A discretização espacial torna possível transformar as equações diferenciais de Navier-Stokes em equações algébricas para chegar a uma solução numérica, integrando a equação diferencial de cada célula na qual o domínio computacional é dividido, obtendo-se, assim, uma equação discreta. Por padrão, o *software* armazena os valores discretos da variável ϕ nos centros das células, ou volumes de controle; no entanto, os valores das faces, ϕ_f, são necessários para os termos de convecção da equação de transporte e devem ser interpolados a partir dos centros das células (HE; LIU; TAN, 2014).

A fim de atingir esse objetivo, o *software* fornece diversos esquemas de discretização espacial; neste trabalho, apenas discretizações de primeira e segunda ordem são usadas para a discretização espacial do fluxo convectivo-difusivo por motivos de simplicidade em sua formulação, sua rápida convergência, sua maior precisão e sua baixa probabilidade de estar propenso a oscilações numéricas. Essas discretizações são chamadas de *upwind*, pois elas obtêm

o valor das propriedades do escoamento nas faces a partir dos valores nos centros das células adjacentes localizadas a montante, na direção do vetor normal a cada face.

4.1.3.1 Esquema *Upwind* de primeira ordem

Em um esquema *upwind*, os valores das variáveis de interesse nas faces da célula são obtidos considerando-se que os valores no centro da célula, para todas as quantidades fluidas, representam o valor médio da célula, ou seja, os valores das quantidades nas faces da célula, ϕ_f, são considerados iguais aos da célula ϕ a montante dela (POE; WALTERS, 2010).

4.1.3.2 Esquema *Upwind* de segunda ordem

Segundo Maliska (2022), na discretização de segunda ordem, a precisão de ordem superior nas faces da célula é obtida por uma expansão em série Taylor da solução centrada na célula, em torno do seu centro. Portanto, quando uma discretização de segunda ordem é selecionada, o valor nominal ϕ_f é calculado utilizando a seguinte equação:

$$\phi_f = \phi + \vec{\nabla}\phi.\vec{\mathbf{r}} \tag{30}$$

sendo ϕ e $\vec{\nabla}\phi$ o valor da propriedade no centro das células e o seu gradiente em relação às células a montante, respectivamente; $\vec{r}$ é o vetor deslocamento do centro da célula a montante até o centro da face (veja a Figura 11).

4.1.3.3 Discretização do gradiente

A introdução do gradiente de ϕ no esquema de discretização *upwind* de segunda ordem, o qual é utilizado para discretizar os termos convectivos e de difusão presentes nas equações governantes, requer sua determinação em cada célula. Isso é obtido a partir do teorema da divergência dicretizado (também conhecido como teorema de Green-Gauss), que estabelece que o gradiente de uma determinada quantidade escalar, sobre um volume de controle, é igual à soma dos fluxos superficiais e é expresso em forma discreta como (SOZER; BREHM; KIRIS, 2014):

$$(\vec{\nabla}\phi)_{c_0} = \frac{1}{V}\sum_{f} \overline{\phi_f}\ \overrightarrow{A_f} \tag{31}$$

Sendo $\overline{\phi_f}$ o valor de ϕ computado no centro da face, c_0.

Para determinar $\overline{\phi_f}$, o *software* Ansys Fluent disponibiliza o método de Green-Gauss baseado em células (*Green-Gauss Cell Based*, GGCB), o método Green-Gauss baseado em nós (*Green-Gauss Node Based*, GGNB), e o método dos mínimos quadrados baseado em células (*Least Squares Cell Based*, LSCB) (MISHRIKY; WALSH, 2017). No presente trabalho, o método de mínimos quadrados baseado em células é utilizado, já que, de acordo com Aftosmis *et al*. (1995), e em conformidade com testes realizados, ele fornece resultados com maior precisão em comparação com os outros métodos. Esse método aproxima o gradiente de ϕ do centro de cada célula usando uma aproximação por mínimos quadrados.

Supõe-se que o gradiente de cada célula mude linearmente ao longo das distâncias de separação de todas as células vizinhas. Neste caso, o gradiente poderia ser escrito em forma de matriz como (MISHRIKY; WALSH, 2017):

$$\begin{bmatrix} \vec{\nabla}r_{1x} & \vec{\nabla}r_{1y} & \vec{\nabla}r_{1z} \\ \vec{\nabla}r_{2x} & \vec{\nabla}r_{2y} & \vec{\nabla}r_{2z} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \vec{\nabla}r_{Nx} & \vec{\nabla}r_{Nx} & \vec{\nabla}r_{Nx} \end{bmatrix}_{\mathbf{Nx3}} \text{x} \begin{bmatrix} \vec{\nabla}\phi_{c_{0x}} \\ \vec{\nabla}\phi_{c_{0y}} \\ \vec{\nabla}\phi_{c_{0z}} \end{bmatrix}_{3x1} = \begin{bmatrix} \phi_1 & - & \phi_0 \\ \phi_2 & - & \phi_0 \\ \vdots & & \vdots \\ \vdots & & \vdots \\ \phi_N & - & \phi_0 \end{bmatrix}_{\mathbf{Nx3}} \tag{32}$$

A equação (32) representa um sistema de equações sobredeterminado.

A matriz de coeficientes é, então, decomposta, resultando em uma matriz com pesos para cada célula, e os gradientes nas direções x, y e z podem ser calculados de acordo com as seguintes equações (ANDERSON; BONHAUS, 1994):

$$\vec{\nabla}\phi_{c_{0x}} = \sum_{i=1}^{N} W_{i_0}^{x}(\phi_{c_1} - \phi_{c_0}) \tag{33}$$

$$\vec{\nabla}\phi_{c_{0y}} = \sum_{i=1}^{N} W_{i_0}^{y}(\phi_{c_1} - \phi_{c_0}) \tag{34}$$

$$\vec{\nabla}\phi_{c_{0z}} = \sum_{i=1}^{N} W_{i_0}^{z}(\phi_{c_1} - \phi_{c_0}) \tag{35}$$

Sendo $W_{i_0}^{x}$, $W_{i_0}^{y}$ e $W_{i_0}^{z}$ pesos de mínimos quadrados para calcular gradientes, e ϕ_{c_0} e ϕ_{c_i} o valor de ϕ computado nos nós c_0 e c_1, respectivamente.

4.1.3.4 Forma linearizada das equações discretizadas

Uma forma linearizada da discretização da equação de transporte, após a integração, pode ser escrita da seguinte forma:

$$a_p\phi = \sum_{nb} a_{nb}\phi_{nb} + b \tag{36}$$

sendo que o subscrito nb se refere às células adjacentes, a_p e a_{nb} são os coeficientes de linearização de ϕ e ϕ_{nb}, respectivamente, e b contabiliza o termo fonte e o produto entre os coeficientes e as variáveis escalares no centro da célula no passo de tempo anterior. Equações semelhantes podem ser escritas para cada célula da malha.

4.1.3.5 Fatores de sub-relaxamento

Devido à não linearidade das equações a serem resolvidas pelo *software*, é necessário controlar como ϕ varia, o que é feito usando fatores de relaxamento, que reduzem a mudança de ϕ produzida durante cada iteração e contribui para manter um comportamento convergente estável. Essa equação é dada por (MIN; TAO, 2007):

$$\phi = \phi_{old} + \propto \vec{\nabla}\phi \tag{37}$$

sendo que ϕ_{old} representa o valor de ϕ anterior, $\propto$ é o fator de relaxamento e $\vec{\nabla}\phi$ representa a variação calculada em ϕ.

Cabe ressaltar que, no presente trabalho, foram utilizados os valores padrão de sub-relaxação fornecidos pelo *software*, uma vez que testes mostram que a solução não apresenta problemas de instabilidade, em termos de convergência.

4.1.4 Condições de contorno

As condições de contorno são aplicadas nos limites, ou fronteiras, do domínio computacional; elas são utilizadas para fechar o sistema de equações governantes e resolver o problema em questão.

Com este propósito, o *software* oferece dez opções diferentes de condições de contorno para zonas de entrada ou saída de escoamento, dos quais apenas duas foram utilizadas, *mass flow inlet* (a vazão mássica na entrada do domínio computacional) e *pressure outlet* (a pressão na saída do domínio computacional). Além disso, de acordo com o guia teórico do Ansys Fluent (2023), essa combinação de condições de contorno é recomendada para escoamentos incompressíveis pelo fato de oferecer uma convergência robusta da solução.

4.1.5 Convergência iterativa

Por fim, para obter uma solução final das equações governantes, é necessário um processo de cálculo iterativo. Embora a seleção do critério de convergência seja importante para controlar a precisão numérica e os gastos computacionais, até o momento não existe um consenso sobre como estabelecer o critério de convergência de forma razoável e científica na simulação numérica de escoamentos (COSTA, 2022). No entanto, existe uma ferramenta importante que pode ser levada em consideração como critério de convergência durante um processo iterativo, conhecida como resíduo. Ele pode ser facilmente obtido e reflete diretamente as diferenças entre as soluções numéricas e reais, motivo pelo qual foi adotado como critério de convergência na área de aplicações de transferência de calor por meio de CFD (FERZIGER, 1988; LI *et al*., 2015; ROACHE, 1994).

Levando em consideração o mencionado, no presente trabalho são utilizados os resíduos padrões fornecidos pelo *software* para todas as equações envolvidas no problema em questão. Assim, usa-se de três ordens de grandeza (10^{-3}) para a equação de continuidade, momento, energia cinética da turbulência e taxa de dissipação da energia cinética da turbulência, e de seis ordens de grandeza (10^{-6}) para a equação da energia; os testes realizados mostram que esses valores são suficientes para atingir a convergência sem maiores dificuldades.

4.1.6 Seleção do modelo multifásico

Na atualidade, não existe um modelo matemático universal para a simulação de escoamentos multifásicos, pois, como mencionado no Capítulo 2, tais escoamentos podem se apresentar em diversas configurações. No entanto, têm sido desenvolvidos modelos que tentam abranger toda a gama de possibilidades. De todo modo, selecionar o modelo adequado às condições de um problema continua representando um desafio

Para a correta seleção de um modelo multifásico na simulação de escoamentos de nanofluidos, diversos aspectos devem ser levados em consideração, tais como: regime de escoamento, fração volumétrica da fase secundária (fase de menor concentração volumétrica em um escoamento) e o número de Stokes (NWOSU; MEYER; SHARIFPUR, 2014).

4.1.6.1 Regime de escoamento

De acordo com o regime do escoamento, o escoamento trabalhado é bifásico (nanofluido). Ele é composto por uma fase discreta e uma fase contínua. A fase discreta (nanopartículas) está imersa e interpenetrada na fase contínua (água). Assim, com esse regime de escoamento é possível fazer uma escolha entre o modelo DPM (Seção 2.4.3), o modelo de Mistura (Seção 2.4.2.2) ou o modelo de Dois-Fluidos (Seção 2.4.2.3). Dentre os três modelos, o modelo de Mistura é o mais econômico em termos computacionais (VANAKI; GANESAN; MOHAMMED, 2016).

4.1.6.2 Fração volumétrica da fase secundária

Esse parâmetro é caracterizado pela fração volumétrica, $\propto$, (equações (38), (39) e (40)) de cada fase no domínio. A ideia de fração volumétrica é a forma mais simples de conhecer a concentração volumétrica de cada fase de um escoamento e estabelecer aspectos determinantes para a física e a interação entre as fases (LAKEHAL, 2002).

$$\propto_{\mathrm{np}} = \frac{\mathcal{V}_{\mathrm{np}}}{\mathcal{V}} \tag{38}$$

$$\propto_{\mathrm{fb}} = \frac{\mathcal{V}_{\mathrm{fb}}}{\mathcal{V}} \tag{39}$$

$$\sum_{\mathrm{i}} \propto_{\mathrm{i}} = 1 \tag{40}$$

Nas equações (38 – 40), o subscrito np refere-se à fase dispersa (no caso do presente trabalho nanopartículas) e fb refere-se à fase contínua, ou fluido base, que, neste trabalho, é a água. Portanto, $\propto_{\mathrm{np}}$ é a fração volumétrica das nanopartículas, $\propto_{\mathrm{fb}}$ refere-se à fração volumétrica do fluido base, $\mathcal{V}$ é o volume total da mistura, $\mathcal{V}_{np}$ é o volume ocupado pelas nanopartículas e $\mathcal{V}_{fb}$ é o volume ocupado pelo fluido base. A soma das frações volumétricas deve ser igual à unidade.

Neste trabalho, são investigadas concentrações volumétricas da fase secundária (fase dispersa) de 0,25%, 0,50%, 0,75%, 1,00% e 1,25%, pois de acordo com trabalhos disponíveis na literatura (Albadr, Tayal e Alasadi (2013), Afshari *et al.* (2021) e Bernuy (2023)), relacionados ao uso de nanofluidos em trocadores de calor do tipo casco e tubos ,é possível observar que, dentro dessa faixa de concentrações, as melhorias dos parâmetros envolvidos na transferência de calor são significativas.

Para esses níveis de concentração de fase dispersa, é possível escolher entre o modelo DPM, o modelo de Mistura ou o modelo de Dois-Fluidos (MIRZAEE *et al.*, 2020). No entanto, diversos trabalhos disponíveis na literatura mostram que, para estudar numericamente a transferência de calor em nanofluidos com concentrações volumétricas inferiores a 1%, é recomendável utilizar o modelo de mistura, pois este alcança uma melhor concordância com os resultados experimentais, razão que justifica o uso desse modelo no presente trabalho (BIANCO; MANCA; NARDINI, 2011; LOTFI; SABOOHI; RASHIDI, 2010; MIRZAEE *et al*., 2020).

4.1.6.3 Número de Stokes

Para sistemas com uma concentração volumétrica de partículas relativamente elevada, estimar o valor do número de Stokes, St (Equação (41)), além do regime de escoamento e da fração volumétrica da fase dispersa, ajuda a selecionar o modelo multifásico mais adequado. O número de Stokes pode ser definido como uma medida da interação partícula-escoamento. A rigor, quando as partículas da fase dispersa são pequenas, elas tendem a seguir o escoamento

quase instantaneamente (St << 1). Por outro lado, quando as partículas da fase dispersa são grandes, os efeitos de inércia são relevantes (St >> 1) (PETERSEN; BAKER; COLETTI, 2019).

$$\mathrm{St} = \frac{\tau_{\mathrm{np}}}{\tau_{\mathrm{fb}}} \tag{41}$$

com:

$$\tau_{\mathrm{np}} = \frac{\rho_{\mathrm{np}} \mathrm{d}_{\mathrm{np}}^2}{18 \mu_{\mathrm{fb}}} \tag{42}$$

$$\tau_{\mathrm{fb}} = \frac{\mathrm{D}}{\mathrm{u}} \tag{43}$$

Nas Equações (41 – 43), o subscrito *np* refere-se às nanopartículas e o subscrito fb refere-se ao fluido base. Portanto, τ_{np} é o tempo de resposta das nanopartículas, τ_{fb} é o tempo de resposta do fluido base, ρ_{np} é a massa específica das nanopartículas, d_{np} é o diâmetro das nanopartículas, μ_{fb} refere-se à viscosidade dinâmica do fluido base, D é o diâmetro do tubo e u é a velocidade do escoamento.

Neste trabalho, de acordo com as condições do problema em questão (características e propriedades das nanopartículas (Tabela 3) e características do escoamento), é possível concluir que St << 1.

Tabela 3 – Características técnicas das nanopartículas.

Nanopartícula Al_2O_3	Especificação
Diâmetro	15 nm
Massa específica	3970 kg/m^3
Calor específico	0,765 kJ/kgK
Condutividade térmica	36 W/mK

Fonte: Adaptado de Gupta *et al.* (2021).

Assim, mais uma vez, é possível fazer uma escolha entre o modelo DPM, o modelo de Mistura ou o modelo de Dois-Fluidos. No entanto, como o modelo de mistura é o que apresenta menor custo computacional, ele é o escolhido para simular numericamente o escoamento bifásico estudado no presente trabalho.

4.1.6.4 Modelo multifásico de Mistura

De acordo com a discussão precedente, assume-se que as partículas seguem o escoamento com proximidade; além disso, considera-se que as fases são interpenetrantes, que dentro de qualquer volume de controle há uma fração de volume da fase primária e uma fração volumétrica da fase secundária; estas observações levam à escolha do modelo de Mistura.

O modelo de Mistura é o modelo mais simples para analisar um sistema de duas fases. Esse modelo, diferentemente de outros, resolve a equação de continuidade da mistura, a equação do momento da mistura, a equação de energia da mistura, a equação da fração de volume para a fase secundária (segunda fase) e as velocidades relativas das duas fases presentes no escoamento, as quais são obtidas por métodos algébricos (KAUSHAL *et al*., 2012). As equações que regem esse modelo têm sido explicadas em diversos estudos numéricos e são mostradas a seguir (MOJARRAD; KESHAVARZ; SHOKOUHI, 2013; NUIM LABIB *et al.*, 2013).

A Equação de continuidade da mistura

A equação de continuidade da mistura é dada por (LOTFI; SABOOHI; RASHIDI, 2010):

$$\vec{\nabla}.(\rho_m \vec{u}_m) = 0 \tag{44}$$

sendo:

$$\vec{u}_m = \frac{\sum_{k=1}^{n} \propto_k \rho_k \vec{u}_k}{\rho_m} \tag{45}$$

$$\rho_m = \sum_{k=1}^{n} \propto_k \rho_k \tag{46}$$

Nas equações (44 – 46), o subscrito m refere-se à mistura e o subscrito k refere-se à fase k, sendo que ρ_m é a massa específica da mistura, $\vec{u}_m$ é a velocidade da mistura, ρ_k é a massa específica da fase k e $\propto_k$ é a fração volumétrica da fase k.

B Equação do momento da mistura

A equação do momento para a mistura pode ser obtida pela soma das equações do momento individuais para todas as fases. Ela pode ser expressa como (MAHDAVI; SHARIFPUR; MEYER, 2016):

$$\vec{\nabla}.(\rho_m \vec{u}_m \vec{u}_m) = -\vec{\nabla}P_m + \vec{\nabla}.\tau_m + \rho_m \vec{g} - \vec{\nabla}.\sum_{k=1}^{2} \alpha_k \rho_k \vec{u}_{dr,k} \vec{u}_{dr,k} \tag{47}$$

sendo:

$$\vec{u}_{dr,k} = \vec{u}_k - \vec{u}_m \tag{48}$$

$$\tau_m = \vec{\nabla}.\left[(\mu_m + \mu_t)(\vec{\nabla}\vec{u}_m + \vec{\nabla}\vec{u}_m^T\right] \tag{49}$$

Nas Equações (47 - 49), τ_m é o tensor viscoso da mistura (composta por duas fases), μ_m é a viscosidade da mistura e $\vec{u}_{dr,k}$ é a velocidade de deriva da fase k.

C Equação da energia da mistura

A equação de energia para a mistura é dada por (KARIMI *et al*., 2019):

$$\vec{\nabla}.(\rho_m \vec{u}_m H_m) = -\vec{\nabla}.(q_m + q_t) - \vec{\nabla}.\sum_{k=1}^{2} \alpha_k \rho_k \vec{u}_{dr.k} H_m + \vec{\nabla}.\sum_{k=1}^{2} \alpha_k \tau_k.\vec{\nabla}\vec{u}_m \tag{50}$$

sendo H_m a entalpia da mistura e o termo $q_m + q_t$ um incremento de difusão de energia devido à turbulência (semelhante ao termo $\mu_m + \mu_t$ na equação da quantidade de movimento (equação (49)).

D Velocidade relativa ou de deslizamento

A velocidade relativa (também conhecida como velocidade de deslizamento), $\vec{u}_{pq}$, é definida como a velocidade da fase secundária em relação à fase primária em um sistema multifásico. No presente trabalho, essa velocidade é levada em conta com o objetivo de descrever o comportamento local das partículas em relação ao fluido circundante. A velocidade relativa é utilizada para analisar como a diferença de velocidades causada pela interação entre as fases influencia na transferência de calor entre elas (MIRZAEE *et al*., 2020).

Segundo Huai, Xue e Qian, (2013), a velocidade relativa é dada por:

$$\vec{u}_{pq} = \vec{u}_p - \vec{u}_q \tag{51}$$

$$\vec{u}_{pq} = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu_q f_{drag}} \frac{(\rho_p - \rho_m)}{\rho_p}\left[\vec{g} - (\vec{u}_m.\vec{\nabla})\vec{u}_m - \frac{\partial \vec{u}_m}{\partial t}\right] \tag{52}$$

nas equações (51) e (52) , os subscritos p e q referem-se às velocidades das nanopartículas (fase secundária) e do fluido base (fase primária), respectivamente, sendo que $\vec{u}_q$ é a velocidade do fluido base, $\vec{u}_p$ é a velocidade das nanopartículas e f_{drag} é o fator de atrito (função de arrasto). Este último é dado por Shiller e Naumann (1935):

$$f_{drag} = \begin{cases} 1 + 0{,}15Re^{0{,}687} & Re \leq 1000 \\ 0.0183Re & Re > 1000 \end{cases} \tag{53}$$

sendo que Re é o número de Reynolds relativo dado como $Re = d_p \rho_q \vec{u}_{pq}/\mu_q$, no qual d_p, ρ_q, $\vec{u}_{pq}$ e μ_q são o diâmetro da nanopartícula, a massa específica do fluido base, a velocidade relativa entre a nanopartícula e o fluido (deslizamento) e a viscosidade do fluido base, respectivamente.

Por fim, tem-se a velocidade de deriva da fase secundária (nanopartículas), $u_{dr,p}$, que refere-se ao movimento da fase secundária com relação à velocidade global da mistura. Esta velocidade é uma extensão da velocidade de deslizamento, que inclui a influência das frações de massa das fases no sistema e, portanto, descreve como a fase secundária se desloca em relação à mistura total do escoamento.(MAHDAVI; SHARIFPUR; MEYER, 2016).

$$\vec{u}_{dr,p} = \vec{u}_{pq} - \sum_{k=1}^{n} \frac{\alpha_k \rho_k}{\rho_m} \vec{u}_{kq} \tag{54}$$

Sendo ρ_k a massa específica das nanopartículas e $\vec{u}_{kq}$ é a velocidade da fase k em relação à fase q.

E Equação de fração em volume para a fase secundária

A partir da equação da continuidade, deriva-se uma equação que quantifica a fração em volume da fase secundária (p) em função de diversos parâmetros relevantes. Segundo Akbarinia e Behzadmehr (2007), essa equação é dada por:

$$\vec{\nabla}.\left(\alpha_p \vec{u}_m\right) = -\vec{\nabla}.\left(\alpha_p \vec{u}_{dr,p}\right) \tag{55}$$

A equação (55) nos indica que qualquer variação na fração de volume da fase secundária devido ao movimento da mistura (equação do lado esquerdo) deve ser compensada pela variação devido ao deslizamento entre as fases (equação do lado direito). Em outras palavras, a mudança líquida na fração em volume da fase secundária é governada pela interação entre o movimento da mistura e a diferença de velocidade entre as fases.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Inicialmente, foi desenvolvido um modelo numérico de um trocador de calor do tipo casco e tubos operando em regime laminar, com o objetivo de validar o modelo com os resultados experimentais de Ozden (2007). Esse modelo consiste na parte sólida do trocador de calor, por onde passam os dois escoamentos (no lado dos tubos e no lado do casco), os quais ingressam com temperaturas de 54,3°C e 11°C, respectivamente. As características técnicas desse trocador de calor, bem como os resultados obtidos, são apresentadas no APÊNDICE B deste trabalho.

No entanto, o foco deste trabalho está no desenvolvimento de um modelo numérico de a um trocador de calor do tipo casco e tubos operando em regime turbulento, centrando as análises no comportamento do escoamento no lado do casco. A justificativa para tal foco é que o comportamento da dinâmica do escoamento no lado do casco é complexo e precisa ser melhor compreendido, especialmente quando se tem em mente que a contribuição principal do presente trabalho consiste em avaliar o desempenho térmico do equipamento quando ele utiliza fluidos refrigerantes não convencionais, como é o caso dos nanofluidos.

Os resultados obtidos por meio da análise numérica são comparados com os resultados baseados nas correlações utilizadas nos métodos de Kern (KERN, 1999) e Bell-Delaware (HU *et al.*, 2019*)*(APÊNDICE C). Tais métodos são utilizados pela Associação de Fabricantes de Trocadores Tubulares, que fornece diretrizes detalhadas sobre diversos aspectos dos trocadores de calor desde 1985 (YANG *et al*., 2014). Eles são os mais adequados para realizar o projeto e a análise dos parâmetros envolvidos no escoamento do lado do casco em trocadores de calor do tipo casco e tubos (BAYRAM; SEVILGEN, 2017). As referidas diretrizes baseiam-se em parâmetros físicos adimensionais, tais como o número de Reynolds, o número de Prandtl e o número de Nusselt, e têm sido aprimoradas ao longo do tempo devido ao acúmulo de experiência industrial, de dados operacionais e à utilização de instrumentação aprimorada (SHWETA; JAGADISH; MANJUNATH, 2014).

No entanto, é importante levar em consideração que essas correlações são baseadas em princípios físicos, dados experimentais e simplificações e, portanto, podem não ser aplicáveis a todas as situações. Por esse motivo, é essencial validar os resultados obtidos a partir da utilização dessas correlações com resultados experimentais específicos ou, alternativamente, através de simulações numéricas, as quais são menos onerosas do que os testes experimentais, o que também justifica a relevância do presente estudo.

No presente capítulo são apresentados e discutidos os resultados gerados pelo modelo computacional tridimensional desenvolvido nesta pesquisa para a análise do comportamento do escoamento turbulento em um trocador de calor do tipo casco e tubos, sob as condições mencionadas no Capítulo 3, confrontando-os com dados obtidos a partir de correlações disponíveis na literatura. Subsequentemente, são realizados testes com nanofluido para cinco concentrações de nanopartículas (0,25%, 0,50%, 0,75%, 1,00% e 1,25%). Essas concentrações foram selecionadas com base no trabalho experimental realizado por Bernuy (2023), nas revisões da literatura e nas sugestões de autores que já abordaram esse tema em pesquisas anteriores. É importante destacar que, para realizar os testes com nanofluidos e garantir a confiabilidade dos resultados, foi previamente realizada a validação do modelo numérico com um trabalho experimental. Esse trabalho consiste na avaliação da transferência de calor turbulenta em um tubo circular que utiliza água e, posteriormente, um nanofluido composto de água e nanopartículas de Al_2O_3. Detalhes adicionais desta validação são apresentados no APÊNDICE D.

Assim, na primeira parte deste capítulo é apresentado um teste de independência de malha. Em seguida, são apresentados gráficos referentes à avaliação das propriedades do nanofluido e parâmetros operacionais, além de contornos de velocidade, pressão e temperatura. Portanto, é realizada uma análise detida acerca dos campos das propriedades e variáveis mais importantes neste tipo de problema.

As propriedades termofísicas utilizadas nos cálculos são extraídas de Çengel (2007) e encontram-se no ANEXO 1.

5.1 TESTE DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA

O teste de independência da malha é uma etapa essencial na validação das simulações numéricas, especialmente em aplicações de transferência de calor, em que ao utilizar-se uma malha extremamente grossa, detalhes importantes da física do escoamento e da transferência de calor podem ser perdidos. Isso pode levar a uma subestimação ou superestimação dos gradientes de temperatura e da taxa de transferência de calor. Por outro lado, uma malha excessivamente refinada pode levar a um aumento desnecessário no tempo computacional, sem representar uma melhoria significativa na precisão dos resultados.

Por esse motivo, Aly (2014), Husain e Siddiqui (2018), Bahiraei, Mazaheri e Rizehvandi (2019), Dora, Mendu e Lakshmipati (2020), Mirzaee *et al.* (2020) e Fauzee *et al.* (2024), em

seus trabalhos, demonstram a importância de realizar rigorosos estudos de independência de malha em simulações que envolvem aplicações de transferência de calor para determinar a etapa apropriada em que o refinamento da malha não é mais necessário, pois atingir um nível adequado de resolução de malha é essencial para garantir a precisão e a confiabilidade das análises, bem como realizá-las em um tempo aceitável.

Neste contexto apresenta-se, na Tabela 4, uma comparação entre as taxas de transferência de calor obtidas por meio das simulações numéricas e as obtidas por meio analítico, quando o trocador de calor opera apenas com água. Para tanto, por meio do teste mencionado anteriormente, são analisados três níveis de refinamento de malha: uma malha grossa, composta por 250.566 elementos, uma malha média, composta por 813.116 elementos; uma malha fina, composta por 1.569.090 elementos.

Tabela 4 – Resultados obtidos durante o teste de independência de malha.

Refinamento de malha	Vazões mássicas (kg/s)	Resultados da análise numérica Taxa de transferência de calor (kW)	Resultados analíticos Taxa de transferência de calor (kW) - Apêndice C	Erro (%)
Malha grossa 250.566 elementos	0,5	84,43	81,39	3,74
Malha média 813.116 elementos		86,06	84,03	2,42
Malha fina 1.569.090 elementos		85,04	84,99	0,06
Malha grossa 250.566 elementos	0,6	97,49	95,46	2,13
Malha média 813.116 elementos		99,68	98,65	1,04
Malha fina 1.569.090 elementos		99,96	99,91	0,05

Malha grossa 250.566 Elementos	0,7	111,79	109,76	1,85
Malha média 813.116 Elementos		115,15	113,10	1,81
Malha fina 1.569.090 Elementos		114,98	114,91	0,06

Fonte: Autoria própria.

A partir dos dados apresentados na Tabela 4, é possível analisar a diferença percentual existente entre os resultados obtidos com as simulações numéricas e os resultados analíticos, no que se refere à taxa de transferência de calor. Durante a realização dos testes foram analisados os comportamentos de três características fundamentais em relação à malha: o número de elementos, a assimetria e a qualidade ortogonal, sendo esses dois últimos critérios essenciais para avaliar a qualidade da malha e, consequentemente, a qualidade dos resultados obtidos (DA SILVA *et al.*, 2024).

A qualidade ortogonal da malha representa a perpendicularidade das linhas da grade com relação às superfícies do domínio computacional em cada ponto de interseção. De acordo com o guia teórico de Ansys Fluent (2023), em condições ideais, a qualidade ortogonal deve ser próxima de 1; no entanto, ele estabelece um intervalo entre 0,25 e 0,50, em que a qualidade ortogonal da malha é considerada boa para desenvolver a simulação. Por outro lado, a assimetria determina quão próxima do ideal (ou seja, equilátero ou equiangular) está uma face ou célula. De acordo com o guia teórico de Ansys Fluent (2023), um valor de 0 indica uma célula equilátera (melhor qualidade) e um valor de 1 indica uma célula completamente degenerada; no entanto, nesse critério, é definido um intervalo entre 0,25 e 0,50 em que a assimetria da malha é considerada boa para desenvolver a simulação. Nos testes aqui apresentados, a menor qualidade ortogonal obtida foi de 0,20, e a maior assimetria foi de 0,50 (ambas para a menor vazão mássica estudada), porém, malhas com tais características ainda são consideradas aceitáveis para o tipo de simulação numérica realizada no presente estudo.

Em geral, a partir da Tabela 4, observa-se que tanto para uma vazão mássica de 0,5 kg/s quanto para uma vazão mássica de 0,6 kg/s e 0,7 kg/s, à medida que o número de elementos da malha aumenta, a diferença percentual entre os resultados obtidos com a simulação e os resultados analíticos diminui.

Por fim, primando pela qualidade dos resultados numéricos, opta-se por utilizar, no decorrer deste estudo, a malha mais refinada, a qual possui 1.569.090 elementos, qualidade ortogonal de 0,25 e assimetria de 0,50.

5.2 COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS NUMÉRICOS E ANALÍTICOS

Nesta seção, apresentam-se os resultados obtidos para a transferência de calor em um trocador de calor do tipo casco e tubos operando apenas com agua e em regime turbulento, por meio de simulações numéricas realizadas com o *software* Ansys Fluent. Estes resultados (Tabela 5) são comparados com os resultados obtidos a partir de correlações analíticas (Tabela 6), a fim de validar o modelo numérico e avaliar sua capacidade de prever o comportamento térmico do trocador de calor. É importante ressaltar que todos os resultados apresentados estão focados no comportamento do escoamento no lado do casco, e foram obtidos com a malha de maior refinamento (Seção 5.1). Além disso, os resultados da diferença percentual entre as análises numérica e analítica são apresentados na Tabela 7.

Tabela 5 – Resultados da análise numérica.

Refinamento de malha	Modelo de turbulência	Vazão mássica (kg/s)	Temperatura de saída (°C)	Coeficiente de transferência de calor ($kW/m^2°C$)	Queda de pressão (kPa)	Taxa de transferência de calor (kW)
Malha fina 1.569.090 elementos	$\kappa - \varepsilon$ *Realizable*	0,5	67,66	2,505	1,242	85,04
		0,6	66,83	2,934	1,806	99,96
		0,7	66,27	3,367	2,462	114,98

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6 – Resultados do cálculo analítico.

	Método de Kern	Método de Bell-Delaware		
Vazão mássica (kg/s)	Coeficiente de transferência de calor ($kW/m^2°C$)	Coeficiente de transferência de calor ($kW/m^2°C$)	Queda de pressão (kPa)	Taxa de transferência de calor (kW)
0,5	2,291	2,595	1,221	84,99
0,6	2,546	2,891	1,785	99,91
0,7	2,769	3,174	2,384	114,91

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7 – Diferença percentual entre os resultados da análise numéricas os cálculos analíticos.

	Método de Kern	Método de Bell-Delaware		
Vazão mássica (kg/s)	Coeficiente de transferência de calor	Coeficiente de transferência de calor	Queda de pressão	Taxa de transferência de calor
0,5	9,3%	3,5%	1,7%	0,06%
0,6	15,2%	1,5%	1,2%	0,05%
0,7	21,6%	6,1%	3,3%	0,06%

Fonte: Autoria própria.

Na Tabela 7 mostra-se que a diferença percentual resultante da comparação entre os resultados obtidos por meio das simulações numéricas e os obtidos por meio analítico, para a taxa de transferência de calor e a queda de pressão, são aceitáveis. O mesmo pode ser admitido em relação aos coeficientes de transferência de calor para todas as vazões mássicas, no qual considera-se apenas o método Bell-Delaware para esta comparação, pois ele proporciona resultados mais precisos.

É importante ressaltar que, para o desenvolvimento do modelo numérico utilizado, realizou-se uma análise de sensibilidade entre diferentes modelos de turbulência, a fim de representar de forma acurada os fenômenos físicos presentes em escoamentos turbulentos; na referida análise, o modelo $\kappa - \varepsilon$ *realizable* apresentou um desempenho superior na previsão de padrões de escoamento e transferência de calor, fornecendo resultados mais próximos dos cálculos analíticos.

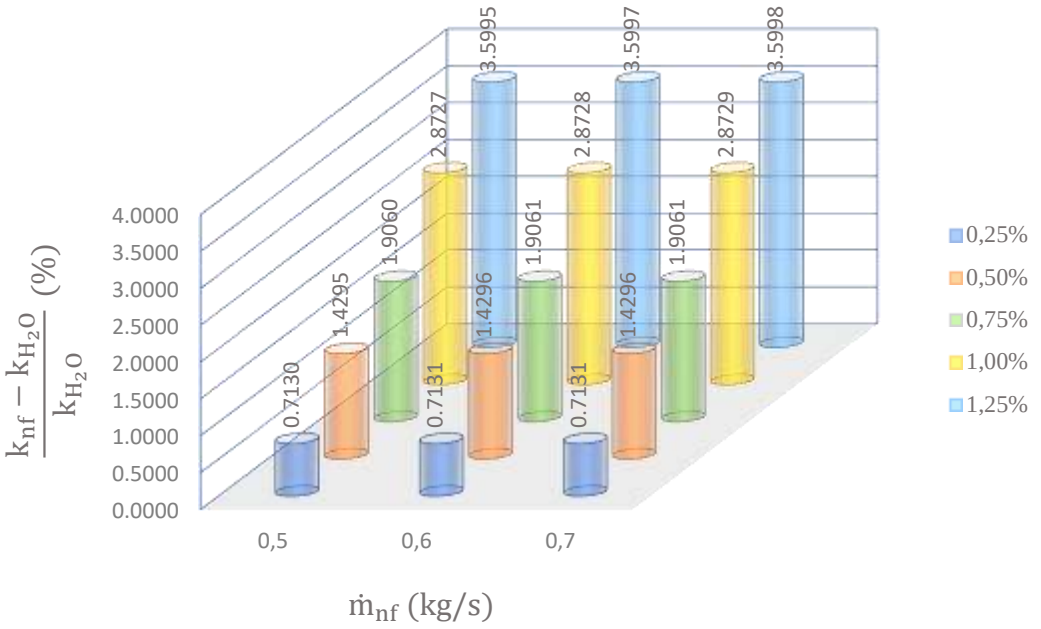
5.3 AVALIAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO NANOFLUIDO

Nesta seção, examina-se a influência significativa da mistura ao fluido base (água), a fim de estabelecer um conhecimento das propriedades termofísicas resultantes que sustente os resultados obtidos por meio de simulações numéricas do escoamento de nanofluidos, antes de analisar os parâmetros operacionais do trocador de calor. Cabe ressaltar, que todas as equações utilizadas para calcular as propriedades térmicas descritas a seguir, são detalhadas no APÊNDICE A.

5.3.1 Condutividade térmica

A influência da mistura das nanopartículas no fluido refrigerante, na condutividade térmica do fluido base é apresentada na Figura 13.

Figura 13 – Relação percentual entre as condutividades térmicas do nanofluido e da água.



Fonte: Autoria própria.

Para todos os cenários analisados, observa-se que o aumento da concentração volumétrica das nanopartículas resulta em um aumento da condutividade térmica do nanofluido (os aumentos alcançados situam-se entre 0,71% e 3,60%). Esse fenômeno encontra suporte em um estudo conduzido por Salameh *et al.* (2023), que demonstrou que, à medida que a concentração volumétrica de nanopartículas aumenta, a condutividade térmica também tende a aumentar. De acordo com Ahirwar e Kumar (2024), esse efeito ocorre devido ao movimento aleatório e incontrolável das partículas dentro do fluido base, provocado pela colisão entre elas, fenômeno conhecido como movimento browniano. Segundo a comunidade científica, esse movimento, causado pela difusão térmica, favorece a troca de energia térmica, a qual é aprimorada em temperaturas mais altas, viscosidades mais baixas e menores tamanhos de partículas (PRASAD; KONIJETI; SHARMA, 2019).

O estudo realizado por Main *et al.* (2021) centrou-se em analisar a condutividade térmica do trifluorometilsulfonil (fluido base) e a condutividade térmica resultante da adição, ao trifluorometilsulfonil, de nanopartículas de Al_2O_3, com 1,0% de concentração volumétrica e diâmetros de 10 nm, 30 nm, 60 nm e 90 nm. Os resultados indicaram que as melhoras máximas na condutividade térmica foram apresentadas para as nanopartículas com um diâmetro de 10 nm e para todas as condições de temperatura (10°C - 70°C). De acordo com os autores, essas melhorias, em comparação ao fluido base, foram de, aproximadamente, 6,5% a 10°C, 8,3% a 20°C, 9,2% a 30°C, 8,2% a 40°C, 10% a 50°C, 11,9% a 60°C e 14,6% a 70°C.

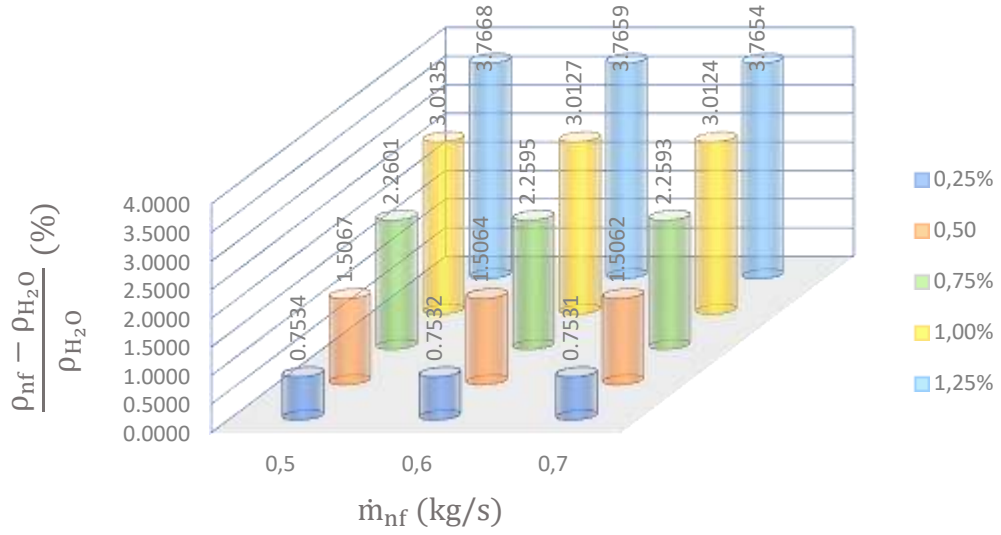
De maneira similar, Riahi *et al.* (2020) estudaram a influência das nanopartículas de Al_2O_3, com um diâmetro de 9 nm e uma concentração volumétrica de 0,7%, na condutividade térmica da água como fluido base. Segundo os autores, com a adição de nanopartículas, foram observadas melhorias de 4,2% e 8,6% a 25°C e 45°C, respectivamente. Todos esses estudos confirmam a tendência de que a adição de nanopartículas sólidas em um fluido base resultam em melhorias na condutividade térmica; no entanto, a dimensão dessa melhoria depende de alguns aspectos fundamentais, tais como as condições do escoamento e as características das nanopartículas.

5.3.2 Massa específica e viscosidade dinâmica

Na mecânica dos fluidos, a massa específica e a viscosidade dinâmica são propriedades fundamentais que determinam o comportamento dos fluidos. Esses parâmetros estão matematicamente relacionados, portanto, é conveniente apresentar uma análise em conjunto.

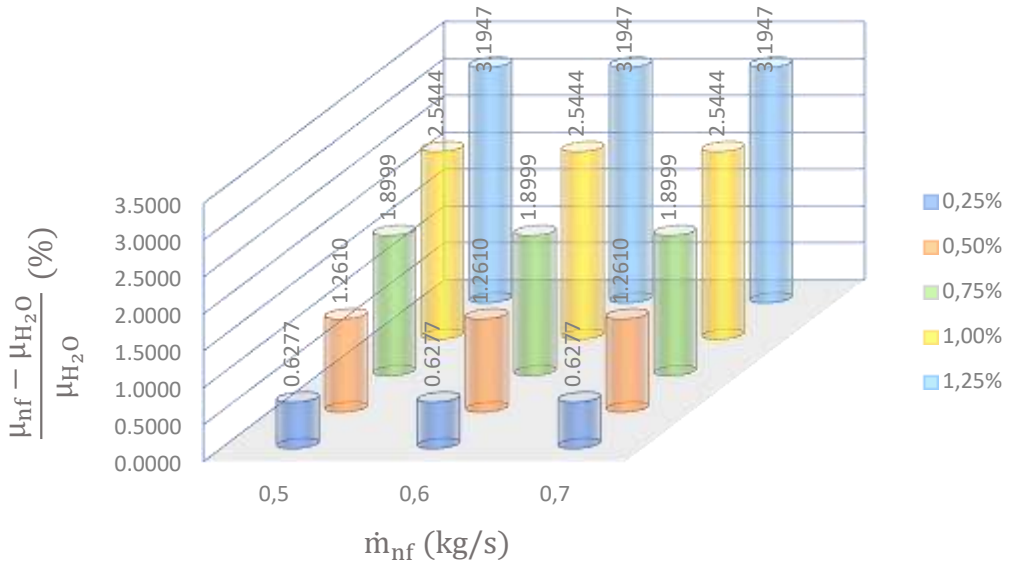
A influência da mistura das nanopartículas ao fluido base, na massa específica do fluido refrigerante resultante, é apresentada na Figura 14, e a influência na viscosidade dinâmica é apresentada na Figura 15.

Figura 14 – Relação percentual entre as massas específicas do nanofluido e da água.



Fonte: Autoria própria.

Figura 15 – Relação percentual entre as viscosidades dinâmicas do nanofluido e da água.



Fonte: Autoria própria.

Nas Figuras 14 e 15 mostra-se que há um comportamento semelhante ao da condutividade térmica, ou seja, à medida que a concentração volumétrica das nanopartículas aumenta, os valores da massa específica e da viscosidade dinâmica aumentam também. No que concerne à massa específica, esses aumentos situam-se na faixa de 0,75% a 3,76% e, no que tange à viscosidade dinâmica, os aumentos estão na faixa de 0,63% a 3,20%. De acordo com Ajeena, Farkas e Víg (2024), esse incremento deve-se ao fato de que a adição de nanopartículas em um

fluido base provoca mudanças nos campos de velocidade do escoamento, bem como nas forças de atrito. Em outras palavras, a adição de nanopartículas sólidas ao fluido base aumenta a tensão de cisalhamento entre as partículas e as moléculas de água, aumentando a viscosidade do nanofluido. Com base nesse princípio e nas informações disponíveis na literatura, pode-se afirmar que a adição de frações volumétricas mais elevadas de nanopartículas em fluidos base contribui com o aumento da viscosidade dos nanofluidos.

No estudo conduzido por Lee (2022), foi avaliado o desempenho do nanofluido composto por Al_2O_3/água e os autores constataram que uma maior fração volumétrica de nanopartículas e uma menor temperatura do fluido de base contribuíram para o aumento da viscosidade do nanofluido. Em particular, as viscosidades do nanofluido de Al_2O_3/água com uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,0% foram, aproximadamente, 33,3% mais elevadas (em uma temperatura do fluido base de 70°C) e 28,31% mais elevadas (em uma temperatura do fluido base de 81°C) em comparação com as da água pura. Por outro lado, a viscosidade do nanofluido de Al_2O_3/água com uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,5%, apresentou um aumento de 47,37% e 46,12% a 70°C e 81°C, respectivamente.

Uma pesquisa semelhante, porém mais abrangente, foi realizada por Wanatasanappan, Rezman e Abdullah (2022). Nela, os autores sintetizaram nanofluidos híbridos Al_2O_3-TiO_2/óleo de coco, Al_2O_3-TiO_2/óleo de soja e Al_2O_3-TiO_2/óleo de palma usando o método de duas etapas para analisar suas propriedades termofísicas e sua influência na transferência de calor. De modo semelhante aos nanofluidos simples, os resultados revelaram que a viscosidade dos nanofluidos híbridos aumentaram em função da concentração volumétrica e da temperatura. As avaliações de viscosidade foram realizadas em concentrações volumétricas de 0,2%, 0,4% e 0,6%. Conforme determinado pelos autores, os aumentos percentuais máximos foram detectados quando o fluido é Al_2O_3-TiO_2/óleo de soja com uma concentração volumétrica de 0,6%, em comparação com a viscosidade do óleo de soja puro. Essas diferenças percentuais para a viscosidade correspondem a 12,6%, 10,44% e 9,53% para temperaturas do fluido base de 30°C, 45°C e 60°C, respectivamente. De acordo com os autores, essa tendência deve-se principalmente, ao fato de que, em temperaturas mais altas, há um enfraquecimento da força intermolecular e um aumento na energia cinética das moléculas e partículas que compõem o nanofluido, o que resulta em uma maior mobilidade das nanopartículas sólidas no fluido base.

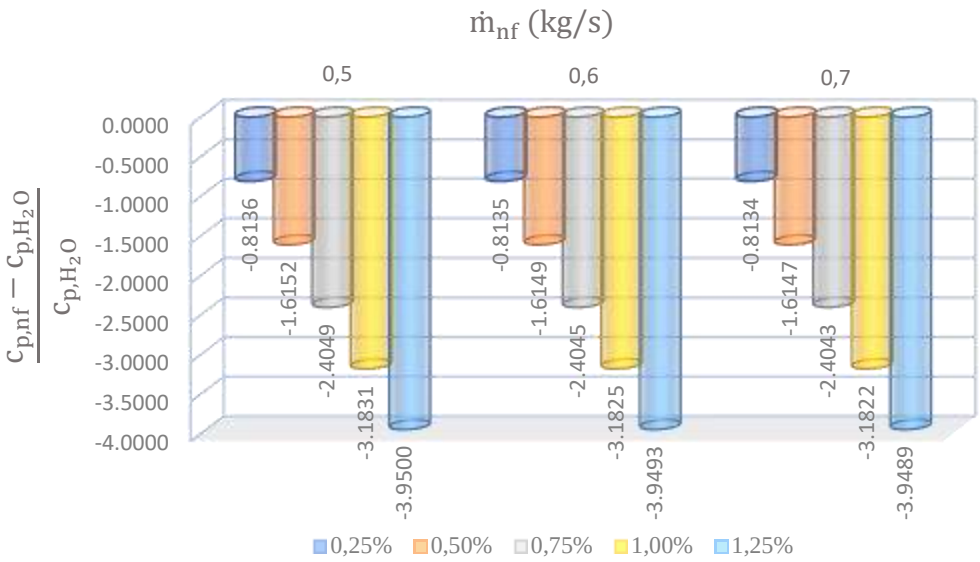
Todos esses resultados permitem compreender a influência da concentração de nanopartículas na viscosidade dos nanofluidos, além de destacar a sensibilidade dessa

propriedade a variações nas condições operacionais; além disso, a temperatura do fluido base constitui-se em uma variável importante a ser considerada na análise dos nanofluidos.

5.3.3 Calor específico

A influência da mistura das nanopartículas ao fluido refrigerante no calor específico do fluido base é apresentada na Figura 16.

Figura 16 – Relação percentual entre os calores específicos do nanofluido e da água.



Fonte: Autoria própria.

Como pode-se observar na Figura 16, o calor específico não apresenta o mesmo comportamento crescente como as propriedades analisadas anteriormente. No lugar de aumentar, os resultados revelam que o calor específico do nanofluido diminui, em média, 0,81% quando o fluido base contém uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25% (concentração mais baixa), representado a menor variação percentual. Por outro lado, o calor específico do nanofluido diminui, em média, 3,94% quando o fluido base contém 1,25% de concentração volumétrica de nanopartículas (concentração mais alta), representando a maior variação percentual.

De acordo com Wang *et al.* (2010), esse comportamento ocorre pela definição de calor específico, também chamado de capacidade térmica específica, que é uma grandeza física que representa a quantidade de calor que deve ser fornecida para variar em uma unidade de

temperatura a unidade de massa de uma substância ou sistema. Nesse contexto, é possível prever que melhorar a transferência de calor de um sistema usando nanofluidos resulta em uma diminuição do calor específico, pois a elevada condutividade térmica, resultante da adição de nanopartículas sólidas ao fluido base, é capaz de conduzir o calor de forma mais eficiente. Assim, o calor necessário para elevar a temperatura do nanofluido diminui, o que implica em uma redução do calor específico (ALLOUHI; BENZAKOUR AMINE, 2021).

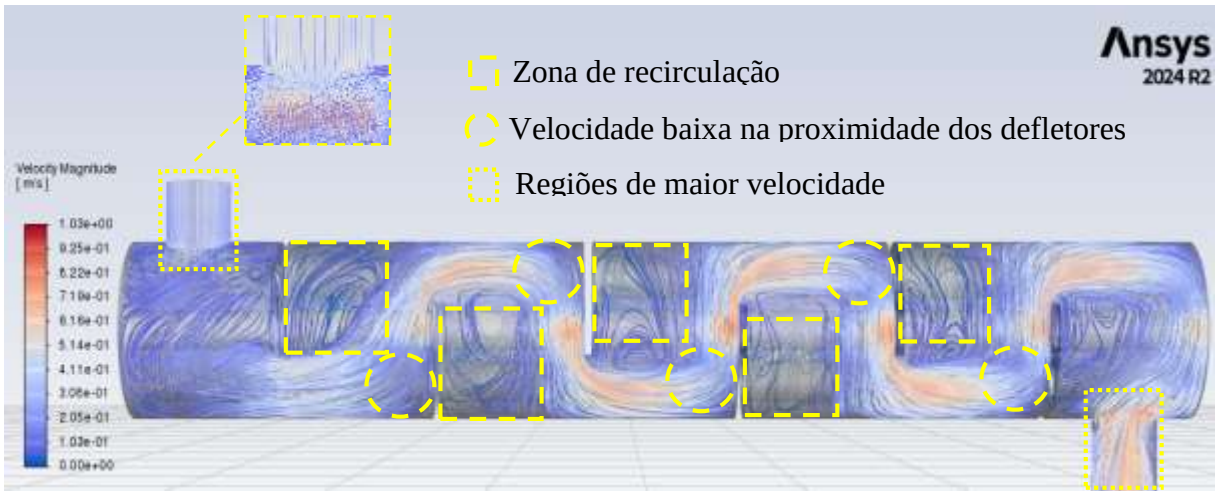
O estudo realizado por Lee (2022) constitui-se em uma investigação experimental do calor específico de nanopartículas de Al_2O_3 quando são dispersadas em etilenoglicol e água, em uma proporção de 50:50. Os resultados obtidos indicaram que o calor específico dos nanofluidos diminui à medida que a concentração volumétrica das nanopartículas aumenta. Quando comparados ao fluido base, esses resultados correspondem a uma redução média de 0,98%, 1,49% e 1,99%, para concentrações volumétricas de nanopartículas de 1,0%, 1,5% e 2,0%, respectivamente. Além disso, o autor verificou que o calor específico dos nanofluidos aumenta à medida que a temperatura varia de 70°C a 81°C. Esses resultados são consistentes com a tendência geral de que o calor específico de nanofluidos pode variar significativamente em resposta a mudanças na concentração de nanopartículas e na temperatura (ALLOUHI; BENZAKOUR AMINE, 2021; CIEŚLIŃSKI; SMOLEN; SAWICKA, 2021; MOHAMMED; DAWOOD; ONYEAKA, 2024; WANG *et al*., 2023).

5.4 AVALIAÇÃO DOS CAMPOS DE VELOCIDADE, PRESSÃO E TEMPERATURA NO INTERIOR DO CASCO DO TROCADOR DE CALOR

A análise dos contornos de velocidade, pressão e temperatura extraídos das simulações realizadas no *software* Ansys Fluent baseiam-se em princípios físicos sólidos. Os campos de velocidades fornecem informações cruciais sobre a distribuição do escoamento e a formação de recirculações, enquanto os campos de pressões indicam as variações na resistência ao escoamento ao longo do trocador de calor. Os campos de temperaturas, por outro lado, fornecem informações detalhadas sobre os gradientes térmicos e os padrões de transferência de calor no sistema. Essa visualização detalhada, respaldada pelo rigor científico da simulação numérica, permite uma avaliação do desempenho do trocador de calor e orienta o projeto de estratégias para melhorar sua eficiência térmica. Portanto, o objetivo desta seção é compreender o comportamento do escoamento e a dinâmica térmica do sistema, buscando obter uma visão de como os nanofluidos influenciam no desempenho térmico do trocador de calor.

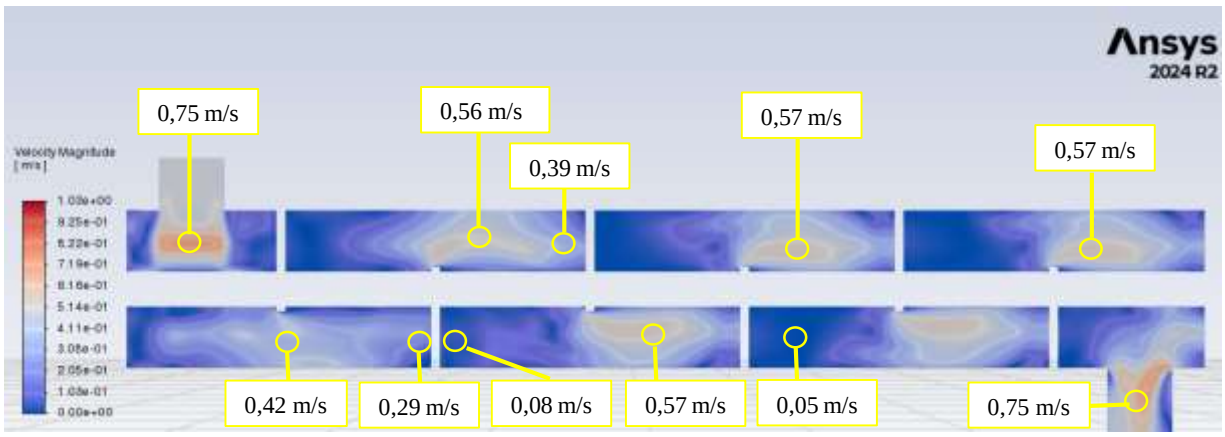
Nas Figuras 17 e 18 são apresentadas a distribuição e o contorno de velocidades no trocador de calor quando este opera apenas com água. Por outro lado, nas Figuras 19 e 20 são apresentados os contornos de velocidade no trocador de calor quando este opera com nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s; os testes mostram que os contornos de velocidade, pressão e temperatura apresentam um comportamento semelhante para as demais vazões mássicas, apenas com valores superiores. No entanto, para a visualização do leitor, essas imagens são mostradas no APÊNDICE E.

Figura 17 – Campo de velocidades do escoamento de água a uma vazão mássica de 0,5 kg/s.



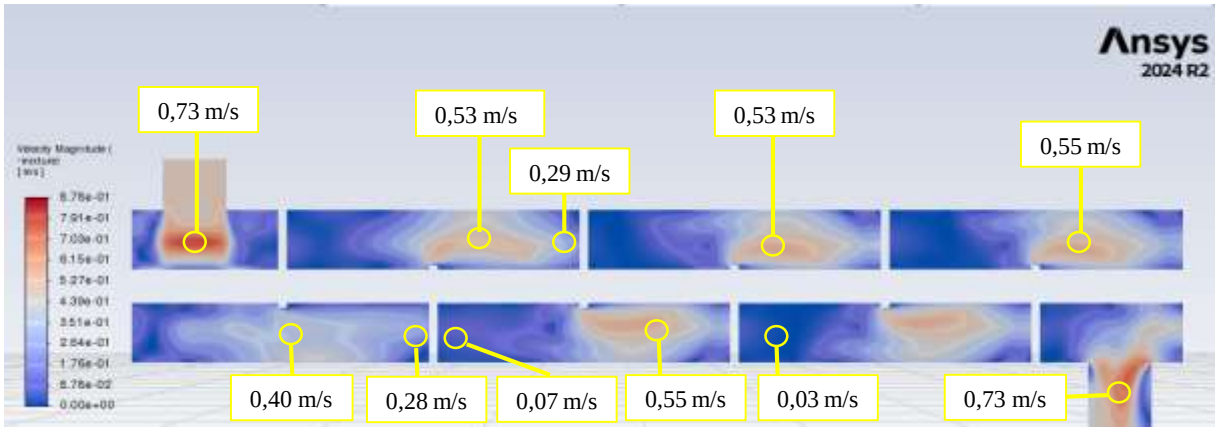
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 18 – Plano médio do contorno de velocidade para a água a uma vazão mássica de 0,5 kg/s.



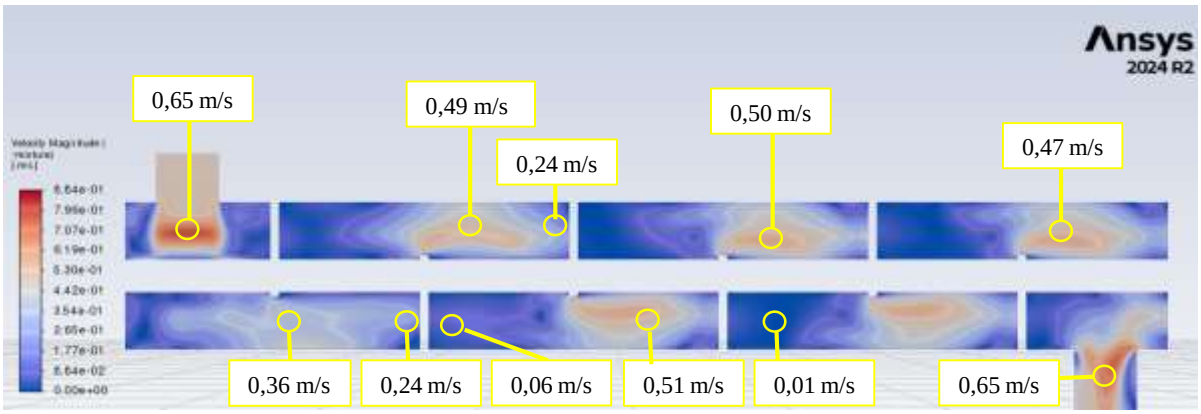
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 19 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 20 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

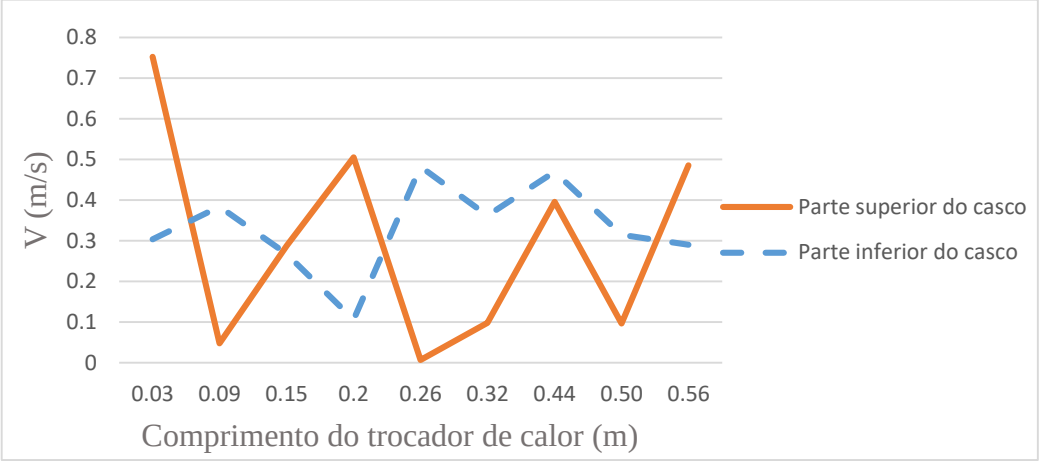
Para esta análise, no caso dos nanofluidos, são apresentados apenas os contornos de velocidade para concentrações volumétricas de nanopartículas de 0,25% (menor concentração) e de 1,25% (maior concentração). Os contornos de velocidade nas concentrações restantes (0,50%, 0,75% e 1,00%) são apresentados no APÊNDICE E; isto também se aplica para os contornos de pressão e de temperatura.

Como esperado, para todos os cenários analisados, é possível verificar que as velocidades na entrada e na saída do casco são maiores, por causa do menor diâmetro dessas seções. Além disso, a velocidade do escoamento nas proximidades dos defletores diminui, pois considera-se uma condição antideslizante na parede do defletor. Também é possível observar que, com a adição de nanopartículas sólidas de Al_2O_3 ao fluido base, a velocidade do escoamento diminui.

Conforme exposto na seção 5.3.2, esse fenômeno deve-se ao fato de que a adição de nanopartículas sólidas à água aumenta a tensão de cisalhamento entre as partículas e as moléculas de água, resultando em um aumento da viscosidade do fluido resultante e, consequentemente, na diminuição da velocidade do escoamento do nanofluido.

Na Figura 21 apresenta-se as distribuições de velocidade na parte média superior e inferior do trocador de calor quando este opera apenas com água, a fim de obter uma melhor visualização dos gradientes de velocidade ao longo do equipamento. É possível observar que picos de velocidade ocorrem na parte superior do trocador de calor devido aos defletores, que estimulam o desenvolvimento da turbulência no escoamento, de forma a aumentar a taxa de transferência de calor (MARZOUK *et al.*, 2023).

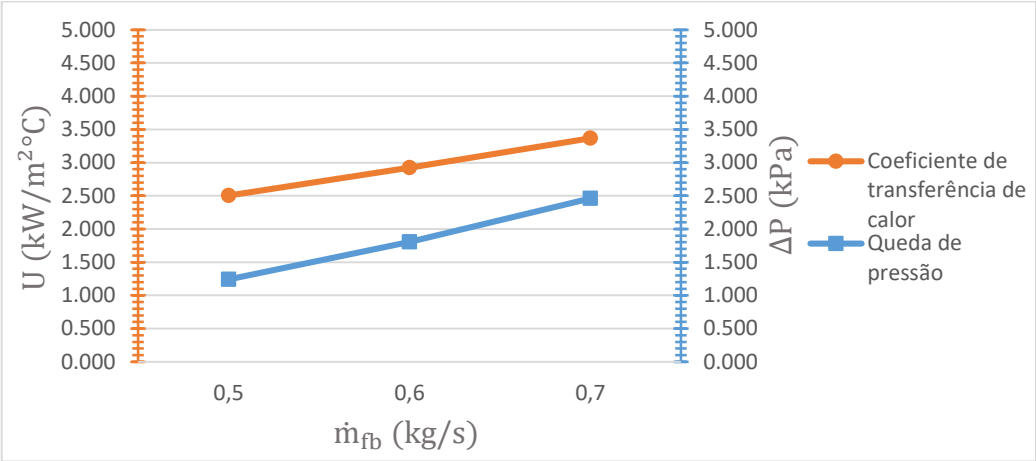
Figura 21 – Distribuição de velocidades ao longo do casco para o escoamento de água a uma vazão mássica de 0.5 kg/s.



Fonte: Autoria própria.

Na Figura 17, que apresenta o campo de velocidades do escoamento ao longo do trocador de calor, pode-se observar a geração de zonas recirculação, o que acarreta melhorias no coeficiente global de transferência de calor, mas com quedas de pressão significativas (SELBAŞ; KIZILKAN; REPPICH, 2006), como apresentado na Figura 22.

Figura 22 – Resultados numéricos do coeficiente global de transferência de calor e da queda de pressão em função da vazão mássica (para a água).

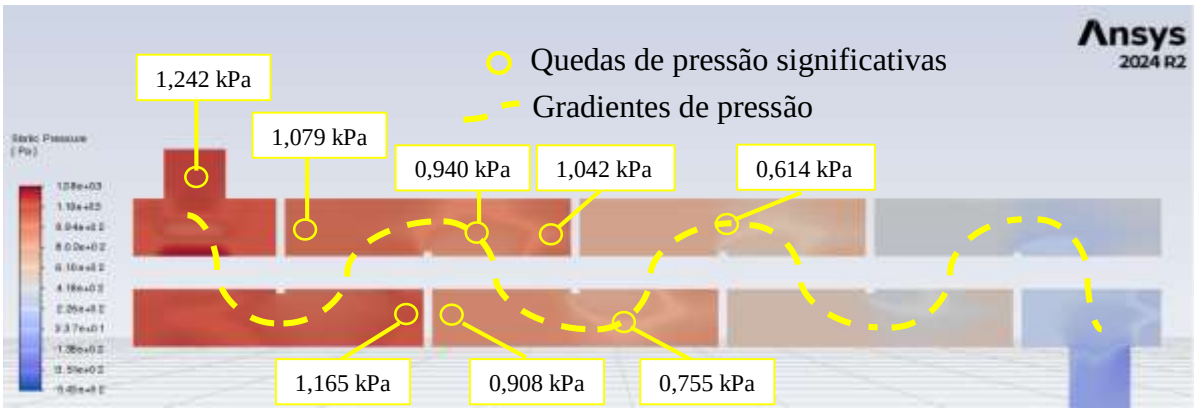


Fonte: Autoria própria.

As zonas de recirculação são geradas pela colisão do escoamento com a parede dos defletores; elas tendem a ser mais pronunciadas quando a vazão mássica aumenta, melhorando os parâmetros envolvidos na transferência de calor (ZAHID *et al*., 2023), como apresentado na Figura 22. Fisicamente, o escoamento tende a mudar sua direção para evitar a superfície do defletor (espalhando-se para cima, para baixo ou ao redor do defletor) e tem sua velocidade reduzida devido à transferência de energia associada ao impacto. Assim, um gradiente de pressão adverso é gerado, o que faz com que a camada limite formada ao redor da superfície sólida do defletor se desprenda antes do esperado, com a consequente criação das zonas de recirculação na face oposta ao escoamento dos seis defletores.

Em tais regiões, em que o escoamento se torna mais turbulento, são observadas pressões elevadas que ao colidir com a superfície sólida do dispositivo, dissipa a energia cinética por meio da transferência de energia associada ao impacto, resultando em um aumento da pressão local. Cabe ressaltar, entretanto, que ao longo do trocador de calor, essas pressões diminuem devido à acumulação das perdas de carga (causada pelas recirculações, atrito e mudanças na direção do escoamento), como pode ser visto nas Figura 23.

Figura 23 – Plano médio do contorno de pressão para o escoamento de água a uma vazão mássica de 0,5 kg/s.

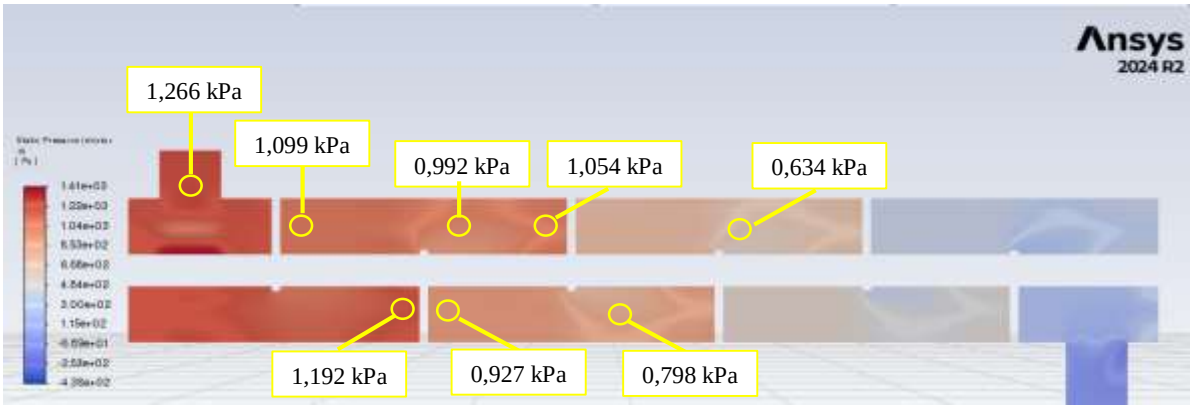


Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Quando o trocador de calor opera com nanofluidos, as quedas de pressões significativas nas regiões identificadas são intensificadas à medida que a concentração volumétrica de nanopartículas aumenta. De acordo com Bahiraei, Kiani Salmi e Safaei (2019), esse fenômeno deve-se ao fato de que com a adição de nanopartículas, a viscosidade do fluido aumenta.

Nas Figuras 24 e 25 são apresentados os contornos de pressão do trocador de calor, quando este opera com nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s, e a duas concentrações volumétricas de nanopartículas (0,25% e 1,25%).

Figura 24 – Plano médio do contorno de pressão para o escoamento de nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%.



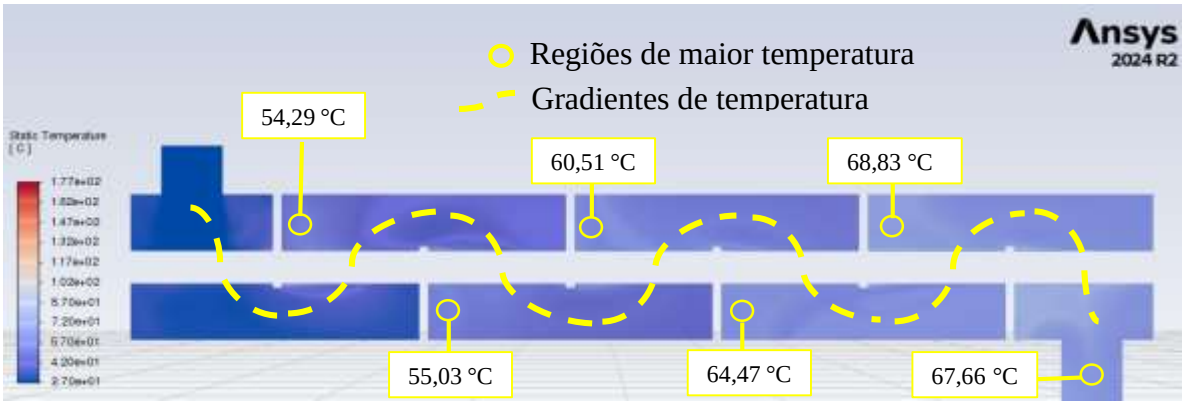
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 25 – Plano médio do contorno de pressão para o escoamento de nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%.

Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Isso influencia significativamente a eficiência da transferência de calor, pois gradientes de temperatura são gerados (Figura 26) nessas regiões devido a um tempo de residência mais prolongado do escoamento em contato com a superfície externa dos tubos por onde escoa o fluido quente.

Figura 26 – Plano médio do contorno de temperatura para o escoamento de água a uma vazão mássica de 0,5 kg/s.

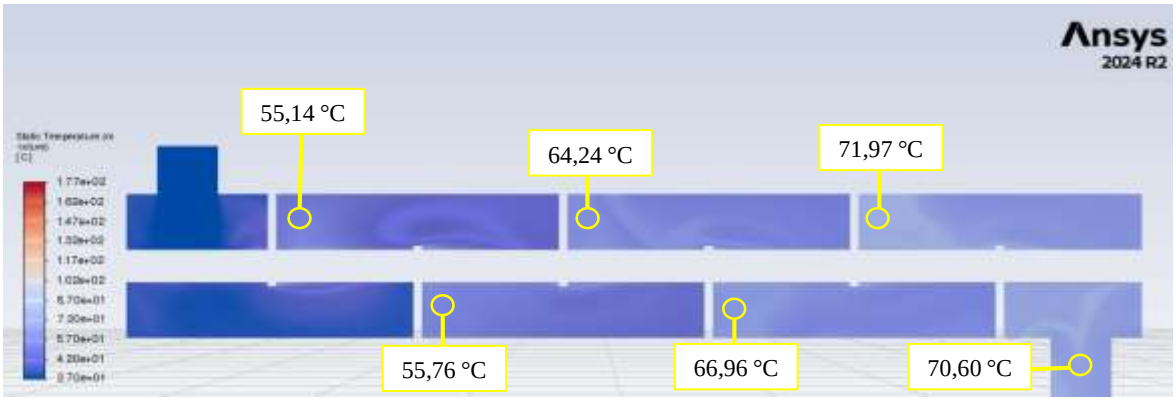


Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent

Quando o trocador de calor opera com nanofluidos, os gradientes de temperatura são intensificados, o que se deve à alta condutividade térmica adquirida pelo fluido refrigerante à medida que a concentração volumétrica de nanopartículas aumenta (AFSHARI *et al.*, 2021) - veja as Figuras 27 e 28.

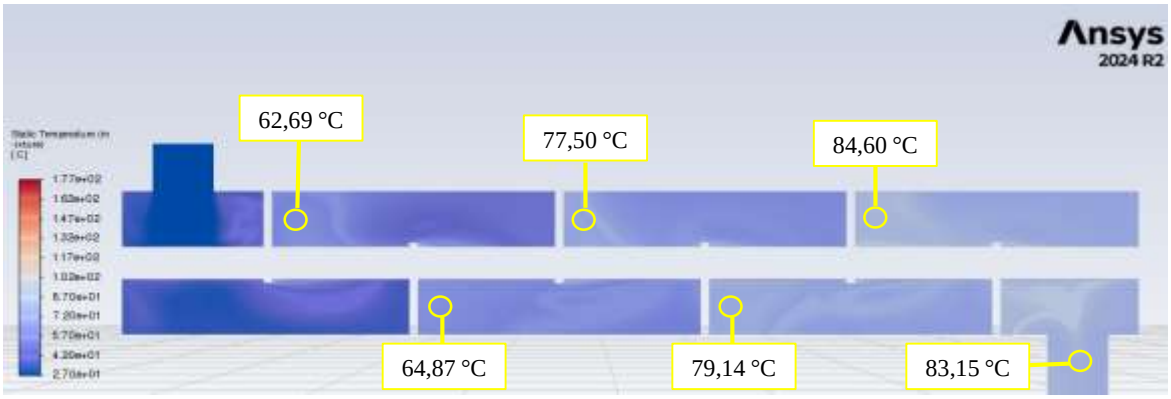
A seguir, nas Figuras 27 e 28 são apresentados os contornos de temperatura do trocador de calor operando a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a duas concentrações volumétricas de nanopartículas (0,25% e 1,25%).

Figura 27 – Plano médio do contorno de temperatura para o escoamento de nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 28 – Plano médio do contorno de temperatura para o escoamento de nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%.

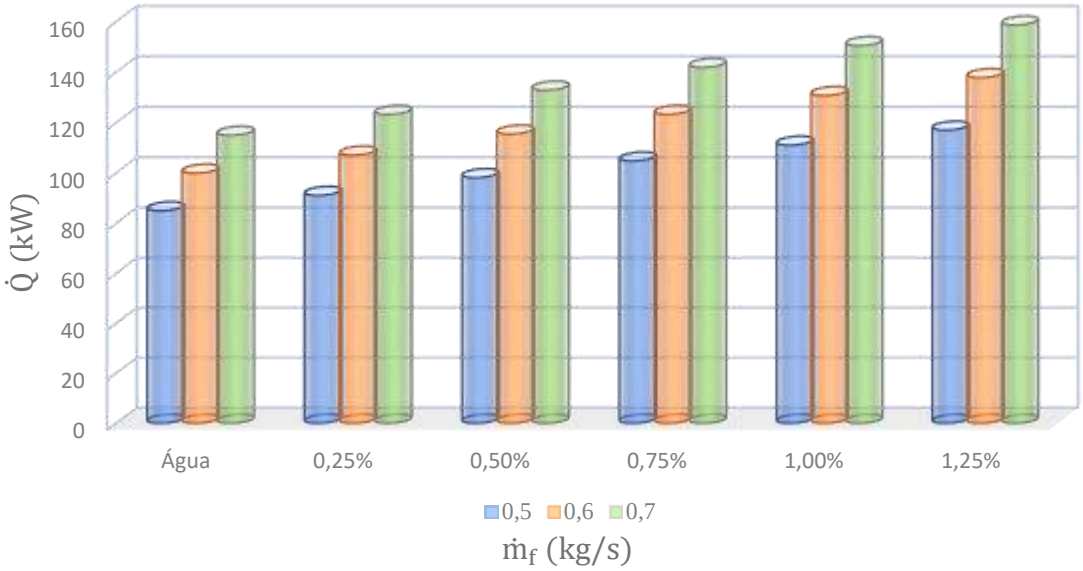


Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

5.5 AVALIAÇÃO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A taxa de transferência de calor é o primeiro parâmetro a ser analisado, pois está relacionado com o objetivo principal do presente trabalho. Seus valores são apresentados na Figura 29.

Figura 29 – Comportamento da taxa de transferência de calor.



Fonte: Autoria própria.

A partir da análise da Figura 29, observa-se que, à medida que as concentrações volumétricas de nanopartículas aumentam, a taxa de transferência de calor também aumenta. As melhoras mais significativas são apresentadas quando o fluido opera com uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%. Essa melhoria, para as três diferentes vazões mássicas, corresponde, em média, a 37,83% quando comparada à água. Além disso, para concentrações mais baixas, observa-se um aumento, em média, de 7,16% quando a concentração é de 0,25%, um incremento de 15,47% à 0,50%, de 23,32% à 0,75% e um acréscimo de 30,76% quando a concentração é de 1,00%. A razão para essas melhorias significativas reside no efeito combinado das propriedades térmicas do fluido base e das propriedades térmicas das nanopartículas que compõem o nanofluido. No entanto, estas também dependem do tipo de nanopartículas, suas características técnicas, sua concentração volumétrica, bem como das condições de operação do fluido.

Arsana *et al.* (2020), por meio de um trabalho experimental, quantificaram os efeitos da concentração das nanopartículas de Al_2O_3 misturadas em água sobre os parâmetros de projeto de um trocador de calor do tipo casco e tubos. É relevante destacar que este estudo não efetuou testes com variações na temperatura do fluido quente, que foi mantida em 90°C. Os resultados, quando comparados ao escoamento de água, revelaram que a aplicação de nanopartículas de Al_2O_3 a uma vazão mássica de 0,08 kg/s resultou em um aumento de 6,57% na taxa de

transferência de calor para uma concentração de 0,5%. Com uma concentração de 1,0%, o aumento foi de 17,22%, e, quando a concentração atingiu 1,5%, houve um incremento de 24,62%.

Afshari *et al.* (2021) estudaram numericamente o desempenho térmico de um trocador de calor do tipo casco e tubos. Para a análise, eles usaram uma vazão mássica constante de 0,5 kg/s com temperaturas que variavam na faixa de 330 K a 339 K para o fluido quente, e diferentes vazões mássicas, na faixa de 0,5 kg/s a 0,8 kg/s, para o fluido frio. Com relação à adição de nanopartículas, este estudo utilizou concentrações volumétricas de Fe_2O_3 de 1,0%, 1,5% e 2,0%.

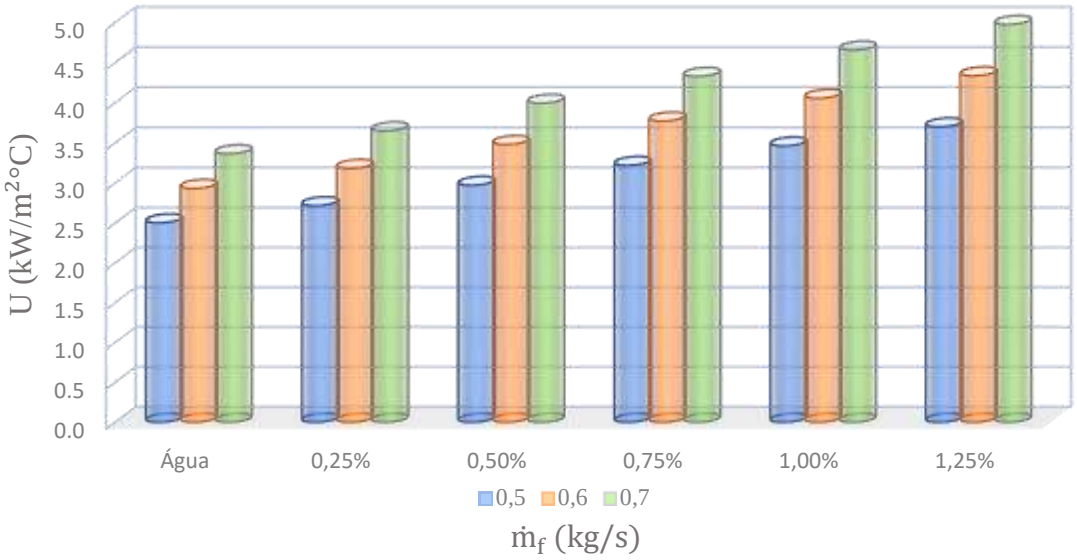
Conforme relatado pelos autores, com uma concentração de 2,0% e mantendo as vazões mássicas do fluido frio e quente em 0,5 kg/s, a taxa de transferência de calor mostrou um aumento máximo de 19,1%, quando a temperatura do fluido quente aumenta de 330 K para 339 K. Adicionalmente, os autores mostraram que a taxa de transferência de calor apresenta um aumento máximo de 39,65% quando o fluido frio opera com uma concentração de 2,0% e sua vazão mássica aumenta de 0,5 kg/s para 0,8 kg/s.

Nota-se que os resultados obtidos no presente trabalho estão em consonância com outros dados experimentais e numéricos disponíveis na literatura, e revelam como a incorporação de nanopartículas de Al_2O_3, levando em consideração alguns aspectos nas condições de operação, podem ter um impacto positivo na melhoria da taxa de transferência de calor em trocadores de calor do tipo casco e tubos.

5.6 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O comportamento do coeficiente global de transferência de calor é apresentado na Figura 30.

Figura 30 – Comportamento do coeficiente global de transferência de calor.



Fonte: Autoria própria.

O coeficiente global de transferência de calor refere-se à capacidade de um trocador de calor de transferir calor entre dois fluidos em contato (BERNUY, 2023). Portanto, para o cálculo deste parâmetro, é fundamental levar em consideração a transferência de calor condutiva, bem como a transferência de calor convectiva, referente às superfícies interna e externa dos tubos internos. No entanto, em virtude das simplificações adotadas no presente trabalho, descritas na seção 3.1, para o cálculo deste parâmetro considera-se apenas a transferência de calor convectiva na superfície externa dos tubos internos.

Segundo pode-se observar na Figura 30, o aumento da vazão mássica melhora o coeficiente de transferência de calor por convecção. Isso ocorre pelo aumento da turbulência, que, por meio do movimento caótico das moléculas de água e nanopartículas, promove uma melhor mistura entre ambas, contribuindo assim no transporte de *momentum*, calor e massa, e, consequentemente, favorecendo a transferência de calor. Adicionalmente, em velocidades mais elevadas do fluido, a camada limite térmica se torna mais fina, resultando em um gradiente de temperatura mais acentuado. Essa diferença acentuada de temperatura entre a superfície do tubo e o fluido adjacente, devido à menor resistência à condução térmica em uma camada mais fina, resulta em uma distribuição de temperatura mais uniforme nas regiões próximas à superfície de troca de calor, gerando, assim uma transferência de calor mais eficiente (INCROPERA *et al.*, 2007).

Além disso, é possível observar o aumento do coeficiente geral de transferência de calor à medida que a concentração de nanopartículas aumenta. Esse fenômeno deve-se ao aumento da condutividade térmica, uma vez que a transferência de calor convectiva se associa à capacidade do fluido frio de ganhar calor quando ele está em contato com uma superfície a maior temperatura, e como as nanopartículas melhoram a condutividade térmica do fluido refrigerante, isso ocorre com mais eficiência (GUPTA *et al.*, 2021). Entretanto, a partir da análise da na Figura 30, percebe-se que o maior aumento percentual ocorre para todas as vazões mássicas de nanofluido, quando a concentração volumétrica de nanopartículas é de 1,25%. Em comparação com a água, esse aumento corresponde, em média, a 47,84%. Além disso, para concentrações mais baixas, observa-se um aumento de 8,51% quando a concentração é de 0,25%, um incremento de 18,70% à 0,50%, de 28,62% à 0,75% e um acréscimo de 38,32% quando a concentração é de 1,00%.

Uma pesquisa que teve como objetivo estudar o efeito dos nanofluidos nas características de transferência de calor em dois tipos de trocadores de calor foi apresentada por Akhtari, Haghshenasfard e talaie (2013), e o trocador de calor do tipo casco e tubos apresentou melhores resultados. Os autores avaliaram nanofluidos compostos de água e nanopartículas de Al_2O_3 com concentrações volumétricas de 0,2% e 0,5%. De acordo com os autores, o nanofluido de Al_2O_3 aumentou o valor do coeficiente geral de transferência de calor em 26,12% e 86,48%, respectivamente, quando comparado à água.

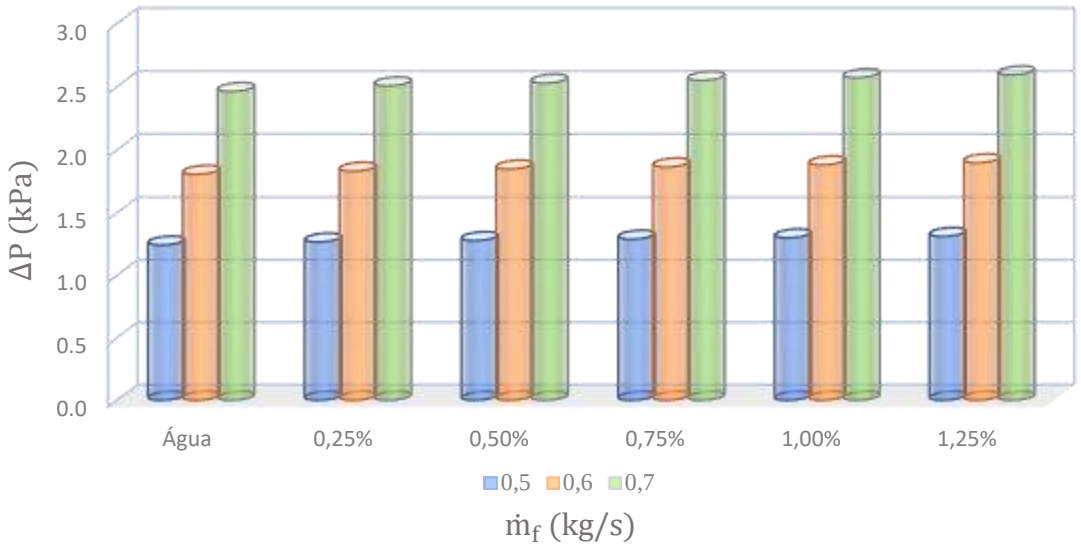
Ullah, Ishtiaq e Mamun (2019) aplicaram nanofluidos Al_2O_3/água e TiO_2/água com o objetivo de melhorar o desempenho de um trocador de calor do tipo casco e tubos operando a diferentes vazões mássicas. Conforme relatado, o maior aumento percentual no coeficiente geral de transferência de calor ocorreu a um número de Reynolds mais alto (Re=9000). O valor inicial deste parâmetro foi de 518,6 W/m^2K e esse valor aumentou em 26,95%, 34,55% e 53,2%, após a aplicação de nanopartículas de Al_2O_3 em uma concentração de 0,30%, 0,50% e 0,75%, respectivamente.

Estes resultados evidenciam que o uso de nanofluidos em equipamentos térmicos, como os trocadores de calor, tem o potencial de melhorar o coeficiente geral de transferência de calor, melhorando o processo de transferência de calor. Como resultado, pode-se reduzir a área superficial de transferência de calor, o que significa uma redução no peso e no tamanho dos trocadores de calor, tornando-os mais compactos, leves e eficientes (ASAADI; ABDI, 2021).

5.7 QUEDA DE PRESSÃO

O comportamento da queda de pressão do escoamento no casco do trocador de calor é apresentado na Figura 31.

Figura 31 – Comportamento da queda de pressão do escoamento.



Fonte: Autoria própria.

A queda de pressão em um sistema de escoamento, como em um trocador de calor, refere-se à diminuição da pressão do fluido à medida que ele se desloca pelo sistema. Essa diminuição ocorre devido ao atrito de um fluido viscoso com as paredes do sistema, às perdas de atrito interno entre as camadas do fluido e a outras resistências que o fluido encontra em seu caminho, tais como mudanças na geometria do sistema, obstruções ou dispositivos como válvulas. Em escoamentos turbulentos, que caracterizam-se por interações mais intensas e desordenadas entre as camadas do fluido, são geradas resistências mais altas que resultam em uma queda de pressão maior em comparação com o escoamento laminar (FOX *et al.*, 2010).

Entretanto, o fenômeno mais notável é o leve aumento da queda de pressão à medida que a concentração das nanopartículas aumenta. Essa perda de carga é atribuída ao aumento da viscosidade, pois uma das principais causas da queda de pressão, além do aumento da velocidade do escoamento, é a viscosidade do fluido, e, como as nanopartículas influenciam significativamente no aumento dessa propriedade, isso ocorre com maior intensidade (HAMEDANI; AJAROSTAGHI; HOSSEINI, 2020). Observa-se, na Figura 31, que os maiores

aumentos percentuais ocorrem quando a concentração volumétrica de nanopartículas é de 1,25%. Esse aumento, em comparação com a água, corresponde, em média, a 5,30%. Além disso, para concentrações mais baixas, observa-se um aumento de 1,72% quando a concentração é de 0,25%, um incremento de 2,61% à 0,50%, de 3,51% à 0,75% e um aumento de 4,41% quando a concentração é de 1,00%.

Usando simulações numéricas, Ghazanfari *et al.* (2023) investigaram a penalidade associada à queda de pressão em um trocador de calor do tipo casco e tubos (tubos torcidos) ao utilizar nanofluidos. Para a análise, eles usaram água e nanopartículas de Al_2O_3 em concentrações de 5,0%, 10,0%, 15,0% e 20,0%. As vazões mássicas avaliadas neste estudo variaram de 0,5 kg/s a 2 kg/s. Conforme relatado pelos autores, com essas concentrações e a uma vazão mássica de 2 kg/s, a queda de pressão apresentou um aumento máximo de 5,49%, 9,34%, 14,83% e 21,42%, respectivamente. De forma semelhante, Ullah, Ishtiaq e Mamun (2019) avaliaram numericamente o efeito dos nanofluidos sobre a queda de pressão em um trocador de calor do tipo casco e tubos. A nanopartícula estudada foi Al_2O_3 (com diâmetro de 25 nm) e as concentrações foram 0,30%, 0,50% e 0,75%. Os resultados revelaram que, para essas concentrações e com um número de Reynolds de 9000, o nanofluido apresentou um leve aumento na queda de pressão quando comparado à água; esses aumentos foram de 2,98%, 2,0% e 3,01%, respectivamente.

Nota-se que os resultados obtidos no presente trabalho estão em consonância com outros dados disponíveis na literatura, revelando que a incorporação de nanopartículas de Al_2O_3 têm um impacto negativo na queda de pressão quando utilizadas em trocadores de calor. Dependendo da concentração das nanopartículas, de suas características técnicas, bem como das condições geométricas e operacionais do sistema, esse impacto pode ser leve ou significativo.

De modo geral, a partir dos resultados apresentados, referentes aos parâmetros envolvidos na transferência de calor, pode-se afirmar que os nanofluidos têm o potencial de melhorá-los significativamente. No entanto, aspectos como a concentração, o tamanho e o tipo de nanopartículas a serem usadas em um nanofluido, constituem fatores críticos que podem influenciar em suas propriedades e eficácia em várias aplicações.

Além disso, de acordo com Ozden e Tari (2010), as características do escoamento e da transferência de calor no lado do casco do trocador de calor são muito sensíveis a aspectos relacionados com o espaçamento e o corte do defletor em relação à área da seção transversal do casco. Quando esses valores são menores que o ideal, a corrente principal que passa pelo

primeiro defletor é refletida pelo defletor subsequente e formam-se zonas de recirculação indesejadas. Por outro lado, quando esses valores são maiores que o ideal, a corrente principal segue um caminho próximo ao defletor seguinte e, novamente, formam-se zonas de recirculação atrás do defletor.

Isso é refletido no trabalho realizado por Bayram e Sevilgen (2017), em que os autores avaliaram numericamente, por meio do s*oftware* Ansys Fluent, a influência do espaçamento dos defletores na taxa transferência de calor e na queda de pressão no lado do casco de um trocador de calor. Neste trabalho, os autores utilizaram um trocador de calor do tipo casco e tubos de 223 mm de comprimento, operando com uma vazão mássica de 0,2 kg/s, um corte de defletor de 25% e avaliaram cinco casos diferentes (considerando diversos espaçamentos entre defletores). Os autores concluíram que, para esse tamanho de corte do defletor, um espaçamento menor entre os defletores proporciona uma melhoria de 13% na taxa de transferência de calor e uma melhoria de 3% na queda de pressão quando comparado com o caso de um espaçamento maior entre os defletores.

No caso do presente trabalho, o corte do defletor utilizado é equivalente a 36% do diâmetro interno do casco. Embora seja necessário um estudo detalhado sobre a melhoria da eficiência energética por meio de modificações geométricas em um trocador de calor, o objetivo do presente trabalho é realizar uma melhoria no processo de transferência de calor por meio da modificação do fluido de trabalho, mais especificamente, a partir da utilização de nanofluidos. De acordo com os resultados, recomenda-se a concentração de 1,25%, uma vez que, em conformidade com um dos principais objetivos do trabalho, o aumento na taxa de transferência de calor (37,83%) é significativo em comparação com o impacto negativo gerado pela queda de pressão (5,30%). No entanto, é importante observar que a concentração ideal de nanopartículas pode variar dependendo dos objetivos e das condições específicas da aplicação.

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O objetivo desta dissertação de mestrado centrou-se na melhoria da transferência de calor de um trocador de calor do tipo casco e tubos que utiliza nanofluidos. Para tanto, foram realizadas simulações numéricas utilizando o *software* Ansys Fluent, o que permitiu tratar adequadamente o nanofluido como uma aplicação de transferência de calor por meio de um modelo multifásico Euleriano. Dessa forma, foi possível avaliar a influência desse fluido refrigerante nas variáveis envolvidas no processo de transferência de calor e nos parâmetros de projeto do trocador de calor.

Identificou-se que as principais variáveis envolvidas no processo de troca de energia térmica no trocador de calor utilizando nanofluidos de Al_2O_3 (diâmetro de partículas de 15 nm), foram a condutividade térmica e a concentração das nanopartículas. O aumento dessas variáveis contribuiu significativamente para a melhoria da troca de calor. É importante ressaltar que, embora a massa específica e a viscosidade tenham aumentado com o aumento da concentração volumétrica de nanopartículas, e apesar desses aumentos não terem causado um efeito negativo significativo no processo de transferência de calor, não se pode descartar a possibilidade de que eles tenham efeitos adversos. Aumentos na massa específica e na viscosidade estão associados a maiores quedas de pressão no sistema, o que implica na necessidade de mais energia para conduzir o fluido pelo trocador de calor.

Os resultados mostraram que a adição de nanopartículas à água (fluido base) melhorou significativamente a transferência de calor no trocador de calor. Esses resultados são consistentes com os estudos disponíveis na literatura, que sugerem que os nanofluidos melhoram a transferência de calor devido às suas propriedades térmicas aprimoradas. Assim, foi quantificado que a taxa de transferência de calor atingiu um aumento de 7,16% quando a concentração de nanopartículas foi de 0,25%, em comparação com a água. Com uma concentração de 0,50%, o aumento foi de 15,47%; com 0,75%, foi de 23,32%; com 1,00%, foi de 30,76% e, com 1,25%, foi de 37,83%.

Também foi quantificado que o coeficiente global de transferência de calor atingiu um aumento de 8,51%, quando a concentração de nanopartículas foi de 0,25%, em comparação com a água. Com uma concentração de 0,50%, o aumento foi de 18,70%; com 0,75%, foi de 28,62% com 1,00%, foi de 38,32% e, com 1,25%, foi de 47,84%.

Além disso, foi constatado que a queda de pressão aumentou em 1,72% quando a concentração de nanopartículas foi de 0,25%; em 2,61%, quando a concentração de

nanopartículas foi de 0,50%; com uma concentração de nanopartículas de 0,75%, o aumento foi de 3,51%; com 1,00%, foi de 4,41% e, finalmente, com 1,25%, houve um aumento de 5,30% na queda de pressão do escoamento.

Por fim, determinou-se que a concentração ideal de nanopartículas foi de 1,25%, uma vez que, nessa concentração, ocorreram os maiores aumentos percentuais nas variáveis envolvidas no processo de transferência de calor. É importante ressaltar que, nessa concentração, os aumentos percentuais na queda de pressão, em comparação com a água, são baixos, fato que reforça a seleção da concentração ideal como sendo de 1,25%.

Assim, pode-se concluir que, com a aplicação de nanofluidos em trocadores de calor, é possível projetar esses dispositivos com menor peso e tamanho, tornando-os mais compactos, leves e eficientes. Além disso, conclui-se que as simulações numéricas são uma ferramenta poderosa para representar fenômenos físicos com acurácia. No entanto, é essencial considerar aspectos que podem impactar o custo computacional, razão pela qual, em muitos casos, é necessário fazer simplificações criteriosas, com o objetivo de não comprometer a coerência dos resultados. Tudo isto acarreta em ganhos de produtividade nos processos industriais, em economia de energia e em menor impacto ambiental, o que significa uma grande contribuição para a sociedade em geral.

Para trabalhos futuros, sugere-se ampliar as faixas de vazões mássicas e de concentrações de nanopartículas testadas. Isso possibilitará uma melhor visualização do impacto que o aumento desses parâmetros tem sobre a transferência de calor, além de reforçar a ideia da precisão que estes *softwares* numéricos possuem para representar essas aplicações de uma forma mais próxima da realidade.

Além disso, seria importante considerar o uso de nanofluidos híbridos, que combinam duas ou mais nanopartículas ou o uso de nanopartículas polidispersas, que combinam dois ou mais tamanhos de nanopartículas; alternativamente, pode-se, também, realizar modificações geométricas no equipamento de forma a investigar detalhadamente o potencial de aprimoramento da transferência de calor em trocadores de calor do tipo casco e tubos por meio de diferentes técnicas.

REFERÊNCIAS

ABDELRAZEK, A. H. *et al.* A new approach to evaluate the impact of thermophysical properties of nanofluids on heat transfer and pressure drop. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, New York, v. 95, p. 161–170, 2018. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.iheatmasstransfer.2018.05.002. Acceso em: 13 abr. 2023

ABEROUMAND, S.; JAFARIMOGHADDAM, A. Experimental study on synthesis, stability, thermal conductivity and viscosity of Cu–engine oil nanofluid. **Journal of The Taiwan Institute of Chemical Engineers**, Taipei, v. 71, p. 315–322, 2017. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.jtice.2016.12.035. Acesso em: 15 abr. 2023.

AFSHARI, F. *et al.* Heat transfer enhancement of finned shell and tube heat exchanger using Fe2O3/water nanofluid. **Journal of Central South University**, Changsha, v. 28, n. 11, p. 3297–3309, 2021. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s11771-021-4856-x. Acesso em: 4 fev. 2023.

AFSHARI, F. *et al.* A comprehensive survey on utilization of hybrid nanofluid in plate heat exchanger with various number of plates. **International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow**, Bradford, v. 32, n. 1, p. 241–264, 2022. Disponível em: https://doi.org/10.1108/HFF-11-2020-0743. Acesso em: 15 jan. 2023.

AFTOSMIS, M. *et al.* Behavior of linear reconstruction techniques on unstructured meshes. **AIAA Journal**, New York, v. 33, n. 11, 1995. Disponível em: https://doi.org/10.2514/3.12945. Acesso em: 26 out. 2023.

AHIRWAR, B. K.; KUMAR, A. Experimental study of thermal performance factor for double-pipe heat exchanger using ZnO–water nanofluid. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, Dordrecht, v. 149, n. 15, p. 8345–8364, 2024. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10973-024-13118-3. Acesso em: 18 jan. 2024.

AHMED, H. E.; MOHAMMED, H. A.; YUSOFF, M. Z. An overview on heat transfer augmentation using vortex generators and nanofluids: Approaches and applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 8, p. 5951–5993, 2012. Disponível em em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.06.003. Acesso em: 11 mar. 2022.

AJEEL, R. K.; SALIM, W. S.-I. W.; HASNAN, K. Numerical investigations of heat transfer enhancement in a house shaped-corrugated channel: Combination of nanofluid and geometrical parameters. **Thermal Science and Engineering Progress**, London, v. 17, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.100376. Acesso em: 31 jul. 2021.

AJEENA, A. M.; FARKAS, I.; VÍG, P. Characterization, rheological behaviour, and dynamic viscosity of ZrO2-SiC (50–50)/DW hybrid nanofluid under different temperatures and solid volume fractions: An experimental study and proposing a new correlation. **Powder Technology**, Lausanne, v. 431, p. 119069, jan. 2024. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.powtec.2023.119069. Acesso em: 15 jul. 2024.

AKBARI, M.; GALANIS, N.; BEHZADMEHR, A. Comparative analysis of single and two-

phase models for CFD studies of nanofluid heat transfer. **International Journal of Thermal Sciences**, Paris, v. 50, n. 8, p. 1343–1354, 2011. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.03.008. Acesso em: 28 abr. 2023.

AKBARINIA, A.; BEHZADMEHR, A. Numerical study of laminar mixed convection of a nanofluid in horizontal curved tubes. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 27, n. 8–9, p. 1327–1337, 2007. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.10.034 Acesso em: 2 nov. 2023.

AKBARZADEH, M. *et al.* Convection of heat and thermodynamic irreversibilities in two-phase, turbulent nanofluid flows in solar heaters by corrugated absorber plates. **Advanced Powder Technology**, Amsterdam v. 29, n. 9, p. 2243–2254, 2018. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.apt.2018.06.009. Acesso em: 10 mar. 2023

AKHTARI, M.; HAGHSHENASFARD, M.; TALAIE, M. R. Numerical and experimental investigation of heat transfer of α-Al 2O3/water nanofluid in double pipe and shell and tube heat exchangers. **Numerical Heat Transfer; Part A: Applications**, New York, v. 63, n. 12, p. 941–958, 2013. Disponível em: https://doi.org/10.1080/10407782.2013.772855. Acesso em: 25 jun. 2024.

AL MAHMUD, S.; ISMAIL, A. F. Multiphase CFD Investigation on Convective Heat Transfer Enhancement for Turbulent Flow of Water-Al2O3 Nanofluid. **CFD Letters**, Selangor, v. 13, n. 10, p. 11–24, 2021. Disponível em: https://doi.org/10.37934/cfdl.13.10.1124. Acesso em: 28 fev. 2024.

ALBADR, J.; TAYAL, S.; ALASADI, M. Heat transfer through heat exchanger using Al2O3 nanofluid at different concentrations. **Case Studies in Thermal Engineering**, Amsterdam, v. 1, n. 1, p. 38–44, 2013. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.csite.2013.08.004. Acesso em: 19 set. 2023.

ALI, H. M. *et al.* Preparation techniques of TiO2 nanofluids and challenges : A review. **Applied Sciences,** Bern, 2018. Disponível em: https://doi.org/10.3390/app8040587. Acesso em: 5 ago. 2023.

ALLOUHI, A.; BENZAKOUR AMINE, M. Heat pipe flat plate solar collectors operating with nanofluids. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, Amsterdam, v. 219, n. March 2020, p. 110798, 2021. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.solmat.2020.110798. Acesso em: 26 abr. 2022.

ALMURTAJI, S. *et al.* On the role of nanofluids in thermal-hydraulic performance of heat exchangers-a review. **Nanomaterials**, v Bern, v. 10, n. 4, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.3390/nano10040734. Acesso em: 10 abr. 2023.

ALY, W. I. A. Numerical study on turbulent heat transfer and pressure drop of nanofluid in coiled tube-in-tube heat exchangers. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 79, p. 304–316, 2014. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.12.031. Acesso em: 12 ago. 2023.

AMINI, R. *et al.* Numerical investigation on effects of using segmented and helical tube fins on thermal performance and efficiency of a shell and tube heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 138, p. 750–760, jun. 2018. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.004. Acesso em: 14 nov. 2023.

ANDERSON, W. K.; BONHAUS, D. L. An implicit upwind algorithm for computing turbulent flows on unstructured grids. **Computers & Fluids**, New York, v. 23, n. 1, p. 1–21, jan. 1994. Disponível em: https://doi.org/10.1016/0045-7930(94)90023-X. Acesso em: 11 out. 2023.

ANSYS. (ed.). **ANSYS Fluent Theory Guide**. 2. ed. Canonsburg: ANSYS Inc, 2023. 1124 p.

ARSANA, I. M. *et al.* The effect of nanofluid volume fraction to the rate of heat transfer convection nanofluid water-Al2O3 on shell and tube heat exchanger. **Journal of Physics: Conference Series**, Bristol, v. 1569, n. 3, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.1088/1742-6596/1569/3/032048. Acesso em: 17 jan. 2024.

ASAADI, S.; ABDI, H. Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in a channel using combined nanofluids and novel longitudinal vortex generators. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, Oxford, v. 58, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10973-020-09795-5. Acesso em: 6 jun. 2023.

ASADI, A. *et al.* Effect of sonication characteristics on stability, thermophysical properties, and heat transfer of nanofluids: A comprehensive review. **Ultrasonics Sonochemistry**, Oxford, v. 58, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ultsonch.2019.104701. Acesso em: 9 set. 2023.

ASLAM BHUTTA, M. M. *et al.* CFD applications in various heat exchangers design: A review. **Applied Thermal Engineering**, Oxford v. 32, n. 1, p. 1–12, 2012. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.001. Acesso em: 11 abr.2023.

BAHIRAEI, M. *et al.* Recent research contributions concerning use of nanofluids in heat exchangers: A critical review. **Applied Thermal Engineering**, Oxford v. 133, p. 137–159, 2018. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.041. Acesso em: 8 out. 2022.

BAHIRAEI, M.; KIANI SALMI, H.; SAFAEI, M. R. Effect of employing a new biological nanofluid containing functionalized graphene nanoplatelets on thermal and hydraulic characteristics of a spiral heat exchanger. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 180, p. 72–82, jan. 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.098. Acesso em: 2 mar. 2024.

BAHIRAEI, M.; MAZAHERI, N.; RIZEHVANDI, A. Application of a hybrid nanofluid containing graphene nanoplatelet–platinum composite powder in a triple-tube heat exchanger equipped with inserted ribs. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 149, p. 588–601, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.072. Acesso em: 26 jul. 2023.

BALACHANDAR, S.; EATON, J. K. Turbulent dispersed multiphase flow. **Annual Review**

of Fluid Mechanics, California, v. 42, p. 111–133, 2010. Disponível em: https://doi.org/10.1146/annurev.fluid.010908.165243. Acesso em: 8 nov. 2023.

BARAN, A. I.; MATEESCU, T.; LUCIU, R. S. Numerical simulation of a heat exchanger using Al2O3 nanofluid and STES. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, Bristol, v. 586, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1088/1757-899X/586/1/012040 Acesso em: 7 mar. 2023.

BASHA, N.; KOVACEVIC, A.; RANE, S. User defined nodal displacement of numerical mesh for analysis of screw machines in FLUENT. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, Bristol, v. 604, n. 1, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1088/1757-899X/604/1/012012. Acesso em: 6 ago. 2023.

BAYRAM, H.; SEVILGEN, G. Numerical investigation of the effect of variable baffle spacing on the thermal performance of a shell and tube heat exchanger. **Energies**, París, v. 10, n. 8, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.3390/en10081156. Acesso em: 3 jul. 2024.

BEHRANGZADE, A.; HEYHAT, M. M. The effect of using nano-silver dispersed water based nanofluid as a passive method for energy efficiency enhancement in a plate heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 102, p. 311–317, 2016. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.051. Acesso em: 14 abr. 2023.

BEHZADMEHR, A.; SAFFAR-AVVAL, M.; GALANIS, N. Prediction of turbulent forced convection of a nanofluid in a tube with uniform heat flux using a two phase approach. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, New york, v. 28, n. 2, p. 211–219, 2007. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2006.04.006. Acesso em: 19 mai. 2024.

BERNUY, L. F. J. **Avaliação experimental do aumento da transferência de calor e de propriedades térmicas em trocadores de calor utilizando nanofluidos.** Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Faculdade de Engenharia e Ciências, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2023.

BIANCO, V.; MANCA, O.; NARDINI, S. Numerical simulation of water/ Al2O3 nanofluid turbulent convection. **Advances in Mechanical Engineering**, São Petersburgo, v. 2010. Disponível em: https://doi.org/10.1155/2010/97625. Acesso em: 29 mai. 2022

BIANCO, V.; MANCA, O.; NARDINI, S. Numerical investigation on nanofluids turbulent convection heat transfer inside a circular tube. **International Journal of Thermal Sciences**, Paris, v. 50, n. 3, p. 341–349, 2011. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2010.03.008. Acesso em: 1 nov. 2023.

BOUGEARD, D. Development of an innovative heat exchanger for sensible heat storage in agro-food industry. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, p. 115412, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115412. Acesso em: 10 abr. 2023.

BOUNGIORNO, J. *et al.* Nanofluids for enhanced economics and safety of nuclear reactors: An evaluation of the potential features issues, and research gaps. **Nuclear Technology**, Hinsdale, v. 162, n. 1, p. 80–91, 2008. Disponível em: https://doi.org/10.13182/NT08-A3934

Acesso em: 19 abr. 2023.

BOUSSINESQ, Joseph. **Memorial apresentado à Academia de Ciências do Instituto Nacional da França.** Paris, 1877.

BRAUNER, N.; MOALEM MARON, D.; ROVINSKY, J. A two-fluid model for stratified flows with curved interfaces. **International Journal of Multiphase Flow**, Elmford, v. 24, n. 6, p. 975–1004, 1998. Dsiponível em: https://doi.org/10.1016/S0301-9322(98)00005-6. Acesso em: 14 dez. 2022.

BRENNEN, C. **Fundamentals of multiphase flow**. California: Cambridge University Press, 2005. Disponível em:

BRINKMAN, H. C. The viscosity of concentrated suspensions and solutions. **The Journal of Chemical Physics**, New York, v. 20, n. 4, p. 571, 1952. Disponível em: https://doi.org/10.1063/1.1700493. Acesso em: 8 set. 2022.

CAO, E. **Heat transfer in process engineering**. New York: McGraw Hill, 2010.

ÇENGEL, Y. **Heat and mass transfer**. 3 ed. New York: McGraw Hill, 2010.

ÇENGEL, Y.; CIMBALA, J. **Fluid mechanics:** Fundamental and aplication. 3. ed. New York: McGraw Hill, 2014.

CHEN, H.; DING, Y.; TAN, C. Rheological behaviour of nanofluids. **New Journal of Physics**, Bristol, v. 9, 2007. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.033. Acesso em: 18 nov. 2022.

CHEN, X. Nanoscale fluid mechanics and energy conversion. **Applied Mechanics Reviews**, New York, v. 66, n. September, p. 1–17, 2014. Disponível em: https://doi.org/ 10.1115/1.4026913. Acesso em: 18 abr. 2023.

CHOPKAR, I. *et al.* Effect of particle size on thermal conductivity of nanofluid. **Metallurgical and Materials Transactions A: Physical Metallurgy and Materials Science**, Ohio, v. 39, n. 7, p. 1535–1542, 2008. Disponível em: https://doi.org/ 10.1007/s11661-007-9444-7. Acesso em: 15 nov. 2023.

CHORIN, A. J. Numerical solution of the Navier-Stokes equations. **Mathematics of Computation**, Washington, v. 22, n. 104, p. 745–762, 1968. Disponível em: https://math.berkeley.edu/~chorin/chorin68.pdf. Acesso em: 3 ago. 2023.

CIEŚLIŃSKI, J. T.; SMOLEN, S.; SAWICKA, D. Effect of temperature and nanoparticle concentration on free convective heat transfer of nanofluids. **Energies**, Paris, v. 14, n. 12, p. 1–19, 2021. Disponível em: https://doi.org/10.3390/es14123566. Acesso em: 13 set. 2023.

COLANGELO, G. *et al.* Cooling of electronic devices: Nanofluids contribution. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 127, p. 421–435, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.042. Acesso em: 14 dez. 2023.

COSTA, V. A. F. On the convergence of the iterative methods. **Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals**, London, v. 81, n. 1–6, p. 1–13, 2022. Disponível em: https://doi.org/10.1080/10407790.2021.1997029. Acesso em: 5 ago. 2023.

CROWE, C. T. **Multiphase flow handbook**. New York: CRC Press, 2005.

DA SILVA, J. A. *et al.* Dynamic mesh analysis by numerical simulation of internal combustion engines. **International Engineering Journal**, Ouro Preto, v. 69, n. 1, p. 45–51, 2024. Disponível em: https://doi.org/10.1590/0370-44672023770003. Acesso em: 15 jan. 2023

DARRIGOL, O.; TURNER, J. S. **Worlds of flow:** A history of hydrodynamics from the bernoullis to prandtl. New York: Oxford University Press, 2005.

DAS, N. *et al.* Enhanced melting behavior of carbon based phase change nanocomposites in horizontally oriented latent heat thermal energy storage system. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 125, p. 880–890, out. 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.084. Acesso em: 25 maio 2024.

DAUNGTHONGSUK, W.; WONGWISES, S. A critical review of convective heat transfer of nanofluids. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 11, p. 797–817, 2007. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2005.06.005. Acesso em: 14 abr. 2023.

SOUZA, J. F. A. *et al.* Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem. **Revista Brasileira de Geofisica**, São Paulo, v. 29, n. 1, p. 21–41, 2011. Disponível em: https://doi.org/10.1590/S0102-261X2011000100002. Acesso em: 19 jun. 2024.

DEVENDIRAN, D. K.; AMIRTHAM, V. A. A review on preparation, characterization, properties and applications of nanofluids. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 60, p. 21–40, 2016. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.055 . Acesso em: 30 out. 2022.

DEY, P.; MANDAL, B. K. Performance enhancement of a shell-and-tube evaporator using Al2O3/R600a nanorefrigerant. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 170, p. 121015, 2021. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121015. Acesso em: 15 abr. 2023.

DORA, N.; MENDU, S. S.; LAKSHMIPATI RAJU, B. Comparative study of conjugate heat transfer characteristics in chevron corrugated plate heat exchanger using CuO nanocoolant. **Arabian Journal for Science and Engineering**, Dhahran, v. 45, n. 11, p. 8955–8967, 2020. Disponível em: https://doi.org/ 10.1007/s13369-020-04631-2. Acesso em: 14 ago. 2021.

DREW, D. A.; PASSMAN, S. L. **Theory of multicomponent fluids**. New York: Springer, 1999.

DUANGTHONGSUK, W.; WONGWISES, S. An experimental study on the heat transfer performance and pressure drop of TiO2-water nanofluids flowing under a turbulent flow regime. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 53, n. 1–3, p. 334–344, 2010. Disponível em: https://doi.org/

10.1016/j.ijtransferenciademasacalórica.2009.09.024. Acesso em: 18 abr. 2023.

DURAISAMY, K.; IACCARINO, G.; XIAO, H. Turbulence modeling in the age of data. **Annual Review of Fluid Mechanics**, California, v. 51, p. 357–377, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1146/annurev-fluid-010518-040547. Acesso em: 10 jun. 2023.

EDREIS, E.; PETROV, A. Types of heat exchangers in industry, their advantages and disadvantages, and the study of their parameters. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, Bristol, v. 963, n. 1, 2020. Disponível em: https://doi.org/ 10.1088/1757-899X/963/1/012027. Acesso em: 10 abr. 2023.

EJEH, C. *et al.* Computational fluid dynamics for ameliorating oil recovery using silicon-based nanofluids and ethanol in oil-wet reservoirs. **Energy Reports**, Tyler, v. 6, p. 3023–3035, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.egyr.2020.10.028. Acesso em: 12 dez. 2022.

ELLAHI, R. *et al.* Structural impact of kerosene-Al2O3 nanoliquid on MHD poiseuille flow with variable thermal conductivity: Application of cooling process. **Journal of Molecular Liquids**, Amsterdam, v. 264, p. 607–615, 2018. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.molliq.2018.05.103. Acesso em: 10 mar. 2023.

ESFAHANI, J. A. *et al.* Influences of wavy wall and nanoparticles on entropy generation over heat exchanger plat. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 109, p. 1162–1171, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.006. Acesso em: 10 mar. 2023.

FAUZEE, N. F. M. *et al.* Mesh independence study on CFD for Cryo-CO2 cooling strategy. **Journal of Mechanical Engineering**, Ljubljana, v. 21, n. 1, p. 279–299, 2024. Disponível em: https://doi.org/10.24191/jmeche.v21i1.25372. Acesso em: 17 nov. 2022.

FERZIGER, J. H. A note on numerical accuracy. **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, Chichester, v. 8, n. 9, p. 995–996, 29 set. 1988. Disponível em: https://doi.org/10.1002/fld.1650080902. Acesso em: 8 ago. 2023.

FOX, R. *et al.* **Introdução à mecânica dos fluidos**. 8. ed. São Paulo: Grupo Editorial Nacional, 2010.

GAROOSI, F.; BAGHERI, G.; TALEBI, F. Numerical simulation of natural convection of nanofluids in a square cavity with several pairs of heaters and coolers (HACs) inside. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 67, p. 362–376, 2013. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.08.034. Acesso em: 12 nov. 2021.

GHADIMI, A.; SAIDUR, R.; METSELAAR, H. S. C. A review of nanofluid stability properties and characterization in stationary conditions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 54, n. 17–18, p. 4051–4068, 2011. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.04.014. Acesso em: 22 out. 2022.

GHANEI, A. *et al.* Thermal-economic multi-objective optimization of shell and tube heat

exchanger using particle swarm optimization (PSO). **Heat and Mass Transfer**, v. 50, n. 10, p. 1375–1384, 2014. Disponível em: https://doi.org/ 10.1007/s00231-014-1340-2. Acesso em: 28 jul. 2023.

GHAZANFARI, V. *et al.* Numerical study on the thermal performance of the shell and tube heat exchanger using twisted tubes and Al2O3 nanoparticles. **Progress in Nuclear Energy**, Oxford, v. 155, n. November 2022, p. 104526, 2023. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.pnucene.2022.104526. Acesso em: 31 jul. 2023.

GODSON, L. *et al.* Enhancement of heat transfer using nanofluids. **Renewable and Sustainable Energy Reviews,** London v. 14, p. 629–641, 2010. Disponível em: https://doi.org/10.1016/S0142-727X(99)00067-3. Acesso em: 10 jun. 2024.

GUPTA, A. K. *et al.* CFD study on heat transfer and pressure drop of nanofluids (SiO2/H2O, Al2O3/H2O, CNTs/H2O) in a concentric tube heat exchanger. **International Journal of Ambient Energy**, Hornby, 2021. Disponível em: https://doi.org/10.1080/01430750.2021.1913222. Acesso em: 17 nov. 2022.

HAJATZADEH, A. *et al.* An updated review on application of nano fl uids in heat exchangers for saving energy. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 198, n. April, p. 111886, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111886. Acesso em: 26 jul. 2023.

HAMEDANI, F. A.; AJAROSTAGHI, S. S. M.; HOSSEINI, S. A. Numerical evaluation of the effect of geometrical and operational parameters on thermal performance of nanofluid flow in convergent–divergent tube. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, Dordrecht, v. 140, n. 3, p. 1483–1505, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10973-019-08765-w. Acesso em: 15 ago. 2024.

HE, S. H.; LIU, D. Y.; TAN, D. L. Comparison of various spatial discretization schemes in numerical simulation for ship airwakes. **Applied Mechanics and Materials**, Amsterdam, v. 627, p. 63–68, 2014. Disponível em: https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.627.63. Acesso em: 17 jan. 2022.

HEMMAT ESFE, M. *et al.* Multi-objective optimization of nanofluid flow in double tube heat exchangers for applications in energy systems. **Energy**, Springfield, v. 137, p. 160–171, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.06.104. Acesso em: 10 ago. 2022.

HOLMAN, J. **Transferência de calor**. 2. ed. Madrid: McGraw-Hill, 1998.

HOSSEINNEZHAD, R. *et al.* Numerical study of turbulent nanofluid heat transfer in a tubular heat exchanger with twin twisted-tape inserts. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, Dordrecht, v. 132, n. 1, p. 741–759, 2018. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10973-017-6900-5. Acesso em: 17 abr. 2023.

HU, D.; WANG, J.; TANG, Q. Numerical investigation of a nanofluidic heat exchanger by employing computational fluid dynamic. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, Dordrecht, v. 144, n. 5, p. 1831–1838, 2021. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10973-020-10355-0. Acesso em: 12 maio 2024.

HU, L. *et al.* Thermal design of a shell and tube heat exchanger with internal fins. **Chemical Engineering Transactions**, Milan, v. 76, n. 1, p. 259–264, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.3303/CET1976044 /. Acesso em: 9 set. 2021.

HUAI, W. X.; XUE, W. Y.; QIAN, Z. D. Numerical simulation of slurry jets using mixture model. **Water Science and Engineering**, Jiangsu, v. 6, n. 1, p. 78–90, 2013. Disponível em: https://doi.org/10.3882/j.issn.1674-2370.2013.01.006. Acesso em: 16 mar. 2022.

HUMINIC, G.; HUMINIC, A. Application of nanofluids in heat exchangers: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 16, n. 8, p. 5625–5638, 2012. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.05.023. Acesso em: 11 maio 2022.

HUMINIC, G.; HUMINIC, A. Hybrid nanofluids for heat transfer applications – A state-of-the-art review. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 125, p. 82–103, 2018. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.059. Acesso em: 6 jun. 2022.

HUSAIN, S.; SIDDIQUI, M. A. Numerical and experimental analysis of natural convection flow boiling of water in internally heated vertical annulus. **Numerical Heat Transfer; Part A: Applications**, Washington, v. 73, n. 9, p. 624–653, 2018. Disponível em: https://doi.org/10.1080/10407782.2018.1464315. Acesso em: 19 out. 2023.

HUSSEIN, A. M. *et al.* The effect of nanofluid volume concentration on heat transfer and friction factor inside a horizontal tube. **Journal of Nanomaterials**, Cairo, v. 2013, 2013. Disponível em: https://doi.org/10.1155/2013/859563. Acesso em: 16 fev. 2022.

HUSSEIN, A. M.; BAKAR, R. A.; KADIRGAMA, K. Study of forced convection nanofluid heat transfer in the automotive cooling system. **Case Studies in Thermal Engineering**, Amsterdam, v. 2, p. 50–61, 2014. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.csite.2013.12.001. Acesso em: 25 maio 2024.

HUSSEIN, H. M. A.; AHMED, S. T.; HABEEB, L. J. Two-phase flow for gas-liquid, gas-solid, liquid-solid, and liquidliquid in a horizontal smooth and turbulator conduit - A review. **Journal of Mechanical Engineering Research and Developments**, Bangladesh, v. 43, n. 7, p. 26–50, 2020. Disponível em: https://www.semanticscholar.org/paper/Two-phase-flow-for-gas-liquid%2C-gas-solid%2C-and-in-a-Hussein Ahmed/e75fc95e772c49747af9eb259b3b0fe653596f8a. Acesso em: 19 jan. 2023.

ILEA, C. G.; KOSINSKI, P.; HOFFMANN, A. C. The effect of polydispersity on dust lifting behind shock waves. **Powder Technology**, Lausanne, v. 196, n. 2, p. 194–201, 2009. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.powtec.2009.07.023. Acesso em: 14 dez. 2022.

INCROPERA, F. *et al.* **Fundamentals of heat and mass transfer**. 6 ed. New Jersey: John Wiley & Sons, 2007.

JAMIL, M. A. *et al.* Exergoeconomic optimization of a shell-and-tube heat exchanger. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 226, n. September, p. 113462, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113462. Acesso em: 17 nov. 2022.

JOKAR, S. M.; RAHIMPOUR, M. R.; SHARIATI, A. Heat exchanger application for environmental problem-reducing in flare systems of an oil refinery and a petrochemical plant: Two case studies. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 106, p. 796–810, 2016. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.050. Acesso em: 26 maio 2024.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat exchangers:** Selection, rating and thermal design. 3. ed. Florida: CRC Press, 2002.

KAKAÇ, S.; PRAMUANJAROENKIJ, A. Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 52, n. 13–14, p. 3187–3196, 2009. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.02.006. Acesso em: 27 abr. 2023.

KAKAÇ, S.; PRAMUANJAROENKIJ, A. Analysis of convective heat transfer enhancement by nanofluids: Single-phase and two-phase treatments. **Journal of Engineering Physics and Thermophysics**, v. 89, n. 3, p. 758–793, 2016. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10891-016-1437-1. Acesso em: 27 dez. 2023.

KAMYAR, A.; SAIDUR, R.; HASANUZZAMAN, M. Application of computational fluid dynamics (CFD) for nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 55, n. 15–16, p. 4104–4115, 2012. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.052. Acesso em: 28 dez. 2023.

KARIMI, A. *et al.* The effects of tape insert material on the flow and heat transfer in a nanofluid-based double tube heat exchanger: Two-phase mixture model. **International Journal of Mechanical Sciences**, Oxford, v. 156, p. 397–409, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2019.04.009. Acesso em: 18 abr. 2023.

KARIMI, Y.; SOLAIMANY NAZAR, A. R.; MOTEVASEL, M. CFD simulation of nanofluid heat transfer considering the aggregation of nanoparticles in population balance model. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, Dordrecht, v. 143, n. 1, p. 671–684, 2021. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10973-019-09218-0. Acesso em: 1 nov. 2023.

KASAEIAN, A.; ESHGHI, A. T.; SAMETI, M. A review on the applications of nanofluids in solar energy systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 43, p. 584–598, 2015. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.020. Acesso em: 28 nov. 2023.

KAUSHAL, D. R. *et al.* CFD modeling for pipeline flow of fine particles at high concentration. **International Journal of Multiphase Flow**, Elmsford, v. 43, p. 85–100, 2012. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2012.03.005. Acesso em: 23 set. 2023.

KERN, D. Q. **Processos de transferencia de calor**. 3. ed. Mexico, D.F.: MCGRAW HILL BOOK COMPANY, INC, 1999.

KHOSRAVI, A. *et al.* Performance improvement of a double pipe heat exchanger proposed in a small-scale CAES system: An innovative design. **Applied thermal engineering**, Oxford, v.

162, n. May, p. 114315, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114315. Acesso em: 15 maio2024.

KMECOVA, M.; SIKULA, O.; KRAJCIK, M. Circular free jets: CFD simulations with various turbulence models and their comparison with theoretical solutions. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, v. 471, n. 6, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1088/1757-899X/471/6/062045. Acesso em: 17 maio 2023.

KRÜGER, T. *et al.* **Multiphase and Multicomponent Flows:** The lattice boltzmann method. 4. ed. New York: Springer, 2017.

KUMARESAN, V. *et al.* Convective heat transfer characteristics of CNT nanofluids in a tubular heat exchanger of various lengths for energy efficient cooling/heating system. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 60, n. 1, p. 413–421, 2013. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.01.021. Acesso em: 28 fev. 2024.

LAKEHAL, D. On the modelling of multiphase turbulent flows for environmental and hydrodynamic applications. **International Journal of Multiphase Flow**, Elmsford, v. 28, n. 5, p. 823–863, 2002. Disponível em: https://doi.org/10.1016/S0301-9322(01)00086-6. Acesso em: 28 nov. 2023.

LEE, G. Multi-Disciplinary analysis of working fluids on thermal performance of the high-power diesel engine system. **Machines**, v. 10, n. 11, 2022. Disponível em: https://doi.org/10.3390/machines10111023. Acesso em: 16 nov. 2023.

LI, J. *et al.* An improved convergence criterion based on normalized residual for heat transfer and fluid flow numerical simulation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 91, p. 246–254, 2015. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.106. Acesso em: 22 nov. 2022.

LOTFI, R.; SABOOHI, Y.; RASHIDI, A. M. Numerical study of forced convective heat transfer of Nanofluids: Comparison of different approaches. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, New York, v. 37, n. 1, p. 74–78, 2010. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.iheatmasstransfer.2009.07.013. Acesso em: 14 ago. 2024.

LOVICK, J.; ANGELI, P. Experimental studies on the dual continuous flow pattern in oil-water flows. **International Journal of Multiphase Flow**, Elmsford, v. 30, n. 2, p. 139–157, 2004. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2003.11.011. Acesso em: 15 nov. 2023.

MAHDAVI, M.; SHARIFPUR, M.; MEYER, J. P. Simulation study of convective and hydrodynamic turbulent nanofluids by turbulence models. **International Journal of Thermal sSciences**, Paris, v. 110, p. 36–51, 2016. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.05.027. Acesso em: 23 abr. 2024.

MAHIAN, O. *et al.* Nanofluids effects on the evaporation rate in a solar still equipped with a heat exchanger. **Nano Energy**, v. 36, n. April, p. 134–155, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.nanoen.2017.04.025. Acesso em: 17 out. 2021.

MAHIAN, O. *et al.* Recent advances in modeling and simulation of nanofluid flows-Part I: Fundamentals and theory. **Physics Reports**, Amsterdam, v. 790, p. 1–48, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.physrep.2018.11.004. Acesso em: 11 nov. 2022.

MAIN, K. L. *et al.* Nanoparticles size effect on thermophysical properties of ionic liquids based nanofluids. **Journal of Molecular Liquids**, Amsterdam, v. 343, p. 117609, 2021. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.molliq.2021.117609. Acesso em: 26 abr. 2024.

MALISKA, C. **Fundamentals of computational fluid dynamics**. New York: Springer, 2023.

MANSOURY, D. *et al.* Heat transfer and flow characteristics of Al2O3/Water nanofluid in various heat exchangers: Experiments on counter flow. **Heat Transfer Engineering**, Washington, v. 41, n. 3, p. 220–234, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.1080/01457632.2018.1528051. Acesso em: 17 mar. 2024.

MARZOUK, S. A. *et al.* A comprehensive review of methods of heat transfer enhancement in shell and tube heat exchangers. **Springer International Publishing**, 2023. v. 148. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10973-023-12265-3. Acesso em: 12 fev. 2024.

MAXWELL, J. **A treatise on electricity and magnetism**. 4. ed. Cambridge: Cambridge University Press & Assessment, 2010.

MELLAL, M. *et al.* Hydro-thermal shell-side performance evaluation of a shell and tube heat exchanger under different baf fl e arrangement and orientation. **International Journal of Thermal Sciences**, Paris, v. 121, p. 138–149, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.07.011. Acesso em: 11 set. 2023.

MIN, C. H.; TAO, W. Q. An under-relaxation factor control method for accelerating the iteration convergence of flow field simulation. **Engineering Computations**, Swansea, v. 24, n. 8, p. 793–813, 2007. Disponível em: http://doi.org/10.1108/02644400710833314. Acesso em: 14 dez. 2021.

MINTSA, H. A. *et al.* New temperature dependent thermal conductivity data for water-based nanofluids. **International Journal of Thermal Sciences**, Paris, v. 48, n. 2, p. 363–371, 2009. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2008.03.009. Acesso em: 15 jan. 2022.

MIRZAEE, H. *et al.* Evaluation of different numerical models for prediction of pressure drop in laminar nanofluid flows. **Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects**, Philadelphia, v. 00, n. 00, p. 1–19, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.1080/15567036.2020.1810178. Acesso em: 15 abr. 2023.

MISHRIKY, F.; WALSH, P. Towards understanding the influence of gradient reconstruction methods on unstructured flowsimulations. **Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering**, Ontario, v. 41, n. 2, p. 169–179, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1139/tcsme-2017-0012. Acesso em: 13 maio 2023.

MOHAGHEGH, M. R.; TASNIM, S. H.; MAHMUD, S. Toroidal tube latent heat exchanger: An experimental study. **Journal of Energy Storage**, Astaná, v. 74, p. 109488, dez. 2023.

Disponível em: https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.est.2023.109488. Acesso em: 24 dez. 2022.

MOHAMMED, A. A.; DAWOOD, H. I.; ONYEAKA, H. N. Improving the efficiency of the automobile engine cooling system using hybrid MWCNT/Al2O3 as nanofluids. **Al-Qadisiyah Journal for Engineering Sciences**, Al Diwaniyah, v. 17, n. 1, p. 83–87, 2024. Disponível em: https://doi.org/10.30772/qjes.2023.144421.1047. Acesso em: 16 jan. 2024.

MOHAMMED, H. A. *et al.* Heat transfer and fluid flow characteristics in microchannels heat exchanger using nanofluids : A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 15, n. 3, p. 1502–1512, 2011. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.031. Acesso em: 27 abr. 2023.

MOHAMMED, K. A. *et al.* Review of forced convection nanofluids through corrugated facing step. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 75, p. 234–241, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.10.067. Acesso em: 13 nov. 2023.

MOJARRAD, M. S.; KESHAVARZ, A.; SHOKOUHI, A. Nanofluids thermal behavior analysis using a new dispersion model along with single-phase. **Heat and Mass Transfer**, Berlin, v. 49, n. 9, p. 1333–1343, 2013. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s00231-013-1182-3. Acesso em: 16 dez. 2023.

MOTEVASEL, M.; NAZAR, A. R. S.; JAMIALAHMADI, M. Experimental investigation of turbulent flow convection heat transfer of MgO/water nanofluid at low concentrations - Prediction of aggregation effect of nanoparticles. **International Journal of Heat and Technology**, v. 35, n. 4, p. 755–764, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.18280/ijht.350409. Acesso em: 13 jan. 2024.

MOTEVASEL, M.; SOLAIMANY NAZAR, A. R.; JAMIALAHMADI, M. Experimental study on turbulent convective heat transfer of water-based nanofluids containing alumina, copper oxides and silicon carbide nanoparticles. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, Dordrecht, v. 135, n. 1, p. 133–143, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10973-018-7314-8. Acesso em: 15 jul. 2024.

MUNYALO, J. M.; ZHANG, X. Particle size effect on thermophysical properties of nanofluid and nanofluid based phase change materials: A review. **Journal of Molecular Liquids**, Amsterdam, v. 265, n. 2017, p. 77–87, 2018. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.molliq.2018.05.129. Acesso em: 27 mar. 2024.

MURSHED, S. M. S. *et al.* A review of boiling and convective heat transfer with nanofluids. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 15, p. 2342–2354, 2011. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.02.016. Acesso em: 5 ago. 2021.

MURSHED, S. M. S.; ESTELLÉ, P. A state of the art review on viscosity of nanofluids. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 76, n. March, p. 1134–1152, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.113. Acesso em: 20 nov. 2022.

NAKHCHI, M. E.; ESFAHANI, J. A. Numerical investigation of turbulent Cu-water nanofluid in heat exchanger tube equipped with perforated conical rings. **Advanced Powder**

Technology, Amsterdam, v. 30, n. 7, p. 1338–1347, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.apt.2019.04.009. Acesso em: 11 nov. 2023.

NAKHCHI, M. E.; RAHMATI, M. T. Entropy generation of turbulent Cu–water nanofluid flows inside thermal systems equipped with transverse-cut twisted turbulators. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, Dordrecht, v. 143, n. 3, p. 2475–2484, 2021. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10973-020-09960-w. Acesso em: 31 out. 2023.

NALLUSAMY, S.; MANIKANDA PRABU, N. Heat transfer enhancement analysis of Al2O3-Water nanofluid through parallel and counter flow in shell and tube heat exchangers. **International Journal of Nanoscience**, v. 16, n. 5–6, p. 1–7, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1142/S0219581X1750020X. Acesso em: 16 ago. 2021.

NERINCKX, K.; VIERENDEELS, J.; DICK, E. A Mach-uniform algorithm: Coupled versus segregated approach. **Journal of Computational Physics**, Orlando, v. 224, n. 1, p. 314–331, 2007. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.jcp.2007.02.008. Acesso em: 17 dez. 2023.

NUIM LABIB, M. *et al.* Numerical investigation on effect of base fluids and hybrid nanofluid in forced convective heat transfer. **International Journal of Thermal Sciences**, Paris, v. 71, p. 163–171, 2013. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.04.003. Acesso em: 16 dez. 2021.

NWOSU, P. N.; MEYER, J.; SHARIFPUR, M. Nanofluid viscosity: A simple model selection algorithm and parametric evaluation. **Computers and Fluids**, New York, v. 101, p. 241–249, 2014. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2014.04.001. Acesso em: 11 out. 2021.

OMIDI, M.; FARHADI, M.; JAFARI, M. A comprehensive review on double pipe heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 110, p. 1075–1090, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.027. Acesso em: 15 nov. 2021.

OZDEN, E. **Detailed design of shell-and-tube heat exchangers using cfd.** Dissertation (Master of Science in Mechanical Engineering) - Graduate School of Natural and Applied Sciences, Middle East Technical University, 2007.

OZDEN, E.; TARI, I. Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 51, n. 5, p. 1004–1014, 2010. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.003. Acesso em: 19 nov. 2021.

ÖZERINÇ, S.; KAKAÇ, S.; YAZICIOĞLU, A. G. Enhanced thermal conductivity of nanofluids: A state-of-the-art review. **Microfluidics and Nanofluidics**, v. 8, n. 2, p. 145–170, 2010. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10404-009-0524-4. Acesso em: 25 set. 2022.

PAK, B. C.; CHO, Y. I. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. **Experimental Heat Transfer**, London, v. 11, n. 2, p. 151–170, abr. 1998. Disponível em: https://doi.org/10.1080/08916159808946559. Acesso em: 23 dez. 2023.

PATANKAR, S. **Numerical heat transfer and fluid flow:** Computational methods in

mechanics and thermal science. Washington DC: Hemisphere Publication Corporation 1980.

PATANKAR, S. V.; SPALDING, D. B. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 15, n. 10, p. 1787–1806, 1972. Disponível em: https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90054-3. Acesso em: 27 maio 2024.

PETERSEN, A. J.; BAKER, L.; COLETTI, F. Experimental study of inertial particles clustering and settling in homogeneous turbulence. **Journal of Fluid Mechanics**, Cambridge, v. 864, p. 925–970, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1017/jfm.2019.31. Acesso em: 18 set. 2024.

PETUKHOV, B. S. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. **Advances in Heat Transfer**, New York, v. 6, n. C, p. 503–564, 1970. Disponível em: https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70153-9. Acesso em: 16 nov. 2023.

POE, N. M. W.; WALTERS, D. K. A non-local convective flux limiter for upwind-biased finite volume simulations. *In:* 3RD JOINT US-EUROPEAN SUMMER MEETING ON FLUID ENGINEERING AND EIGHTH INTERNATIONAL CONFERENCE ON NANOCHANNELS, MICROCHANNELS AND MINI-CHANNELS, 2010, Montreal. **Proceedings** […]. Montreal: ASME Digital Collection: 2011. p. 1917-1926.

PORDANJANI, A. H. *et al.* Nanofluids: Physical phenomena, applications in thermal systems and the environment effects- a critical review. **Journal of Cleaner Production**, Amsterdam, v. 320, n. August, p. 128573, 2021. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.128573. Acesso em: 28 jul. 2022.

POURFATTAH, F. *et al.* The numerical investigation of angle of attack of inclined rectangular rib on the turbulent heat transfer of Water-Al2O3 nanofluid in a tube. **International Journal of Mechanical Sciences**, Oxford, v. 131–132, n. July, p. 1106–1116, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2017.07.049. Acesso em: 27 jan. 2023.

PRASAD, T. R.; KONIJETI, R.; SHARMA, K. V. The experimental investigation and comparison of thermal conductivities of cobalt and silica nano fluids in glycerol water mixture as base fluid. **International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering**,
Hyderabad, v. 8, n. 7, p. 1614–1621, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.35940/ijitee. Acesso em: 17 abr. 2023.

PROSPERETTI, A.; TRYGGVASON, G. **Computational methods for multiphase flow**. Cambridge: Cambridge University Press, 2007.

RAMEZANPOUR, M.; SIAVASHI, M. Application of SiO 2 –water nanofluid to enhance oil recovery: A new hybrid optimization approach using pattern search and PSO algorithms. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, Dordrecht, v. 135, n. 1, p. 565–580, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10973-018-7156-4. Acesso em: 25 jul. 2022.

RASHIDI, S.; MAHIAN, O.; LANGURI, E. M. Applications of nanofluids in condensing and

evaporating systems: A review. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, Dordrecht, v. 131, n. 3, p. 2027–2039, 2018. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10973-017-6773-7. Acesso em: 29 nov. 2022.

RASHMI, W. *et al.* Experimental and numerical investigation of heat transfer in CNT nanofluids. **Journal of Experimental Nanoscience**, Oxfordshire, v. 10, n. 7, p. 545–563, 2015. Disponível em: https://doi.org/10.1080/17458080.2013.848296. Acesso em: 8 nov. 2023.

REBAY, M.; KAKAC, S.; COTTA, R. M. **Microscale and nanoscale heat transfer.** 2. ed**.** New York: CRC Press, 2016.

RIAHI, A. *et al.* Study of thermal conductivity of synthesized Al2O3-water nanofluid by pulsed laser ablation in liquid. **Journal of Molecular Liquids**, Amsterdam, v. 304, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.molliq.2020.112694. Acesso em: 14 dez. 2023.

ROACHE, P. J. Perspective: A method for uniform reporting of grid refinement studies. **Journal of Fluids Engineering**, New York, v. 116, n. 3, p. 405–413, 1 set. 1994. Disponível em: https://doi.org/10.1115/1.2910291. Acesso em: 29 maio 2023.

ROSA, E. S. **Escoamento multifásico isotérmico**. Porto Alegre: Artmed Editora, 2012.

SADREHAGHIGHI, I. **Multiphase, multicomponent and multiscale flows with case studies**, [S.l.]: [S.d], 2024. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/320107451_Multiphase_Multicomponent_Multiscale_Flows_with_Case_Studies. Acesso em: 10 jun. 2023.

SAID, Z. *et al.* Heat transfer enhancement and life cycle analysis of a Shell-and-Tube Heat Exchanger using stable CuO/water nanofluid. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, Amsterdam, v. 31, n. October 2018, p. 306–317, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.12.020. Acesso em: 15 nov. 2022.

SAIDUR, R.; LEONG, K. Y.; MOHAMMAD, H. A. A review on applications and challenges of nanofluids. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 15, n. 3, p. 1646–1668, 2011. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.035. Acesso em: 10 out. 2022.

SAJID, M. U.; ALI, H. M. Recent advances in application of nanofluids in heat transfer devices : A critical review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 103, n. October 2018, p. 556–592, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.057. Acesso em: 9 set. 2022.

SALAMEH, T. *et al.* Experimental and numerical analysis of heat transfer enhancement inside concentric counter flow tube heat exchanger using different nanofluids. **International Journal of Thermofluids**, London v. 20, p. 100432, nov. 2023. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100432. Acesso em: 18 set. 2023.

SALEHI, J. M.; HEYHAT, M. M.; RAJABPOUR, A. Enhancement of thermal conductivity of silver nanofluid synthesized by a one-step method with the effect of polyvinylpyrrolidone

on thermal behavior. **Applied Physics Letters**, New York, v. 102, n. 23, p. 2013–2016, 2013. Disponível em: https://doi.org/10.1063/1.4809998. Acesso em: 7 ago. 2022.

SANTRA, A. K.; SEN, S.; CHAKRABORTY, N. Study of heat transfer augmentation in a differentially heated square cavity using copper-water nanofluid. **International Journal of Thermal Sciences**, Paris, v. 47, n. 9, p. 1113–1122, 2008. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.005. Acesso em: 19 maio 2023.

SARKAR, J. A critical review on convective heat transfer correlations of nanofluids. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 15, n. 6, p. 3271–3277, 2011. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.04.025. Acesso em: 6 jun. 2024.

SARRAF, K.; LAUNAY, S.; TADRIST, L. Complex 3D-flow analysis and corrugation angle effect in plate heat exchangers. **International Journal of Thermal Sciences**, Paris, v. 94, p. 126–138, 2015. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.03.002. Acesso em: 19 nov. 2023.

SELBAŞ, R.; KIZILKAN, Ö.; REPPICH, M. A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, Lausanne, v. 45, n. 4, p. 268–275, 2006. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.cep.2005.07.004. Acesso em: 17 maio 2024.

SHAHMOHAMADI, H. *et al.* Thermohydrodynamics of lubricant flow with carbon nanoparticles in tribological contacts. **Tribology International**, Guildford, v. 113, p. 50–57, 2017. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.12.048. Acesso em: 16 jul. 2024.

SHILLER, L.; NAUMANN, A. A drag coefficient correlation. **Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure**, Düsseldorf, v. 77, p. 318–320, 1935. Disponível em: https://www.scirp.org/reference/referencespapers?referenceid=2117186. Acesso em: 20 jul. 2023.

SHIROLKAR, J. S.; COIMBRA, C. F. M.; MCQUAY, M. Q. Fundamental aspects of modeling turbulent particle dispersion in dilute flows. **Progress in Energy and Combustion Science**, Oxford, v. 22, n. 4, p. 363–399, 1996. Disponível em: https://doi.org/10.1016/S0360-1285(96)00006-8. Acesso em: 18 ago. 2023.

SHIRZAD, M. *et al.* Improve the thermal performance of the pillow plate heat exchanger by using nanofluid: Numerical simulation. **Advanced Powder Technology**, Amsterdam, v. 30, n. 7, p. 1356–1365, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.apt.2019.04.011. Acesso em: 15 nov. 2023.

SHOKOUHMAND, H.; HASANPOUR, M. Effect of number of plates on the thermal performance of a plate heat exchanger with considering flow maldistribution. **Journal of Energy Storage**, Astaná, v. 32, n. September, p. 101907, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101907. Acesso em: 10 set. 2022.

SHWETA, K.; JAGADISH, S.; MANJUNATH, M. Analysis comparing performance of a conventional shell and tube heat exchanger using Kern and Bell Delaware method. **International Journal of Research in Engineering and Technology**, Bangalore, v. 03, n.

15, p. 486–496, 2014. Disponível em: https://doi.org/10.15623/ijret.2014.0315093. Acesso em: 13 set. 2023.

SIAVASHI, M.; MIRI JOIBARY, S. M. Numerical performance analysis of a counter-flow double-pipe heat exchanger with using nanofluid and both sides partly filled with porous media. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, Dordrecht, v. 135, n. 2, p. 1595–1610, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s10973-018-7829-z. Acesso em: 15 jan. 2023.

SOTOWA, K. I. Fluid behavior and mass transport characteristics of gas-liquid and liquid-liquid flows in microchannels. **Journal of Chemical Engineering of Japan**, Tokyo, v. 47, n. 3, p. 213–224, 2014. Disponível em: https://doi.org/10.1252/jcej.13we141. Acesso em: 14 dez. 2022.

SOZER, E.; BREHM, C.; KIRIS, C. C. Gradient calculation methods on arbitrary polyhedral unstructured meshes for cell-centered CFD solvers. *In:* 52ND AEROSPACE SCIENCES MEETING, 2014, Maryland. **Proceedings** […]. Maryland: Aerospace Research Central: 2014. p. 1-24.

SUN, B. *et al.* Investigation on the flow and convective heat transfer characteristics of nanofluids in the plate heat exchanger. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 76, 2016. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.03.005. 11 out. 2023.

THULUKKANAM, K. **Heat exchanger design handbook**. 2. ed. New York: CRC PRESS, 2013.

ULLAH, M. R.; ISHTIAQ, T. M.; MAMUN, M. A. H. Heat transfer enhancement in shell and tube heat exchanger by using Al2O3/water and TiO2/water nanofluid. **AIP Conference Proceedings**, New York, v. 2121, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1063/1.5115925. Acesso em: 25 maio 2024.

VAJJHA, R. S.; DAS, D. K. A review and analysis on influence of temperature and concentration of nanofluids on thermophysical properties , heat transfer and pumping power. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 55, n. 15–16, p. 4063–4078, 2012. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.048. Acesso em: 27 nov. 2023.

VANAKI, S. M.; GANESAN, P.; MOHAMMED, H. A. Numerical study of convective heat transfer of nanofluids: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 54, p. 1212–1239, 2016. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.042. Acesso em: 13 nov. 2023.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics**. 2. ed. London: Pearson Education, 2007.

WANATASANAPPAN, V. V.; REZMAN, M.; ABDULLAH, M. Z. Thermophysical properties of vegetable oil-based hybrid nanofluids containing Al2O3-TiO2 nanoparticles as insulation oil for power transformers. **Nanomaterials**, Wellington, v. 12, n. 20, 2022.

Disponível em: https://doi.org/10.3390/nano12203621. Acesso em: 23 nov. 2023.

WANG, B. X. *et al.* On the specific heat capacity of CuO nanofluid. **Advances in Mechanical Engineering**, Saint Petersburg, v. 2010, 2010. Disponível em: https://doi.org/10.1155/2010/172085. Acesso em: 9 nov. 2022.

WANG, R. *et al.* Heat transfer enhancement of energy pile with nanofluids as heat carrier. **Advances in Civil Engineering**, Houston, v. 2023, 2023. Disponível em: https://doi.org/10.1155/2023/2035247. Acesso em: 25 maio 2024.

WANG, T.; WANG, J.; JIN, Y. Slurry reactors for gas-to-liquid processes: A review. **Industrial and Engineering Chemistry Research**, Washington, v. 46, n. 18, p. 5824–5847, 2007. Disponível em: https://doi.org/10.1021/ie070330t. Acesso em: 16 nov. 2023.

WANG, X. *et al.* Vegetable oil-based nanofluid minimum quantity lubrication turning: Academic review and perspectives. **Journal of Manufacturing Processes**, Dearborn, v. 59, n. September, p. 76–97, 2020. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.jmapro.2020.09.044. Acesso em: 15 jul. 2023.

WANG, X. Q.; MUJUMDAR, A. S. A review on nanofluids - Part I: Theoretical and numerical investigations. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, São Paulo, v. 25, n. 4, p. 613–630, 2008. Disponível em: https://doi.org/10.1590/S0104-66322008000400001. Acesso em: 26 maio 2024.

WEN, D. *et al.* Review of nanofluids for heat transfer applications. **Particuology**, Beijing, v. 7, p. 141–150, 2009. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.partic.2009.01.007. Acesso em: 16 nov. 2023.

WHITE, F. **Mecánica de fluidos.** 5. ed. Madrid: Mc Graw Hill, 2004.

XIAO, H.; CINNELLA, P. Quantification of model uncertainty in RANS simulations: A review. **Progress in Aerospace Sciences**, Oxford, v. 108, n. October 2018, p. 1–31, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2018.10.001. Acesso em: 16 jul. 2022.

XUAN, Y.; LI, Q. Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 125, n. 1, p. 151–155, 2003. Disponível em: https://doi.org/10.1115/1.1532008. Acesso em: 16 set. 2022.

XUAN, Y.; ROETZEL, W. Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Oxford, v. 43, n. 19, p. 3701–3707, 2000. Disponível em: https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00369-5. Acesso em: 19 jun. 2022.

YAN, K.; CHE, D. A coupled model for simulation of the gas-liquid two-phase flow with complex flow patterns. **International Journal of Multiphase Flow**, Elmsford, v. 36, n. 4, p. 333–348, 2010. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2009.11.007. Acesso em: 16 jul. 2022.

YANG, J. *et al.* A comparison of four numerical modeling approaches for enhanced shell-

and-tube heat exchangers with experimental validation. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 65, n. 1–2, p. 369–383, 2014. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.01.035. Acesso em: 14 dez. 2022.

YE, T. *et al.* Smoothed particle hydrodynamics (SPH) for complex fluid flows: Recent developments in methodology and applications. **Physics of Fluids**, New York, v. 31, n. 1, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1063/1.5068697. Acesso: 17 jun. 2022.

YEOH, G. H.; JOSHI, J. **Handbook of multiphase flow science and technology**. New York: Springer, 2022.

ZAHID, H. BIN *et al.* Experimental and CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations. **Thermal Science**, v. 27, n. 1, p. 843–853, 2023. Disponível em: https://doi.org/10.2298/TSCI220124075Z. Acesso em: 5 ago. 2024

ZAMZAMIAN, A. *et al.* Experimental investigation of forced convective heat transfer coefficient in nanofluids of Al2O3/EG and CuO/EG in a double pipe and plate heat exchangers under turbulent flow. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 35, n. 3, p. 495–502, 2011. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.11.013. Acesso em: 11 nov. 2022.

ZHANG, J. *et al.* A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, London, v. 101, n. October 2018, p. 305–328, 2019. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.11.017. Acesso em: 15 jan. 2023.

ZHANG, X.; AHMADI, G. Eulerian-Lagrangian simulations of liquid-gas-solid flows in three-phase slurry reactors. **Chemical Engineering Science**, Oxford, v. 60, n. 18, p. 5089–5104, 2005. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.ces.2005.04.033. Acesso em: 11 out. 2022.

ZHANG, Z.; CHEN, Q. Comparison of the Eulerian and Lagrangian methods for predicting particle transport in enclosed spaces. **Atmospheric Environment**, Oxford, v. 41, n. 25, p. 5236–5248, 2007. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2006.05.086. Acesso em: 8 ago. 2022.

ZIGH, G.; SOLIS, J. **Computational fluid dynamics best practice guidelines for dry cask applications:** Final report (NUREG-2152). Washington: United States Nuclear Regulatory Commission, 2013. 173 p.

APÊNDICE A - EQUAÇÕES PARA O CÁLCULO DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DOS NANOFLUIDOS

Muitas pesquisas foram conduzidas com o objetivo de se determinar as propriedades dos nanofluidos, no entanto, para o cálculo dessas propriedades, é necessário determinar a concentração volumétrica das nanopartículas (φ_{np}). Para isso, Sajid e Ali (2019) sugere o uso da equação (56).

$$\varphi_{np} = \frac{\left(\frac{\mathrm{m_{np}}}{\rho_{\mathrm{np}}}\right)}{\left(\frac{\mathrm{m_{np}}}{\rho_{\mathrm{np}}}\right) + \left(\frac{\mathrm{m_{fb}}}{\rho_{\mathrm{fb}}}\right)} \tag{56}$$

Os subscritos np e fb referem-se às nanopartículas e ao fluido base; respectivamente. Assim, m_{np} e m_{fb} é a massa das nanopartículas e a massa do fluido base e, ρ_{np} e ρ_{fb} é a massa específica das nanopartículas e do fluido base, respectivamente.

Dentre as propriedades de interesse que podem ser facilmente analisadas, destacam-se as seguintes:

D.1 Condutividade térmica

A condutividade térmica pode ser estimada com a equação proposta por (MAXWELL, 1904).

$$\mathrm{k_{nf}} = \mathrm{k_{fb}} * \frac{\mathrm{k_{np}} + 2\mathrm{k_{fb}} + 2\varphi_{np}(\mathrm{k_{np}} - \mathrm{k_{fb}})}{\mathrm{k_{np}} + 2\mathrm{k_{fb}} - \varphi_{np}(\mathrm{k_{np}} - \mathrm{k_{fb}})} \tag{57}$$

Sendo que k é a condutividade térmica do nanofluido dada em $[\mathrm{W/mK}]$.

D.2 Massa específica

A massa específica dos nanofluidos pode ser calculada da seguinte forma (DEVENDIRAN; AMIRTHAM, 2016):

$$\rho_{nf} = \varphi_{np} * \rho_{np} + (1 - \varphi_{np})\rho_{fb} \quad (58)$$

Sendo ρ a massa específica dada em [kg/m^3].

D.3 Viscosidade dinâmica

Brinkman (1952) sugere usar a Equação (59) para o cálculo da viscosidade dinâmica, a qual é aplicável a partículas esféricas com frações em volume menores que 5,0%:

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_{fb}}{(1 - \varphi_{np})^{2,5}} \quad (59)$$

Sendo μ a viscosidade dinâmica dada em [kg/ms].

D.5 Calor específico

O calor específico é estimado de modo semelhante àquele usado para estimar-se a massa específica (WANG; MUJUMDAR, 2008).

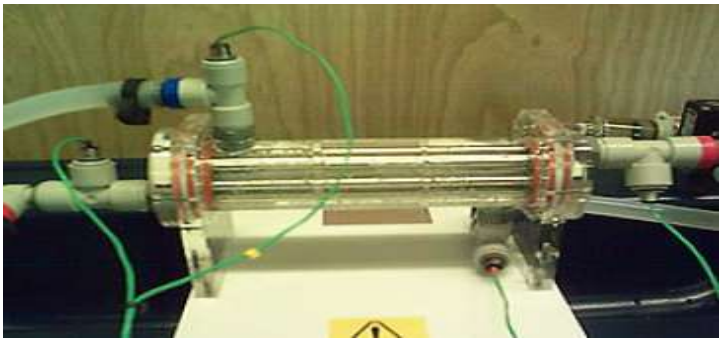
$$c_{p,nf} = \frac{\left(\varphi_{np}\right) \rho_{np} c_{p,np} + \left(1 - \varphi_{np}\right) \rho_{fb} c_{p,fb}}{\rho_{nf}} \quad (60)$$

Sendo c_p o calor específico dado em [J/kgK].

APÊNDICE B - SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBOS OPERANDO EM REGIME LAMINAR

Nesta seção, é apresentada a avaliação da transferência de calor em um trocador de calor do tipo casco e tubos usando um modelo numérico baseado no método de volumes finitos; os resultados obtidos são comparados com aqueles que constam no trabalho experimental realizado por Ozden (2007). A Figura 32 mostra a vista lateral do trocador de calor modular utilizado no trabalho experimental e a Tabela 8 apresenta as características técnicas deste equipamento.

Figura 32 – Vista lateral do trocador de calor modular que opera em regime laminar.



Fonte: Extraído de Ozden (2007).

Tabela 8 – Características técnicas do trocador de calor que opera em regime laminar.

Descrição	Especificação
Diâmetro do casco	39 mm
Espessura do casco	3 mm
Diâmetro externo dos tubos	6,35 mm
Diâmetro interno dos tubos	5,15 mm
Geometria e distribuição do conjunto de tubos	Triangular, 11,35 mm
Número de tubos	7
Comprimento do trocador	144 mm
Corte do defletor	37 %
Número de defletores	2

Fonte: Adaptado de Ozden (2007).

Na Tabela 9; são apresentados os resultados obtidos no trabalho experimental realizado por Ozden (2007), quando o equipamento opera com uma disposição de escoamento paralelo.

Tabela 9 – Dados experimentais do trocador de calor que opera em regime laminar.

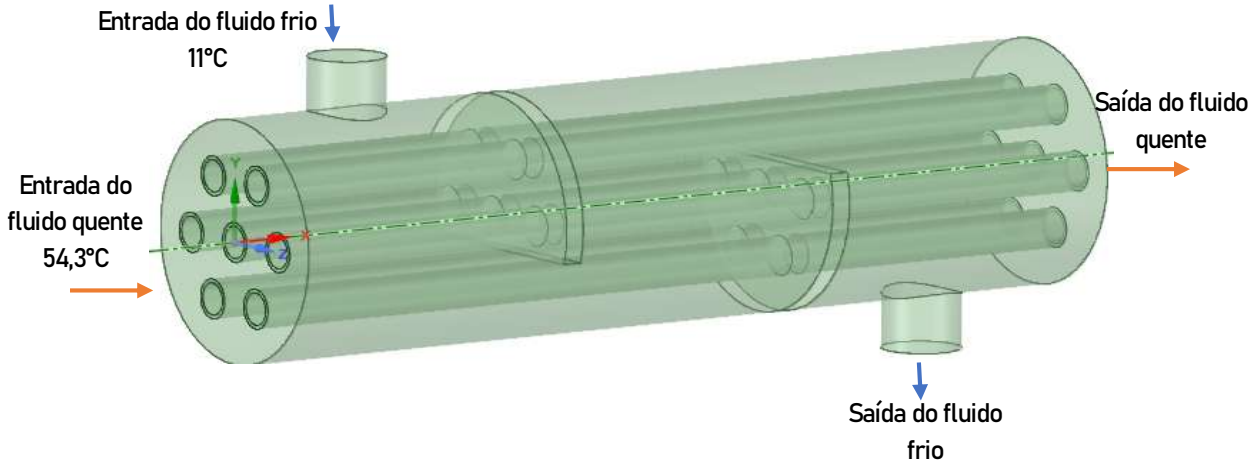
Descrição do parâmetro	Variável	Unidade	Especificação
Temperatura de entrada da água quente	T_1	°C	54,3
Temperatura de saída da água quente	T_2	°C	48,8
Calor específico da água quente	$c_{p,q}$	J/kgK	4180,9
Massa específica da água quente	ρ_q	kg/m^3	987,3
Vazão mássica da água quente	$\dot{m}_q$	kg/s	0,0329
Calor cedido pela água quente	$\dot{Q}$	W	754,66
Temperatura de entrada da água fria	T_3	°C	11
Temperatura de saída da água fria	T_4	°C	21,8
Calor específico da água fria	$c_{p,f}$	J/kgK	4184,2
Massa específica da água fria	ρ_f	kg/m^3	998,9
Vazão mássica da água fria	$\dot{m}_f$	kg/s	0,0167
Calor recebido pela água fria	$\dot{Q}$	W	756,63

Fonte: Adaptado de Ozden (2007).

A.1 Condições de contorno

As condições de contorno são aplicadas levando-se em consideração os dados obtidos no trabalho experimental (Tabela 9) e, também, admitindo-se que tanto na entrada quanto na saída, o escoamento está sujeito à pressão atmosférica. Além disso, de acordo com Ozden (2007), não há perda de calor através da parede externa do casco para o ambiente. Portanto, para o presente modelo, a condição de fluxo de calor nas paredes é definida como zero. Na Figura 33 mostra-se uma representação esquemática das condições de contorno, bem como da geometria tridimensional gerada para o trocador de calor no *software* SpaceClaim, ferramenta de CAD (do inglês *Computer-Aided-design*) da Ansys.

Figura 33 – Representação esquemática das condições de contorno utilizadas na simulação numérica do trocador de calor que opera em regime laminar.



Fonte: Autoria própria a partir do Space Claim de Ansys Fluent.

Neste modelo, os escoamentos, tanto no lado do casco quanto no lado dos tubos, são laminares, pois os números de Reynolds encontrados são inferiores a 2300.

A.2 Teste de independência de malha

Para garantir a precisão e a validade dos resultados numéricos, foi realizado um teste de independência de malha para avaliar a transferência de calor em um trocador de calor do tipo casco e tubos. Na Tabela 10 é apresentada uma comparação entre as temperaturas de saída obtidas por meio de simulações CFD, com as obtidas por meio experimental. É importante ressaltar que os dados experimentais mostrados a seguir foram extraídos do trabalho desenvolvido por Ozden (2007).

Tabela 10 – Teste de independência de malha para o trocador de calor que opera em regime laminar.

Análise CFD						Resultados experimentais Ozden (2007)	Erro (%)
Refinamento de malha	Parâmetros de qualidade de malha		Passagem do escoamento	Parâmetros de transferência de calor avaliados	Resultados CFD		
Malha grossa 450.587 elementos	Assimetria (*Skewness*)	0,49	Casco (fluido frio)	Temperatura de entrada (°C)	11	11	
	Qualidade ortogonal (*Orthogonal quality*)	0,21		Temperatura de saída (°C)	20,5	21,8	5,96
	Assimetria (*Skewness*)	0,49	Tubos (fluido quente)	Temperatura de entrada (°C)	54,3	54,3	
	Qualidade ortogonal (*Orthogonal quality*)	0,21		Temperatura de saída (°C)	47,9	48,8	1,84
Malha fina 910.365 elementos	Assimetria (*Skewness*)	0,44	Casco (fluido frio)	Temperatura de entrada	11	11	
	Qualidade ortogonal (*Orthogonal quality*)	0,30		Temperatura de saída	22,1	21,8	1,38
	Assimetria (*Skewness*)	0,44	Tubos (fluido quente)	Temperatura de entrada	54,3	54,3	
	Qualidade ortogonal (*Orthogonal quality*)	0,30		Temperatura de saída	48,5	48,8	0,61

Fonte: Autoria própria.

As análises realizadas a partir dos dados apresentados na Tabela 10 baseiam-se na diferença percentual entre os resultados das simulações numéricas e os resultados experimentais, com base nas temperaturas de saída. Três fatores são levados em consideração: o número de elementos, a assimetria e a qualidade ortogonal da malha, essenciais para avaliar a qualidade dos resultados (DA SILVA *et al.*, 2024). Para este caso, foram avaliados dois níveis de refinamento de malha: uma malha grossa e uma malha fina. Isso deve-se ao fato de esse trocador de calor ter dimensões menores em comparação com o trocador de calor que opera em regime turbulento. Em geral, é possível observar que, à medida que a qualidade da malha aumenta, a discrepância entre os resultados obtidos pela simulação numérica e pelo trabalho experimental diminui. Assim, é possível determinar que a malha composta por 910.365 elementos é adequada para realizar as simulações numéricas.

A.3 Resultados e discussões

Nesta seção apresentam-se os resultados obtidos a partir da análise, via método de volumes finitos, de um trocador de calor do tipo casco e tubos operando em regime laminar. Estes resultados, como pode ser observado na Tabela 11, são comparados com dados experimentais obtidos do trabalho realizado por Ozden (2007), a fim de validar a precisão da simulação numérica e avaliar sua capacidade de prever o comportamento térmico do trocador de calor.

Tabela 11 – Comparação entre os resultados experimentais e aqueles obtidos via método numérico.

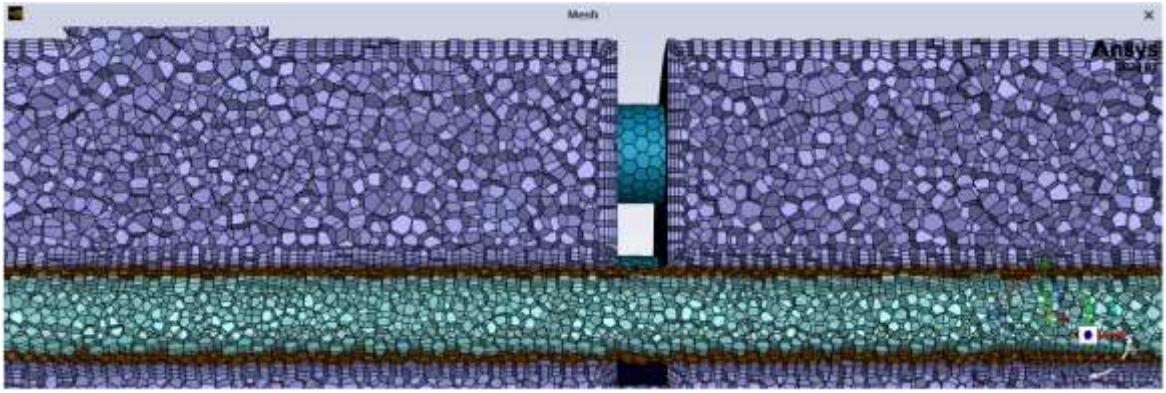
Refinamento de malha	Regime laminar		Resultados experimentais Ozden (2007)	Resultados CFD
Malha grossa	Taxa de transferência de calor	kW	7,537	8,804
Malha fina			7,537	7,978

Fonte: Autoria própria

Na tabela apresentada, pode-se observar que os resultados obtidos por meio de simulação numérica estão em boa concordância com os resultados experimentais. Para a malha mais

refinada, a diferença percentual entre a taxa de transferência de calor obtida por meio da análise numérica e a obtida por meio do trabalho experimental tem um valor de 5,85%. Este resultado indica que a malha com maior refinamento captura com maior precisão os gradientes de temperatura, velocidade e pressão, prevendo melhor o comportamento térmico do trocador de calor. A geração da malha mais refinada foi possível a partir da utilização da ferramenta *inflation* em paredes sólidas que estão em contato com regiões fluidas, a fim de representar e capturar com precisão as camadas limites formadas nessas superfícies, como pode ser observado na Figura 34. Por se tratar de um caso de transferência de calor conjugada (interação sólido-fluido), é de suma importância capturar com precisão as camadas limite formadas próximas às superfícies sólidas, em que os efeitos viscosos são mais pronunciados e em que ocorre a transferência de calor por convecção (HOLMAN, 1998). Não modelar esses efeitos viscosos de forma eficiente, significaria não capturar com precisão os gradientes de velocidade e temperatura perto da parede, onde esses efeitos no escoamento são mais pronunciados do que longe da parede, resultando na obtenção de um valor para a transferência de calor menos próximo da realidade.

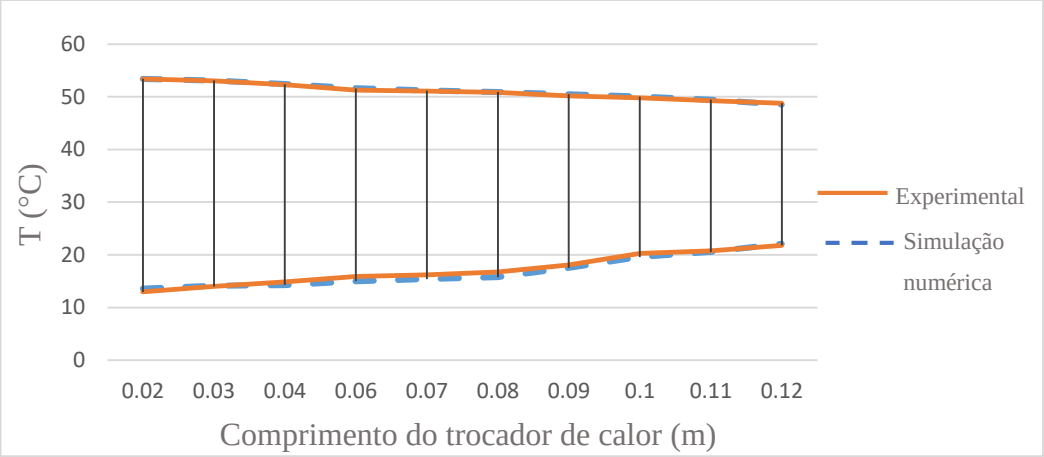
Figura 34 – Aplicação da ferramenta *inflation* na região sólido-fluido.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Na Figura 35, apresenta-se um gráfico comparativo do perfil de temperaturas medido a partir do esboço de uma linha horizontal ao longo do eixo axial do trocador de calor, considerando os tubos de entrada e de saída do casco como os pontos iniciais e finais para a realização desses cálculos.

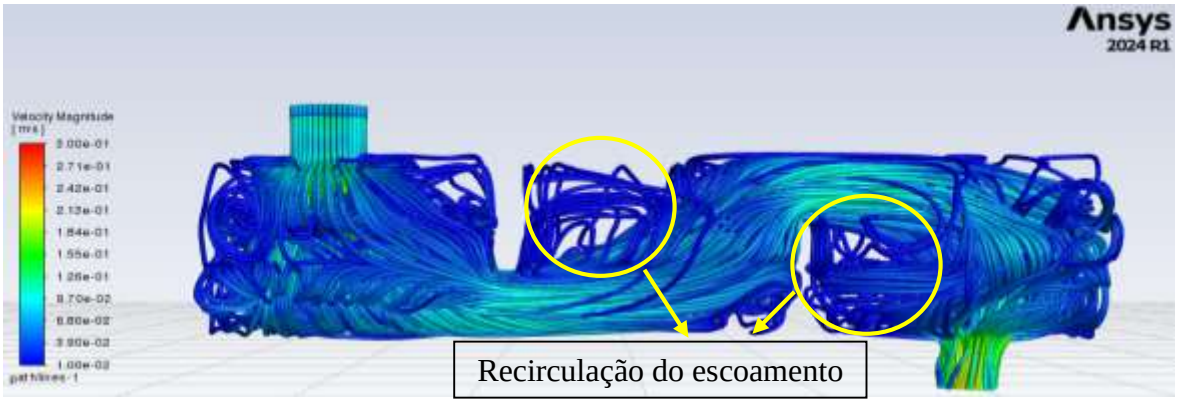
Figura 35 – Perfil de temperatura ao longo do trocador de calor que opera em regime laminar.



Fonte: Autoria própria

Nesse gráfico, observa-se um comportamento semelhante entre o perfil de temperatura obtido com a simulação numérica e o obtido com o trabalho experimental, o que indica a validade da simulação. Além disso, pode-se observar que a diferença de temperaturas diminui gradualmente ao longo do trocador de calor, o que se deve em grande medida aos efeitos de difusão térmica (INCROPERA *et al.*, 2007), pois, como pode-se observar na Figura 36, por se tratar de um escoamento laminar, o movimento do fluido no lado do casco (o lado com a geometria mais complexa para a distribuição do escoamento) tende a se dar em camadas paralelas e sem mistura significativa na direção do escoamento principal.

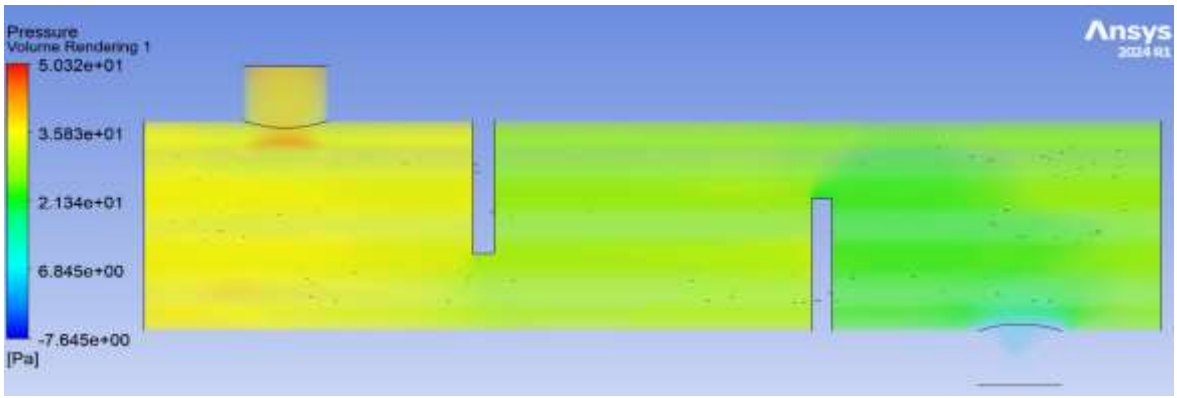
Figura 36 – Distribuição da velocidade ao longo do trocador de calor que opera em regime laminar.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent

Além disso, nos contornos de velocidade apresentados, pode-se observar que, devido à influência dos defletores presentes no lado do casco do trocador de calor, estão sendo geradas zonas de recirculação, o que implica em melhorias no coeficiente global de transferência de calor, mas com quedas de pressão significativas, como ilustrado na Figura 37.

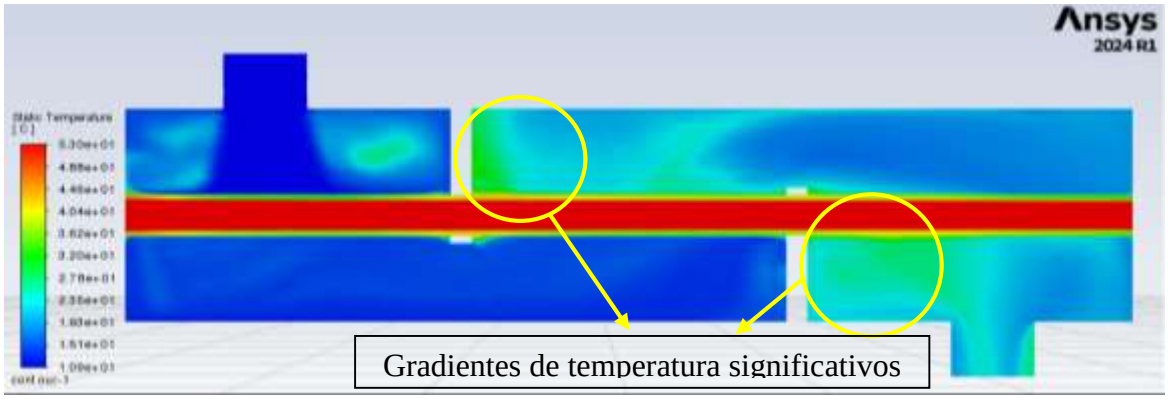
Figura 37 – Distribuição da pressão do escoamento ao longo do trocador de calor que opera em regime laminar.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

O comportamento aqui descrito influencia significativamente na transferência de calor, gerando gradientes de temperatura (Figura 38) significativos nessas regiões devido a um tempo de residência mais prolongado do escoamento em contato com a superfície externa dos tubos por onde escoa o fluido quente.

Figura 38 – Contorno de temperatura do escoamento ao longo do trocador de calor que opera em regime laminar.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

APÊNDICE C - CÁLCULO DOS PARÂMETROS ENVOLVIDOS NO TROCADOR DE CALOR

Nesta seção, apresentam-se parâmetros importantes relacionados a um trocador de calor de casco e tubos com o objetivo de avaliar os efeitos de troca de energia térmica presente no equipamento.

C.1 Taxa de transferência de calor

Ao projetar-se um trocador de calor, o objetivo geral consiste em encontrar a taxa de transferência de calor. Esse equipamento pode ser avaliado como dispositivo de escoamento permanente porque podem operar por longos períodos de tempo sem sofrer alterações em suas condições de operação e este parâmetro é dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f}\left(T_{f,s} - T_{f,e}\right) = \dot{m}_q c_{p,q}\left(T_{q,s} - T_{q,e}\right) \tag{61}$$

Os subscritos *f* e *q* se referem aos fluidos frio (água ou nanofluido) e quente, respectivamente, sendo:

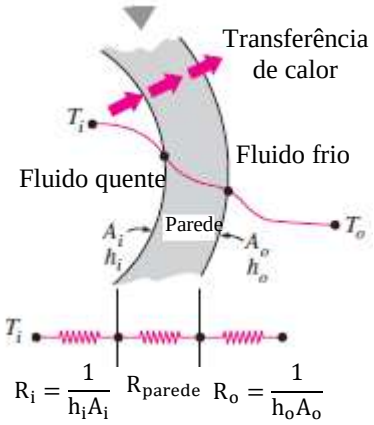
$\dot{Q}$: taxa de transferência de calor	[W]
$\dot{m}_f$ e $\dot{m}_q$: vazões mássicas	[kg/s]
$c_{p,f}$ e $c_{p,q}$: calores específicos	[J/kgK]
$T_{f,s}$ e $T_{q,s}$: temperaturas de saída	[K]
$T_{f,e}$ e $T_{q,e}$: temperaturas de entrada	[K]

C.2 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor é um parâmetro importante na análise de trocadores de calor. Segundo Cao (2010), representa a capacidade de um trocador de calor para transferir energia térmica de um fluido para outro, e é definido em termos da resistência térmica total à transferência de calor. No caso de um trocador de calor, os fluidos quente e frio podem passar pelos tubos e pelo casco, respectivamente, ou vice-versa. Em tal equipamento o calor é

transferido do fluido quente à parede por convecção, através da parede por condução e, da parede ao fluido frio novamente por convecção, como pode ser visto na Figura 39.

Figura 39 – Rede de resistência térmica.



Fonte: Adaptado de Çengel (2007).

De acordo com Kakaç; Liu e Pramuanjaroenkij (2002), para uma parede separando dois fluidos, os coeficientes de transferência de calor podem ser calculados aplicando a equação a seguir:

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = R_o + R_{f,o} + R_p + R_i + R_{f,i} = \frac{1}{h_o A_o} + R_{f,o} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_m L_t N_t} + \frac{1}{h_i A_i} + R_{f,i} \qquad (62)$$

Os subscritos *i* e *o* se referem às superfícies interna e externa dos tubos e *p* à parede, sendo:

$$A_i = N_t \pi d_i L_t \qquad (63)$$

$$A_o = N_t \pi d_o L_t \qquad (64)$$

A seguir, apresenta-se a definição das variáveis presentes nas equações (62 – 64).

U_i e U_o: coeficientes de transferência de calor	$[W/m^2K]$
A_i e A_o: áreas superficiais	$[m^2]$
$R_{f,o}$ e $R_{f,i}$: fatores de incrustação	$[K/W]$
R_i, R_o e R_p: resistências térmicas	$[K/W]$

h_i e h_o: coeficientes convectivos $[W/m^2K]$

d_i e d_o: diâmetros $[m]$

k_m: condutividade térmica do material do tubo $[W/mK]$

L_t: comprimento dos tubos $[m]$

N_t: número de tubos

Do exposto, os fatores de incrustação são considerados desprezíveis, pois os registros disponíveis na literatura indicam valores de uma ordem de grandeza muito inferior (10^{-5}) para essa variável (BERNUY, 2023).

A equação (62) foi proposta para analisar os coeficientes globais de transferência de calor nos casos em que a troca de energia térmica ocorre entre dois fluidos. No entanto, no presente trabalho, devido à simplificação adotada (parede dos tubos internos com temperatura constante, especificada na seção 3.1), apenas a convecção externa será levada em conta. Sendo que o coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado a partir da equação da taxa de transferência de calor como (MELLAL *et al*., 2017):

$$U_o = \frac{\dot{Q}}{A_o \Delta T_{ml}} \tag{65}$$

sendo:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{66}$$

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s} \tag{67}$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e} \tag{68}$$

A seguir, apresenta-se a definição das variáveis presentes nas equações (65 – 68).

U_o: coeficiente global de transferência de calor $[W/m^2K]$

ΔT_{ml}: diferença de temperatura média logarítmica $[K]$

ΔT_1 e ΔT_2: diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido, dado para escoamento em contracorrente $[K]$

C.3 Cálculos analíticos utilizando as correlações de Kern e Bell-Delaware

As equações usadas no presente trabalho, adequadas para o cálculo analítico por meio das correlações de Kern e Bell-Delaware, foram extraídas do trabalho desenvolvido por Ozden (2007).

C.3.1 Cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado do casco usando o método de Kern

Para a correlação proposta por Kern (1999), o coeficiente convectivo referente à superfície externa dos tubos (h_o) pode ser calculado com a equação (69):

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36(Re_o)^{0.55}(Pr_o)^{1/3}\left(\frac{\mu_o}{\mu_w}\right)^{0.14} \tag{69}$$

De acordo com Bayram e Sevilgen (2017), no método de projeto apresentado por Kern, o número de Nusselt referente à superfície externa dos tubos (Nu_o) pode ser calculado com a equação (70):

$$Nu_o = 0.36(Re_o)^{0,55}(Pr_o)^{1/3} \tag{70}$$

sendo:

$$D_e = \frac{4\left(\frac{P_T^2\sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8}\right)}{\frac{\pi d_o}{2}} \tag{71}$$

$$Re_o = \frac{D_e \dot{m}}{\mu_o A_c} \tag{72}$$

$$Pr_o = \frac{c_{p,o}\mu_o}{k_o} \tag{73}$$

$$A_c = \frac{D_i C B}{P_T} \tag{74}$$

A seguir, apresenta-se a definição das variáveis presentes nas equações (69 – 74):

Re_o: número de Reynolds do escoamento no casco

Pr_o: número de Prandtl do escoamento no casco

k_o: condutividade térmica do fluido que escoa no casco [W/mK]

$\dot{m}$: vazão mássica [kg/s]

D_e: diâmetro equivalente [m]

D_i: diâmetro do casco [m]

d_o: diâmetro dos tubos [m]

μ_o: viscosidade dinâmica do fluido que escoa no casco [kg/ms]

μ_w: viscosidade dinâmica do fluido que escoa nos tubos, avaliada na temperatura da parede [kg/ms]

$c_{p,o}$: calor específico do fluido que escoa no casco [J/kgK]

A_c: área do escoamento através do casco [m^2]

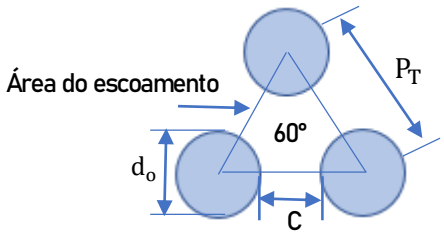
C: espaço livre entre os tubos [m]

B: espaço livre entre defletores [m]

P_T: distância entre tubos [m]

A equação (69) é válida para 2,0 x 10^3 < Re_o < 1,0 x 10^6. O diâmetro equivalente representa a relação entre a área do escoamento e o perímetro da distribuição dos tubos. Os parâmetros para seu cálculo podem ser vistos na Figura 40.

Figura 40 – Distribuição dos tubos no casco para o cálculo do diâmetro equivalente.



Fonte: Adaptado de Cao (2010).

Por fim, com a simplificação adotada, o coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado a partir da equação (62) como:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} \tag{75}$$

C.3.2 Cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado do casco usando o método de Bell-Delaware

O método Bell-Delaware é mais complexo do que o método Kern, pois os parâmetros adicionais envolvidos em seu cálculo que consideram alguns efeitos tais como fugas e correntes de derivação no lado do casco; assim, esse método é mais preciso para o projeto e a análise de trocadores de calor (GHANEI *et al.*, 2014). Esse método reconhece que existe apenas uma parte do escoamento acima dos tubos em uma disposição estritamente de fluxo cruzado e considera que o escoamento restante passa pelas áreas de derivação devido à menor resistência, constituindo até 40% do escoamento (JAMIL *et al.*, 2020). Estes efeitos relacionados ao projeto do casco têm influência direta sobre o coeficiente de transferência de calor ideal (h_{id}) e de acordo com Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2002), por meio de um cálculo simplificado é dado pela equação (76).

$$h_o = h_{id} J_c J_l J_b J_s J_r \tag{76}$$

sendo:

$$h_{id} = J_i c_{p,o} \left(\frac{\dot{m}}{A_{fd}}\right) \left(\frac{k_o}{c_{p,o}\mu_o}\right)^{2/3} \left(\frac{\mu_o}{\mu_w}\right)^{0.14} \tag{77}$$

$$J_i = a_1 \left(\frac{1.33}{P_T/d_o}\right)^{a} (Re_o)^{a_2} \tag{78}$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(Re_o)^{a_4}} \tag{79}$$

$$J_c = 0.55 + 0.72 F_c \tag{80}$$

$$J_b = \exp\left[-C_{bh} F_{sbp} \left((1 - (r_{ss})^{1/3}\right)\right] \tag{81}$$

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + L_i^{1-n} + L_o^{1-n}}{(N_b - 1) + L_i + L_o} \tag{82}$$

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \tag{83}$$

$$S_b = B(D_i - D_{otl}) \tag{84}$$

$$D_{otl} = D_i - L_{bb} \tag{85}$$

$$S_m = L_{bc}\left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{P_{Teff}}(P_T - d_o)\right] \tag{86}$$

$$D_{ctl} = D_i - (L_{bb} + d_o) \tag{87}$$

$$L_{bc} = 0.6D_i \tag{88}$$

A seguir, apresentam-se as definições das variáveis presentes nas equações (76 – 88):

J_c : fator de correção para a porcentagem de corte e o espaçamento do defletor

J_i : fator J de Colburn

J_l : fator de correção para efeitos de fuga do defletor

J_b : fator de correção para efeitos de derivação do conjunto de tubos

J_s : fator de correção para o espaçamento variável dos defletores na entrada e na saída

J_r : fator de correção de transferência de calor por gradiente de temperatura adverso

F_c: Fração do número de tubos de fluxo cruzado puro entre as pontas de corte do defletor.

F_{sbp}: fração da área de derivação em relação a área total de fluxo cruzado

C_{bh}: Constante do fator de correção para efeitos de derivação do conjunto de tubos para a transferência de calor

$c_{p,o}$: Calor específico do fluido que escoa no lado do casco

k_o: Condutividade térmica do fluido que escoa no casco

r_{ss}: resistência de selagem

N_b: número de defletores

L_i: relação entre o espaçamento do defletor de entrada e o espaçamento do defletor central

L_o: relação entre o espaçamento dos defletores de saída e o espaçamento dos defletores centrais

h_o : coeficiente convectivo referente à superfície externa dos tubos $[W/m^2K]$

A_{fd}: área de fluxo cruzado na linha central do casco entre dois defletores $[m^2]$

μ_o: viscosidade dinâmica do fluido que escoa no casco [kg/ms]

μ_w: viscosidade dinâmica do fluido que escoa nos tubos, avaliada na temperatura da parede [kg/ms]

S_b: área de derivação dentro de um defletor [m^2]

S_m: área de fluxo cruzado na linha central do casco com um defletor [m^2]

B: espaço livre entre defletores [m]

D_i: diâmetro do casco [m]

D_{otl}: representa o círculo circunscrito do conjunto de tubos [m]

D_{ctl}: diâmetro do círculo que passa pelos centros dos tubos [m]

d_o: diâmetro dos tubos [m]

L_{bb}: diâmetro do casco até o espaço livre do conjunto de tubos [m]

L_{bc}: espaçamento do defletor central [m]

P_T: distância entre tubos [m]

P_{Teff}: passe de tubo efetivo [m]

A partir das equações mostradas, foram realizadas considerações sobre alguns parâmetros, levando-se em conta o modelo numérico estabelecido na literatura. O fator de correção J_l é considerado igual a 1, uma vez que, no presente trabalho, não são considerados as fugas entre os defletores, por tratar-se de um dispositivo pequeno. O fator de correção J_r é considerado igual a 1, pois, de acordo com Bayram e Sevilgen (2017), esse fator é aplicável a escoamentos com números de Reynolds maior do que 100. Nos fatores de correção J_b e J_s, C_{bh} e n são constantes com um valor de 1.25 e 0.2, respectivamente (estabelecidos para escoamentos turbulentos); r_{ss} é considerado igual a 0, pois, o trocador de calor estudado não apresenta fita de selagem, que é um componente usado para evitar fugas do fluido que escoa no lado do casco. Para o equipamento modelado L_{bb}, é igual a 10 mm e P_{Teff} é considerado igual a P_T (aplicável para a disposição de tubos triangulares, de acordo com o estabelecido por Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2002)).

Para um trocador de calor do tipo casco e tubos, a queda de pressão é calculada como a soma dos quatro componentes a seguir: queda de pressão na seção interna de fluxo cruzado Δ_{p_c}; queda de pressão na janela Δ_{p_w}; queda de pressão nas seções de entrada e saída Δ_{p_e}; queda de pressão no bico Δ_{p_n}. A queda de pressão na seção interna de fluxo cruzado, Δ_{p_c}, é calculada

usando a queda de pressão em um banco de tubos ideal equivalente em um compartimento de defletor com espaçamento entre defletores centrais, $\Delta_{p_{bi}}$.

$$\Delta_{p_c} = \Delta_{p_{bi}} (N_b - 1) R_l R_b \tag{89}$$

sendo:

$$\Delta_{p_{bi}} = 4 f_i \frac{G_s^2}{2\rho_o} \left(\frac{\mu_w}{\mu_o}\right)^{0,14} \tag{90}$$

$$f_i = b_1 \left(\frac{1.33}{P_T / d_o}\right)^{b} (Re_o)^{b_2} \tag{91}$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14(Re_o)^{b_4}} \tag{92}$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{S_m} \tag{93}$$

A seguir, apresentam-se as definições das variáveis presentes nas equações (89-93):

R_l : fator de correção para os efeitos de fuga do defletor para queda de pressão
R_b: fator de correção para efeitos de derivação do conjunto de tubos para queda de pressão
f_i: coeficiente de atrito para um banco de tubos ideal
G_s: velocidade máxima da vazão mássica do fluxo cruzado no lado do casco $[kg/m^2s]$
ρ_o: massa específica do fluido que escoa no casco $[kg/m^3]$

Das equações mostradas, os valores dos parâmetros J_i e f_i, pertencentes às equações (78) e (91), respectivamente, podem ser calculados por meio de gráficos ou por meio de correlações de ajuste de curva apresentados em Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2002), cujos dados para o cálculo das variáveis envolvidas aplicáveis a diferentes disposições de tubos e diferentes números de Reynolds, são mostrados no ANEXO 2.

Para Re $\geq$ 100, a queda de pressão através da janela, Δ_{p_w}, pode ser calculada a partir da equação (83).

$$\Delta_{p_w} = \Delta_{pw_i} N_b R_l \quad (94)$$

sendo:

$$\Delta_{pw_i} = \frac{\dot{m}^2 (2 + 0.6 N_{tcw})}{2 \rho_o A_s S_w} \quad (95)$$

$$A_s = (D_i - N_{TC} d_o) B \quad (96)$$

$$N_{TC} = \frac{D_i}{P_T} \quad (97)$$

$$N_{tcw} = \frac{2 L_{wp}}{P_p} \quad (98)$$

$$L_{wp} = 0.4 \left[D_i B_c - \frac{D_i - D_{ctl}}{2} \right] \quad (99)$$

$$S_{wt} = N_{tw} \left[\frac{\pi}{4} d_o^2 \right] \quad (100)$$

$$N_{tw} = N_t F_w \quad (101)$$

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin(\theta_{ctl})}{2\pi} \quad (102)$$

$$\theta_{ctl} = 2 \arccos \left[\frac{D_i}{D_{ctl}} (1 - 2B_c) \right] \quad (103)$$

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} D_i^2 \left[\frac{\theta_{ds}}{2\pi} - \frac{\sin(\theta_{ds})}{2\pi} \right] \quad (104)$$

$$\theta_{ds} = 2 \arccos(1 - 2B_c) \quad (105)$$

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (106)$$

A seguir, apresentam-se as definições das variáveis presentes nas equações (94 – 106):

N_b: número de defletores

N_t: número de tubos

N_{tcw}: número efetivo de fileiras de tubos cruzados

N_{tw}: número de tubos na janela do defletor segmentado

F_w*:* fração do número de tubos na janela do defletor

R_l : fator de correção para os efeitos de fuga do defletor para queda de pressão

B_c: porcentagem de corte do defletor em relação ao diâmetro do casco

Δ_{pw_i}: Queda de pressão em uma seção de janela ideal de um trocador com defletores segmentados.	[kPa]
$\dot{m}$: vazão mássica	[kg/s]
D_i: diâmetro do casco	[m]
B: espaçamento entre defletores	[m]
L_{wp}: distância efetiva de penetração	[m]
S_w: área de escoamento através da janela	[m^2]
S_{wt}: área da janela do defletor ocupada pelos tubos	[m^2]
A_s: área de fluxo da seção transversal no diâmetro do casco	[m^2]
ρ_o: massa específica do fluido que escoa no casco	[kg/m^3]
μ_o: viscosidade dinâmica do fluido que escoa nos tubos	[kg/ms]
θ_{ds} *e* θ_{ds}: ângulos para o cálculo da janela defletora segmentada	[rad]

sendo R_l igual a 1, já que neste trabalho não foram considerados fugas entre os defletores e os tubos e, entre os defletores e o casco.

A queda de pressão nas seções de entrada e saída, Δ_{p_e}, pode ser expressa como:

$$\Delta_{pe} = \Delta_{p_{bi}} \left[1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}}\right] R_b R_s \tag{107}$$

sendo R_s, fator de correção da queda de pressão para espaços desiguais entre os defletores.

Por fim, a queda de pressão no bico, Δ_{p_n}, é definida por:

$$\Delta_{pn} = \rho_o u_n^2 \tag{108}$$

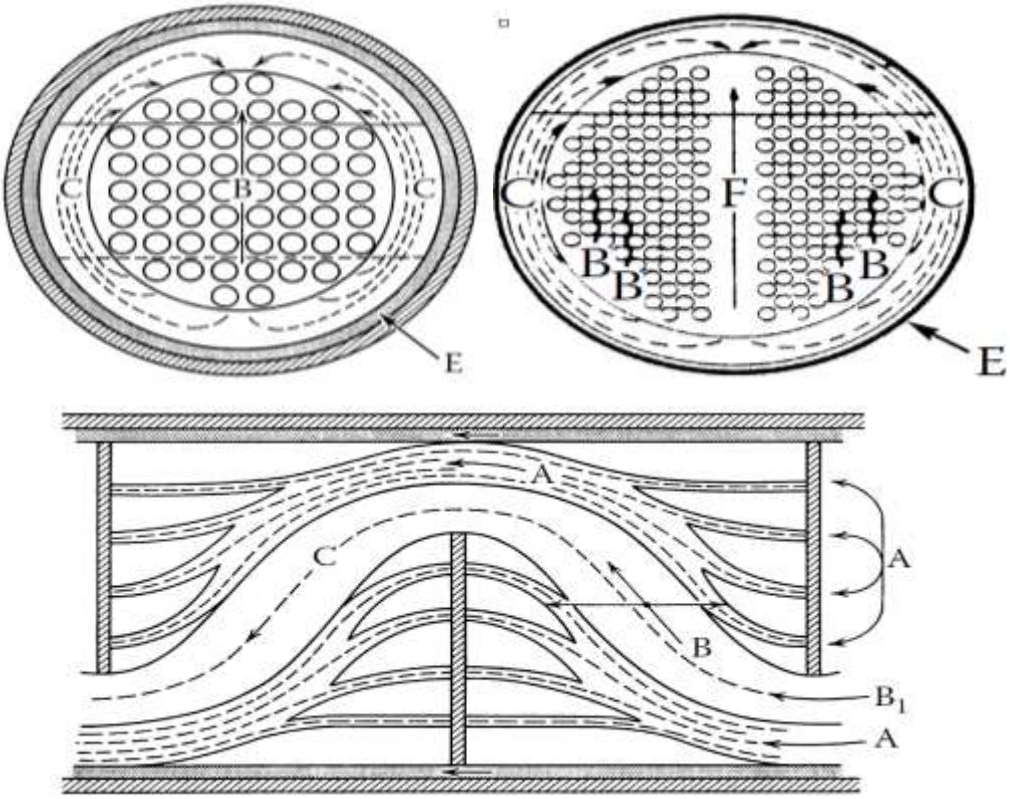
sendo u_n, o fator velocidade média do bico dado em m/s.

Portanto, a queda de pressão total, Δ_{p_t}, no lado do casco é dada pela equação (86):

$$\Delta_{p_t} = \Delta_{p_c} + \Delta_{p_w} + \Delta_{p_e} + \Delta_{p_n} \tag{109}$$

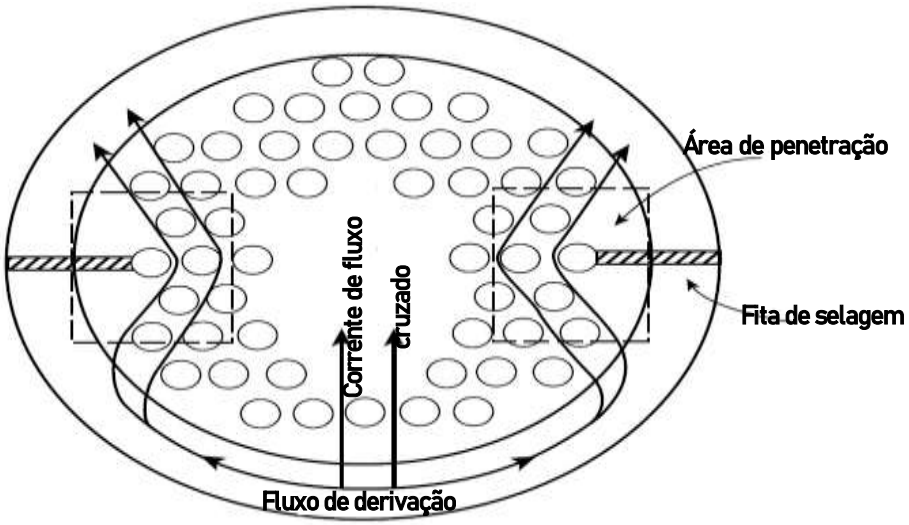
Uma representação esquemática do que foi descrito anteriormente, pode ser observada nas Figuras 41 e 42.

Figura 41 – Diagrama dos tipos de corrente em um trocador de calor de casco e tubos.



Fonte: Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2002)

Figura 42 – Defletores radiais ou fitas de selagem projetados para reduzir a quantidade de fluxo de derivação.



Fonte: Adaptado de Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2002).

A Figura 41 é uma representação idealizada das correntes, na qual foram identificadas cinco correntes diferentes. A corrente *A* escapa pelo espaço entre os tubos e o defletor. A corrente *B* é a corrente principal através do conjunto de tubos; essa é a corrente desejada no lado do casco do trocador. A corrente *C* é a corrente de derivação do conjunto de tubos que passa ao redor do conjunto de tubos entre os tubos mais externos do conjunto e o interior do casco. A corrente *E* é a corrente de fuga do defletor para o casco, que passa pela folga entre os defletores e o diâmetro interno do casco. Por fim, a corrente *F* passa por qualquer canal dentro do conjunto de tubos. A Figura 42 mostra os defletores radiais, ou fitas de selagem, projetados para reduzir a quantidade de fluxo de derivação através do espaço entre o lado da matriz do tubo e o casco. Informações mais detalhadas são apresentadas em Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2002).

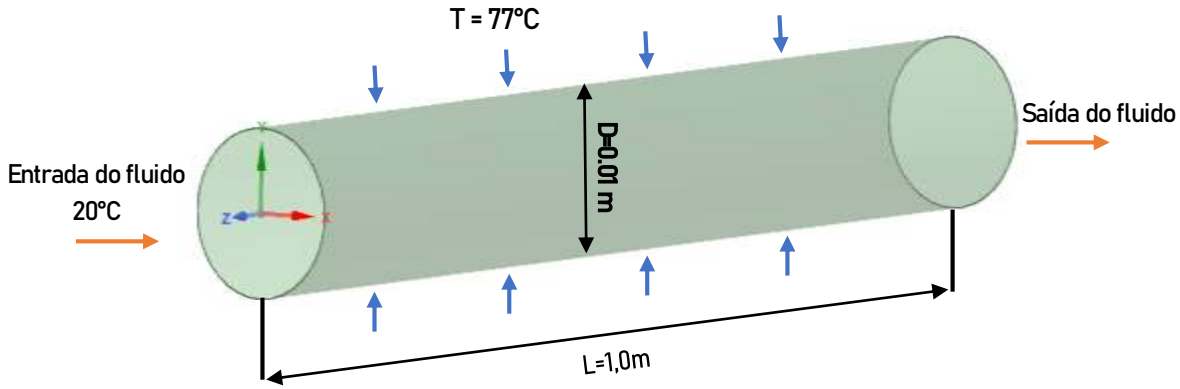
APÊNDICE D - SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO NÃO ISOTÉRMICO DE NANOFLUIDOS EM UM TUBO CIRCULAR

Nesta seção apresenta-se a avaliação dos resultados numéricos da transferência de calor em um tubo circular por onde escoa água e, posteriormente, nanofluidos compostos por água (fluido base) e nanopartículas de Al_2O_3. Esta avaliação é realizada tendo-se como base o trabalho numérico desenvolvido por Bianco, Manca e Nardini (2010), que avaliaram a melhoria da transferência de calor ao utilizar um fluido com propriedades térmicas superiores às dos fluidos convencionais. É importante destacar que a análise aqui realizada serve de suporte para a etapa de aplicação de nanofluidos no trocador de calor utilizado nesta dissertação.

D.1 Condições de contorno

As condições de contorno são aplicadas considerando-se os dados obtidos nos trabalhos experimentais de Petukhov (1970), Gnielinski (1976) e Pak e Cho (1998), referenciados no estudo de Bianco, Manca e Nardini (2010). De acordo com essas condições, assume-se que o experimento é realizado sob efeitos de pressão atmosférica, o que é considerado na modelagem numérica do escoamento, tanto na entrada quanto na saída do tubo. Na Figura 43 apresenta-se uma representação esquemática da vista lateral, juntamente com as características técnicas e as condições de contorno do escoamento no interior do tubo circular, cuja geometria é criada no no *software* SpaceClaim, ferramenta de CAD (do inglês *Computer-Aided-design*) da Ansys.

Figura 43 – Representação esquemática das condições de contorno do tubo circular.



Fonte: Autoria própria a partir do Space Claim de Ansys Fluent.

Neste modelo, a parede é mantida a uma temperatura constante de 77°C e o escoamento é turbulento (números de Reynolds na faixa de 2,0 x 10^4 a 8,0 x 10^4). No que se refere aos nanofluidos, as concentrações volumétricas de nanopartículas de Al_2O_3 analisadas são de 1%, 4% e 6%. As propriedades térmicas das nanopartículas são mostradas na Tabela 12 (BIANCO; MANCA; NARDINI, 2010).

Tabela 12 – Características das nanopartículas.

Nanopartícula de Al_2O_3	Especificação
Diâmetro	38 nm
Massa específica	3880 kg/m^3
Calor específico	0,773 kJ/kgK
Condutividade térmica	36 W/mK

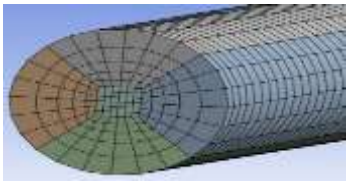
Fonte: Adaptado de Bianco, Manca e Nardini (2010).

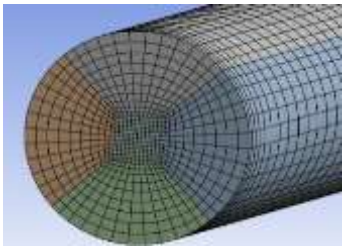
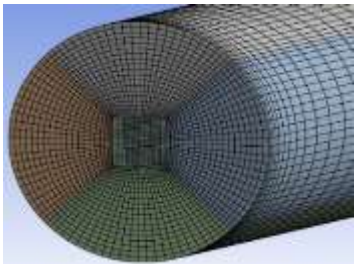
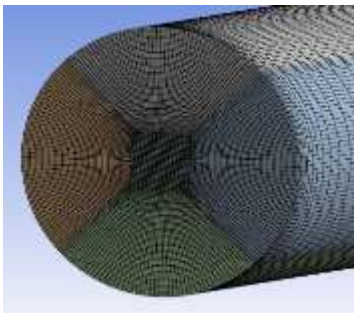
D.2 Teste de independência de malha

Para garantir a precisão e a validade dos resultados numéricos, é realizado um teste de independência de malha para avaliar a transferência de calor no tubo.

Na Tabela 13 é apresentada uma comparação entre as temperaturas de saída obtidas por meio das simulações numéricas e aquelas obtidas experimentalmente.

Tabela 13 – Teste de independência de malha para o escoamento interno em regime turbulento.

Refinamento de malha (elementos no raio, na circunferência e no eixo longitudinal)	Qualidade ortogonal	Número de Reynolds	Resultado da análise numérica Temperatura de saída (°C)	Bianco, Manca e Nardini (2010) Temperatura de saída (°C)	Erro (%)
Malha N°1 (5 x 6 x 200) 91.429 elementos 	0,44		44,19		0,90

Malha N°2 (10 x 12 x 400) 355.003 elementos 	0,31		44,07		1,17
Malha N°3 (20 x 24 x 400) 1.409.930 elementos 	0,30	$2,0 \times 10^4$	45,07	44,59	1,08
Malha N°4 (40 x 48 x 800) 8.074.881 elementos 	0,40		44,10		1,10

Fonte: Autoria própria

Os erros apresentados na Tabela 13 referem-se à diferença percentual entre os resultados da análise numérica e os resultados experimentais, com base nas temperaturas de saída do fluido. Nesta análise, dois fatores são levados em consideração: o número de elementos e a qualidade ortogonal da malha, essenciais para avaliar a qualidade dos resultados (DA SILVA *et al.*, 2024). Para este caso, são avaliados quatro níveis de refinamento de malha não uniformes: a malha N°1, composta por 91.429 elementos; a malha N°2, composta por 355.003 elementos;

a malha N°3, composta por 1.409.930 elementos e a malha N°4, composta por 8.074.881 elementos.

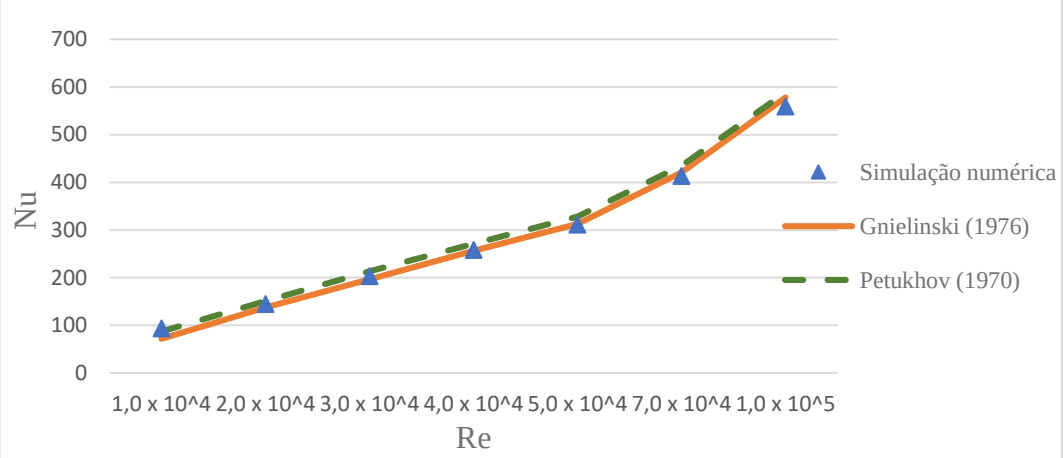
De modo geral, é possível observar que as diferenças percentuais entre os resultados obtidos pela análise numérica e os resultados experimentais são pequenas para todos os casos. No entanto, considerando o tempo computacional percebe-se que a malha N°3 exige um número menor de iterações para atingir a convergência, além de demonstrar satisfatória precisão nos resultados numéricos. Esta malha possui, respectivamente, 20, 24 e 400 nós ao longo das direções radial, tangencial e axial, com pontos de malha bem compactados nas proximidades da parede do tubo e, especialmente, na região de entrada. Isso é essencial para capturar com precisão os gradientes térmicos e o desenvolvimento do escoamento. Portanto, esse nível de refinamento de malha é considerado o mais adequado para a execução de todos os testes.

D.3 Resultados e discussões

Nesta seção apresentam-se os resultados obtidos a partir da análise, via método de volumes finitos, do escoamento turbulento em um tubo circular por onde escoa, inicialmente, água e, posteriormente, nanofluido. Estes resultados são apresentados em função do número de Nusselt, pois trata-se de um parâmetro adimensional fundamental que fornece uma medida da eficiência da transferência de calor por convecção em relação à condução no fluido. Essa abordagem permite analisar como as características do escoamento e as propriedades do fluido, incluindo as melhorias proporcionadas pelo uso de nanofluidos, influenciam o processo de transferência de calor.

Na Figura 44 são apresentados os resultados obtidos para números de Reynolds na faixa de $1{,}0 \times 10^4$ a $1{,}0 \times 10^5$. Estes resultados foram validados com sucesso quando o tubo opera apenas com água, utilizando a correlação experimental apresentada no trabalho realizado por Petukhov (1970) e Gnielinski (1976). Essas correlações consideram o desenvolvimento térmico e hidráulico do escoamento com fluxo de calor constante na parede de $5{,}0 \times 10^4$ W/m^2°C. A validação apresentou uma diferença percentual média de 6%, o que indica a boa concordância entre os resultados obtidos por meio experimental e os obtidos por meio de simulação numérica realizada no presente trabalho.

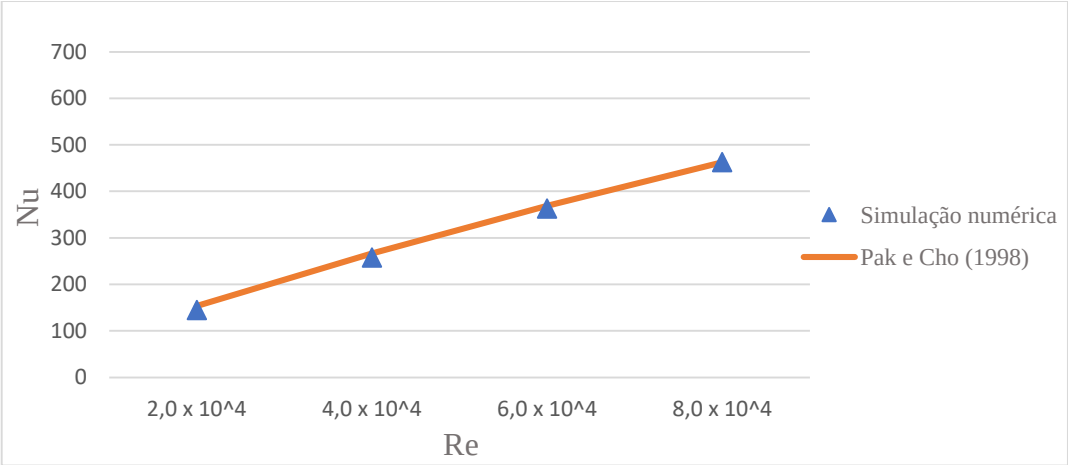
Figura 44 – Validação do número de Nusselt por meio das correlações sugeridas por Petukhov (1970) e Gnielinski (1976).



Fonte: Autoria própria.

Na Figura 45 apresenta-se uma comparação entre os números de Nusselt obtidos experimentalmente, no estudo realizado por Pak e Cho (1998), e os obtidos por meio da simulação numérica, considerando números de Reynolds na faixa de 2,0 x 10^4 a 8,0 x 10^4, com água como fluido operacional e uma temperatura constante na parede do tubo de 77°C.

Figura 45 – Validação do número de Nusselt por meio do trabalho experimental desenvolvido por Pak e Cho (1998).



Fonte: Autoria própria.

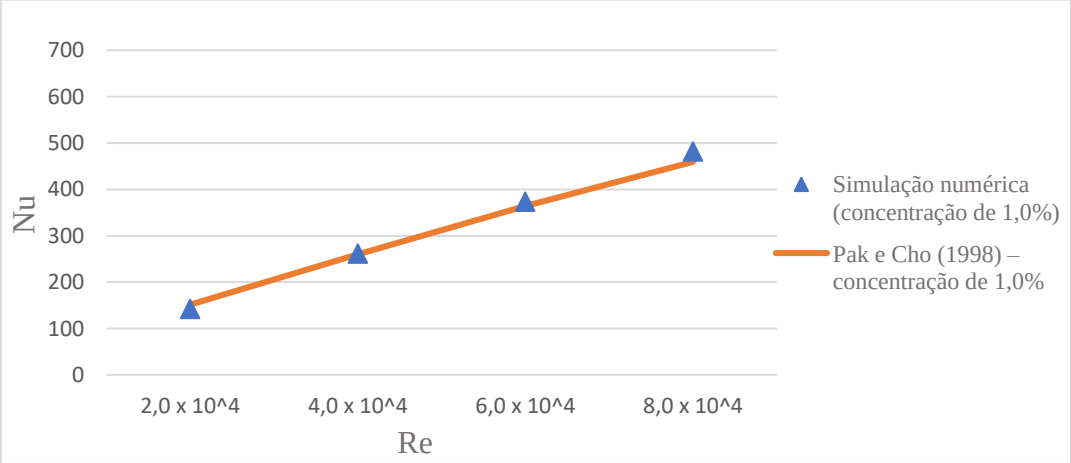
No gráfico apresentado, observa-se que, à medida que o número de Reynolds aumenta de 2,0 x 10^4 para 8,0 x 10^4, o número de Nusselt aumenta de 144,78 a 462,65, indicando que são parâmetros diretamente proporcionais. Além disso, nota-se uma boa concordância entre os

resultados experimentais e os obtidos por meio da simulação numérica, com uma diferença percentual máxima de 5,69% para um número de Reynolds de 2,0 x 10^4.

É importante destacar que, em concordância com o estudo desenvolvido por Bianco, Manca e Nardini (2010), no presente trabalho é utilizado o modelo multifásico de mistura para analisar numericamente o escoamento do nanofluido composto por nanopartículas de Al_2O_3 dispersas em água.

Na Figura 46 é apresentada a comparação entre o número de Nusselt obtido experimentalmente no trabalho de Pak e Cho (1998) e o obtido por meio de análise numérica, quando o fluido operacional é o nanofluido com uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%.

Figura 46 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para o escoamento de nanofluido com 1,00% de concentração volumétrica de nanopartículas de Al_2O_3.

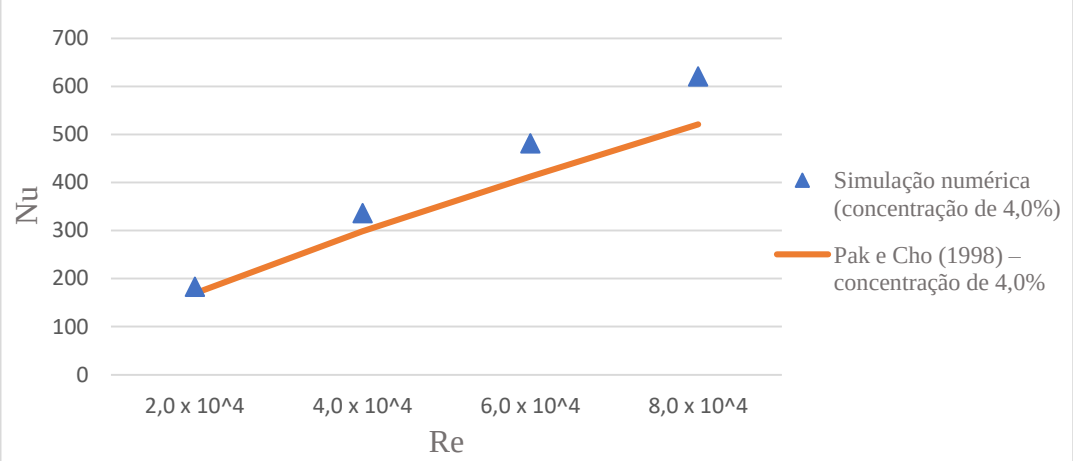


Fonte: Autoria própria.

No gráfico apresentado, observa-se uma tendência crescente no número de Nusselt à medida que o número de Reynolds aumenta. Além disso, nota-se uma forte concordância entre os resultados experimentais e os numéricos, com um erro médio inferior a 4,0%%.

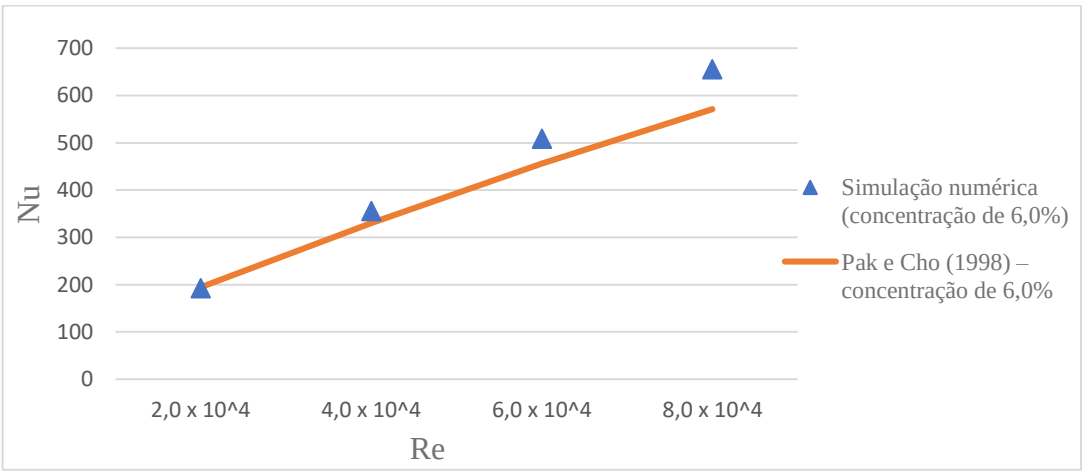
Nas Figura 47 e 48 são apresentadas comparações entre os números de Nusselt obtidos experimentalmente no trabalho de Pak e Cho (1998) e os obtidos por meio de análise numérica, para o nanofluido com concentrações volumétricas de nanopartículas de 4,0% e 6,0%, respectivamente.

Figura 47 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para nanofluido com 4,0% de concentração volumétrica de nanopartículas de Al_2O_3.



Fonte: Autoria própria.

Figura 48 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para nanofluido com 6,0% de concentração volumétrica de nanopartículas de Al_2O_3.



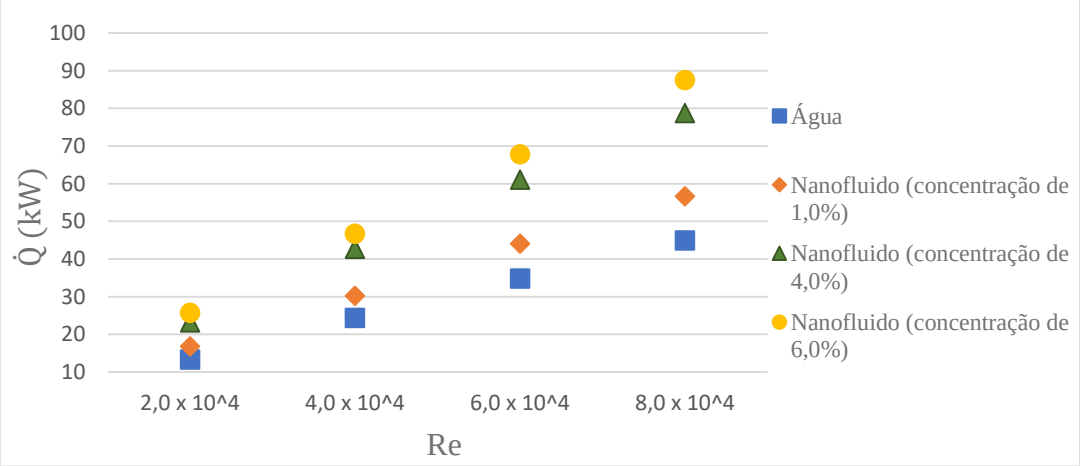
Fonte: Autoria própria.

Nos gráficos apresentados observa-se que, à medida que a concentração volumétrica de nanopartículas aumenta para 4,0% e 6,0%, a tendência do número de Nusselt em função do número de Reynolds mantém-se semelhante, porém, com um aumento desse parâmetro para as mesmas faixas de número de Reynolds. No entanto, o modelo multifásico de mistura tende a superestimar os valores do número de Nusselt em comparação com os obtidos experimentalmente, especialmente para números de Reynolds mais altos. Para uma concentração volumétrica de nanopartículas de 4,0%, à medida que o número de Reynolds varia de 2,0 x 10^4 a 8,0 x 10^4, o número de Nusselt aumenta de 182,57 a 620,62 (por meio do modelo

multifásico de mistura), indicando uma diferença percentual máxima de 19,11% entre o resultado experimental e o resultado numérico para um número de Reynolds de 8,0 x 10^4. No caso da maior concentração volumétrica de nanopartículas utilizada neste estudo, 6,0%, observa-se que, à medida que o número de Reynolds varia de 2,0 x 10^4 a 8,0 x 10^4, o número de Nusselt aumenta de 192,28 a 655,52 (por meio do modelo multifásico de mistura); neste caso, a diferença percentual máxima encontrada entre o resultado experimental e o numérico é de 14,79%, e se dá para um número de Reynolds de 8,0 x 10^4.

Em geral, os resultados mostram que a transferência de calor, expressa pelo número de Nusselt, aumenta conforme a concentração volumétrica de nanopartículas. As maiores taxas de transferência de calor são observadas para cada concentração em correspondência com o maior número de Reynolds. O aumento da taxa de transferência de calor, obtida por meio da análise numérica, é apresentado na Figura 49.

Figura 49 – Efeito da adição de nanopartículas de Al_2O_3 na taxa de transferência de calor do escoamento turbulento em um tubo circular.



Fonte: Autoria própria.

Os resultados apresentados confirmam que o modelo multifásico de mistura utilizado para a simulação de escoamentos bifásicos, como o nanofluido utilizado no presente trabalho, é satisfatório, especialmente para concentrações mais baixas. Isso pode ser verificado no trabalho numérico desenvolvido por Behzadmehr, Saffar-Avval e Galanis (2007), que validaram seus resultados com o trabalho experimental de Xuan e Li (2003). Este estudo avaliou o aumento da taxa de transferência de calor em um tubo circular tridimensional exposto a um fluxo de calor constante, operando com água pura e, posteriormente, com um nanofluido composto de água e

nanopartículas (com diâmetro de 42 nm) de cobre com uma fração volumétrica de 1,00%. O escoamento para esse caso foi turbulento, pois as avaliações foram realizadas para números de Reynolds na faixa de 1,0 x 10^4 a 2,5 x 10^4. Os resultados revelaram que a diferença percentual máxima é de 6,96% quando o número de Reynolds é 1,95 x 10^4, confirmando a capacidade do modelo multifásico de mistura de prever com precisão os campos de propriedades do nanofluido.

No entanto, para maiores concentrações volumétricas de nanopartículas, 4,0% e 6,0%, em concordância com o trabalho desenvolvido por Bianco, Manca e Nardini (2010), verifica-se que a diferença percentual entres os resultados experimentais e os obtidos por meio de simulação numérica aumenta, especialmente para números de Reynolds mais altos. Esse aumento pode-se dever ao fato de que, entre 1,00% e 10,00% de concentração volumétrica de nanopartículas, está-se lidando com um escoamento denso, onde a força predominante do movimento das nanopartículas não é apenas o arrasto entre a fase dispersa e a fase contínua, mas também a colisão entre as nanopartículas, o que influencia significativamente a transferência de calor. O modelo multifásico de mistura, além de considerar um campo de velocidades para as fases presentes no escoamento, trata as nanopartículas como um ponto material que tem massa, diâmetro, mas não tem volume; isso, na prática, significa que não existe consideração da interação entre as nanopartículas.

A questão mencionada é abordada no trabalho numérico desenvolvido por Al Mahmud e Ismail (2021), que avaliaram a transferência de calor por convecção em um tubo circular bidimensional operando com água pura e, posteriormente, com nanofluido composto por água e nanopartículas de Al_2O_3. Os resultados desta pesquisa foram validados com o trabalho experimental de Pak e Cho (1998), sob condições de números de Reynolds na faixa de 2,0 x 10^4 a 8,0 x 10^4 com temperatura de parede constante (350 K) e concentrações volumétricas de nanopartículas de Al_2O_3 de 1,0%, 4,0% e 6,0%. Os resultados revelaram que a taxa de transferência de calor, expressa em termos do número de Nusselt, aumenta à medida que a concentração volumétrica de nanopartículas e o número de Reynolds aumentam. No entanto, as diferenças percentuais entre os resultados experimentais e os obtidos por meio do modelo multifásico de mistura foram relativamente altas (29,20%, 12,37% e 28,66%, para nanofluidos com concentrações volumétricas de nanopartículas de 1,0%, 4,0% e 6,0%, respectivamente). Isso indica que o modelo multifásico de mistura, para concentrações volumétricas de nanopartículas mais altas, não prevê com precisão o comportamento térmico e hidrodinâmico dos nanofluidos.

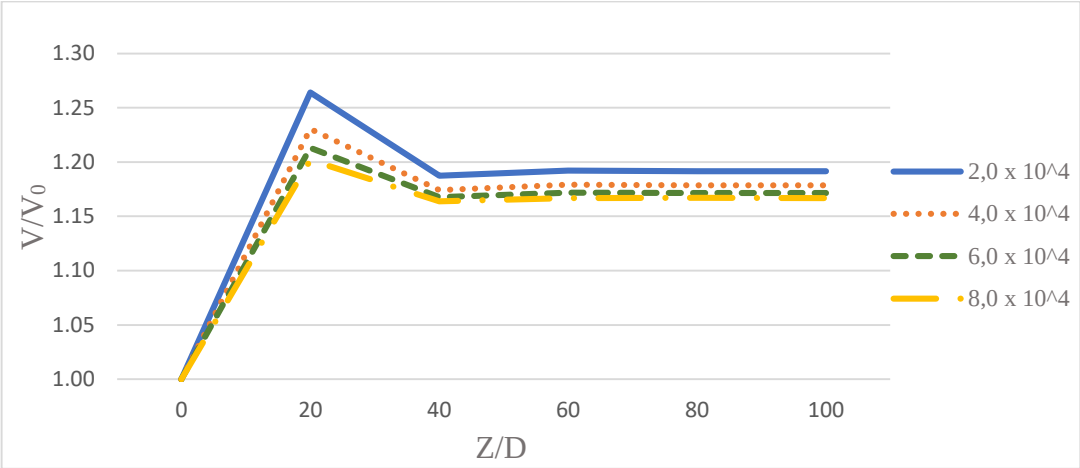
Outras questões que contribuem para o aumento da diferença percentual entre os resultados experimentais e numéricos incluem aspectos como o tipo de malha utilizado, o modelo de turbulência adotado e a configuração do modelo multifásico a ser utilizado. Com uma consideração mais minuciosa desses fatores, é possível prever com maior precisão os fenômenos físicos inerentes aos escoamentos bifásicos não isotérmicos.

Isso é refletido no trabalho numérico desenvolvido por Karimi, Nazar e Motevasel (2021), cujos resultados são validados com os trabalhos experimentais de Motevasel, Nazar e Jamialahmadi (2017) e Motevasel, Nazar e Jamialahmadi (2019). Esses estudos avaliaram a transferência de calor por convecção em um tubo circular vertical exposto a um fluxo de calor constante de 500 W/m^2K, operando com água pura e, posteriormente, com nanofluidos compostos de água e nanopartículas (em escala de 1 a 100 nm) de Al_2O_3, MgO e CuO. O escoamento é turbulento, pois as avaliações foram realizadas para números de Reynolds na faixa de $1{,}1 \times 10^4$ a $4{,}7 \times 10^4$.

Neste trabalho, além de considerar baixas concentrações volumétricas de nanopartículas, os autores utilizaram um modelo multifásico de mistura associado a um modelo de turbulência $\kappa - \varepsilon$ RNG, a uma malha com tratamento aprimorado na parede e a um modelo de balanço populacional. Este último modelo foi empregado para levar em conta o impacto da agregação de nanopartículas, tais como a coalescência ou quebra de nanopartículas, além de caracterizar a distribuição de tamanho, que pode influenciar significativamente a transferência de calor. Os resultados desta pesquisa revelaram que a diferença percentual entre os coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente e os obtidos por meio da análise numérica foi de 7,5%, evidenciando uma boa concordância entre ambos os resultados.

Com o objetivo de mostrar a precisão e a confiabilidade dos resultados numéricos obtidos no presente trabalho, a seguir são analisados os perfis de velocidade que descrevem o comportamento do escoamento dentro do domínio computacional. Na Figura 50 apresentam-se os valores da velocidade, obtidas na linha centro ao longo do eixo axial do tubo, para o escoamento do nanofluido com concentrações volumétricas de nanopartículas de 4,0%, uma vez que, a partir dessa concentração, as diferenças percentuais entre os resultados experimentais e numéricos tornam-se mais significativas, indicando que o modelo multifásico adotado torna-se inadequado para concentrações superiores a 4,0%.

Figura 50 – Velocidade no eixo axial do tubo para uma concentração volumétrica de nanopartículas de 4,0% e diferentes números de Reynolds.



Fonte: Autoria própria a partir de CFD-POST do *software* Ansys Fluent.

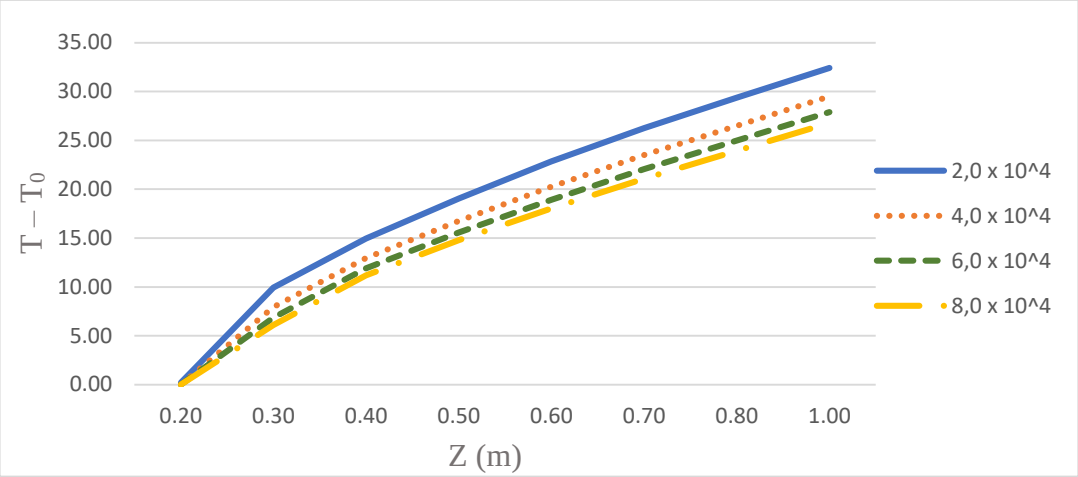
Na Figura 50, V, V_0, Z e D são, respectivamente, a velocidade que o escoamento atinge ao longo do tubo (medida na linha centro ao longo do eixo axial do tubo), a velocidade inicial do escoamento, o comprimento do tubo e o diâmetro do tubo.

Neste gráfico, é possível observar que o escoamento se desenvolve completamente a partir de Z/D = 40 mm todos os casos. Nota-se também que, imediatamente após a entrada do escoamento, a formação de camadas limites nas paredes do tubo reduz significativamente a velocidade do escoamento nessas regiões, resultando em pontos de velocidades máximas localizados na região central do tubo, como confirmado no trabalho de Behzadmehr, Saffar-Avval e Galanis (2007). Além disso, observa-se que, à medida que o número de Reynolds aumenta, o ponto de velocidade máxima alcançado, diminui. Isso ocorre porque, com o aumento do número de Reynolds, a intensidade da turbulência aumenta, tornando o comportamento do escoamento mais caótico. Esse fenômeno facilita um transporte de *momentum* axial mais eficaz e uma distribuição de velocidade mais uniforme na seção transversal do tubo.

Por outro lado, na Figura 51, são apresentados os valores de temperatura no eixo axial do tubo (para números de Reynolds na faixa de 2,0 x 10^4 a 8,0 x 10^4). Nessa Figura, observa-se uma leve curva no perfil de temperatura na entrada do tubo, que, à medida que o número de Reynolds aumenta, torna-se mais suave até atingir uma forma linear. Esse comportamento é atribuído não apenas à transferência efetiva de calor devido às propriedades térmicas melhoradas do nanofluido, o qual melhora o processo de transferência de calor, mas também

ao aumento da intensidade turbulenta do escoamento, que contribui significativamente no transporte de *momentum*, calor e massa.

Figura 51 – Comportamento da temperatura no eixo axial do tubo para uma concentração volumétrica de nanopartículas de 4,0%.

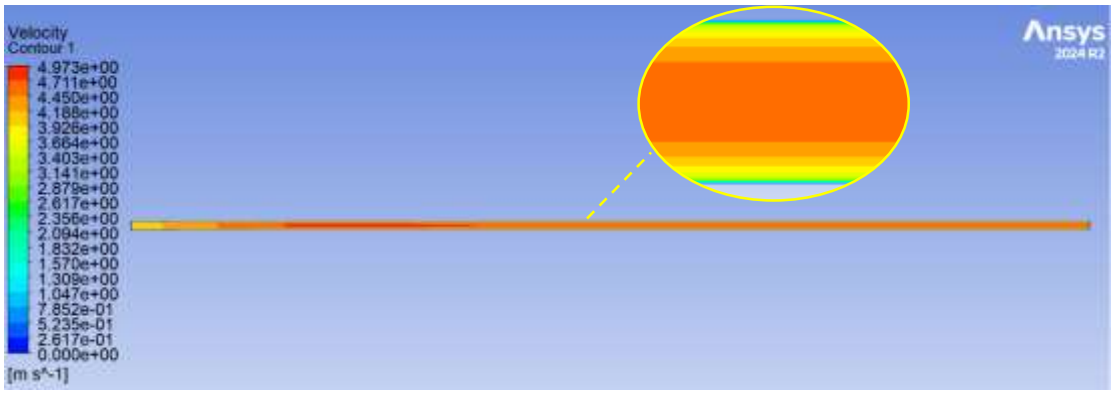


Fonte: Autoria própria a partir de CFD-POST do *software* Ansys Fluent.

Na Figura 51, T é a temperatura que o escoamento atinge ao longo do tubo e T_0 é a temperatura inicial do escoamento.

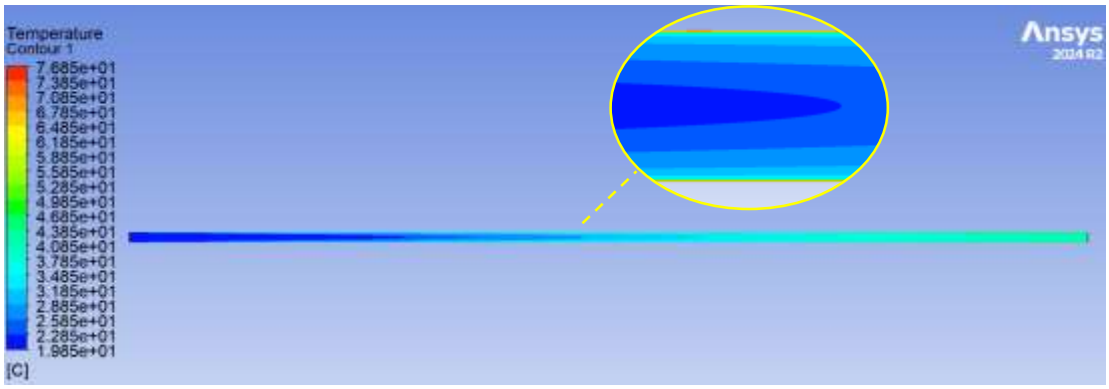
Nas Figuras 52, 53, 54 e 55 são apresentados os contornos de velocidade e de temperatura a fim de representar de forma ilustrativa o anteriormente exposto.

Figura 52 – Contorno de velocidade para um número de Reynolds de 4,0 x 10^4 e uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,0%.



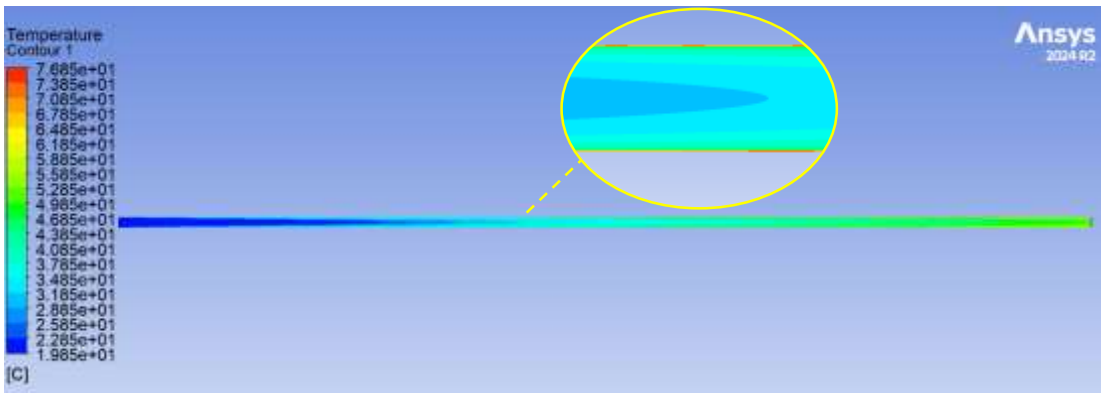
Fonte: Autoria própria a partir de CFD-POST do *software* Ansys Fluent.

Figura 53 – Contorno de temperatura para um número de Reynolds de 4,0 x 10^4 e uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,0%.



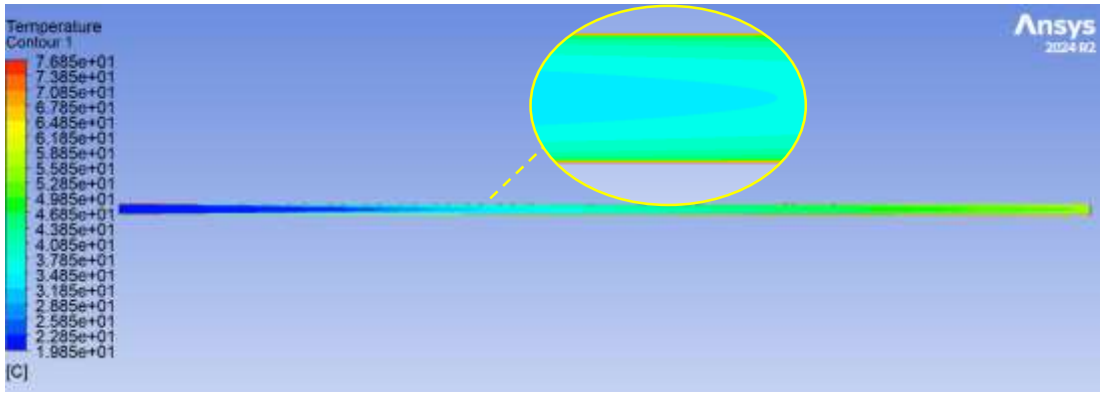
Fonte: Autoria própria a partir de CFD-POST do *software* Ansys Fluent.

Figura 54 – Contorno de temperatura para um número de Reynolds de 4,0 x 10^4 e uma concentração volumétrica de nanopartículas de 4,0%.



Fonte: Autoria própria a partir de CFD-POST do *software* Ansys Fluent.

Figura 55 – Contorno de temperatura para um número de Reynolds de 4,0 x 10^4 e uma concentração volumétrica de nanopartículas de 6,0%.



Fonte: Autoria própria a partir de CFD-POST do *software* Ansys Fluent.

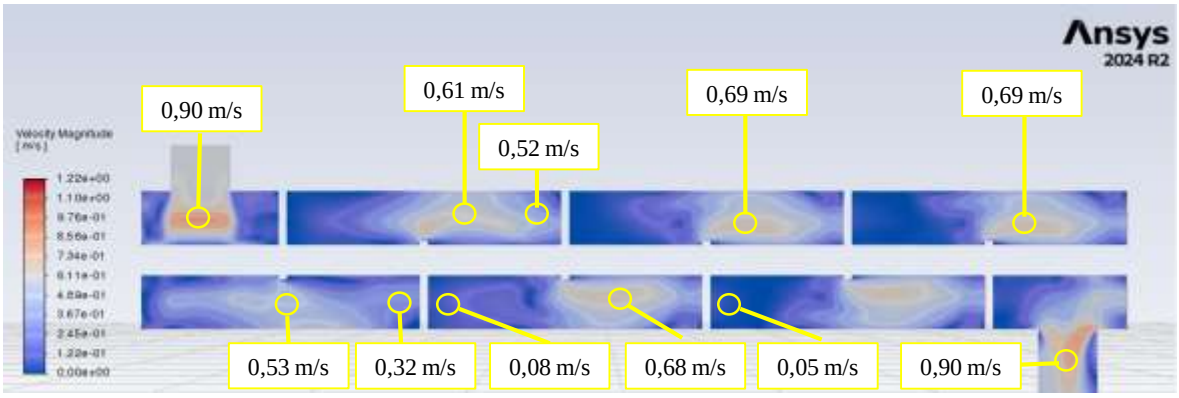
APÊNDICE E - CONTORNOS DE VELOCIDADE, PRESSÃO E TEMPERATURA PARA DIFERENTES VAZÕES DE FLUIDO REFRIGERANTE QUANDO O TROCADOR DE CALOR OPERA COM E SEM A UTILIZAÇÃO DE NANOFLUIDOS

Nesta seção, são apresentados e analisados os contornos de velocidade, pressão e temperatura extraídos das simulações realizadas no *software* Ansys Fluent para o trocador de calor do tipo casco e tubos usado nesta dissertação.

Eles nos permitem visualizar e compreender melhor o comportamento do escoamento dentro do equipamento quando ele opera apenas com água. Também mostram como o uso de nanofluidos influencia nesse comportamento, apresentando variações nos campos de velocidade, pressão e temperatura e, consequentemente, nos parâmetros-alvo desta dissertação, tais como a taxa de transferência de calor, o coeficiente global de transferência de calor e a queda de pressão.

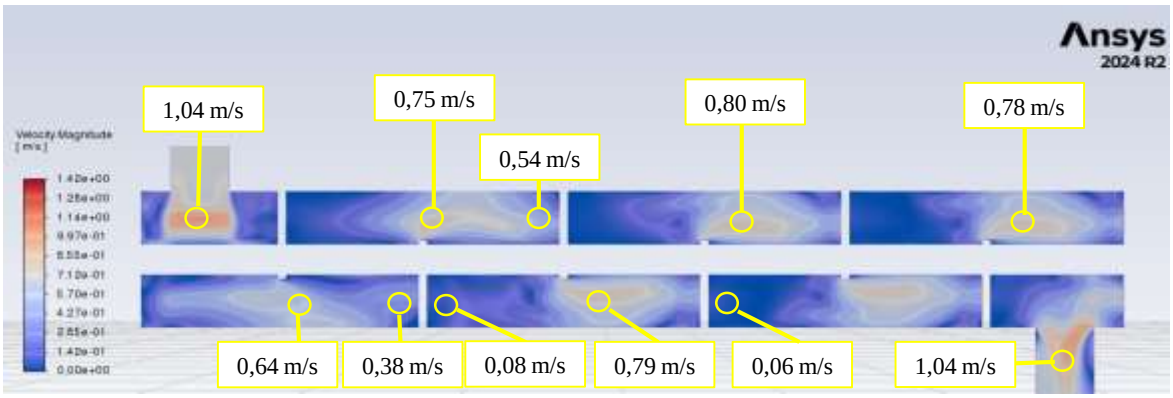
A seguir, nas Figuras 56 e 57, apresentam-se os contornos de velocidade no trocador de calor operando apenas com água e a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e 0,7 kg/s, respectivamente. Nestas Figuras, pode-se observar que os contornos de velocidade mostram o mesmo comportamento para ambos os casos, porém, com um aumento na velocidade em diferentes regiões do trocador de calor para uma vazão mássica de 0,7 kg/s em comparação à vazão de 0,6 kg/s.

Figura 56 – Plano médio do contorno de velocidade para o fluido base a uma vazão mássica de 0,6 kg/s.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

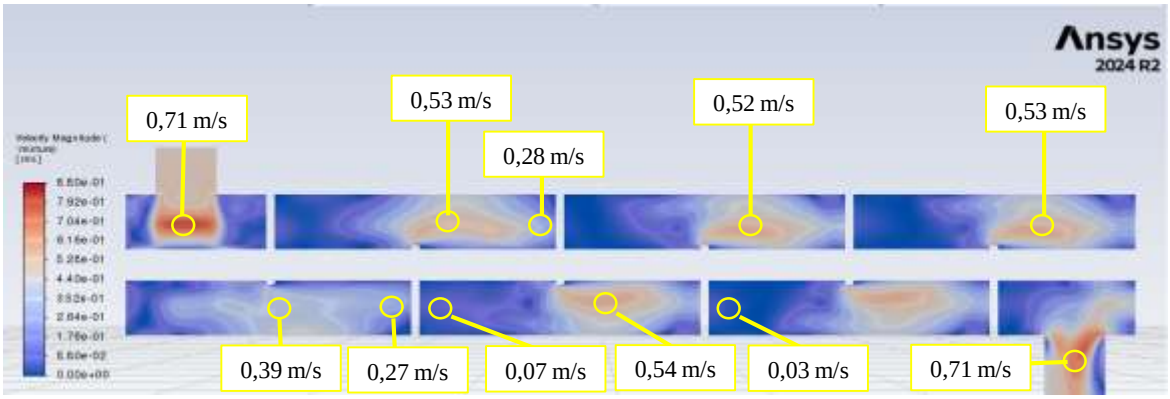
Figura 57 – Plano médio do contorno de velocidade para o fluido base a uma vazão mássica de 0,7 kg/s.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

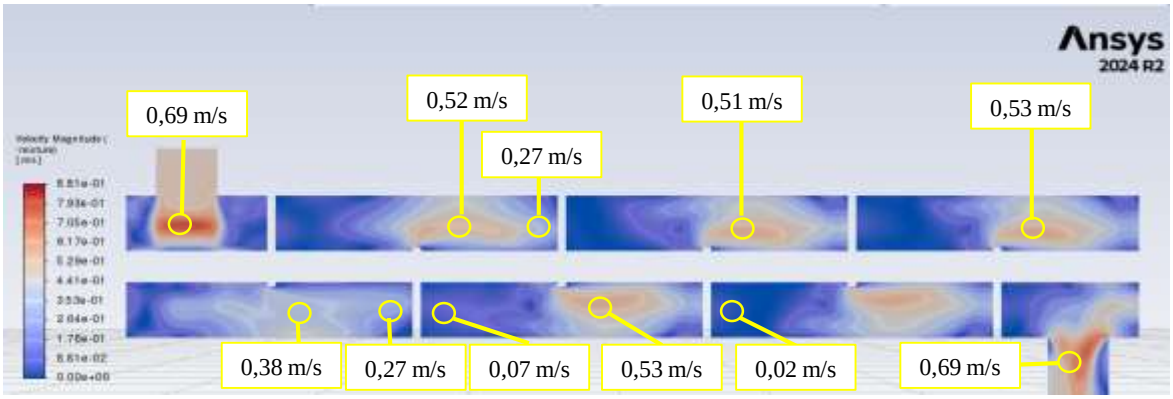
Quando o trocador de calor opera com nanofluidos, a velocidade é reduzida por causa do aumento da viscosidade. Nas Figuras 58 – 70 mostram-se os contornos de velocidade quando o trocador de calor opera com nanofluidos à concentrações de 0,25%, 0,50%, 0,75%, 1,00% e 1,25%.

Figura 58 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%.



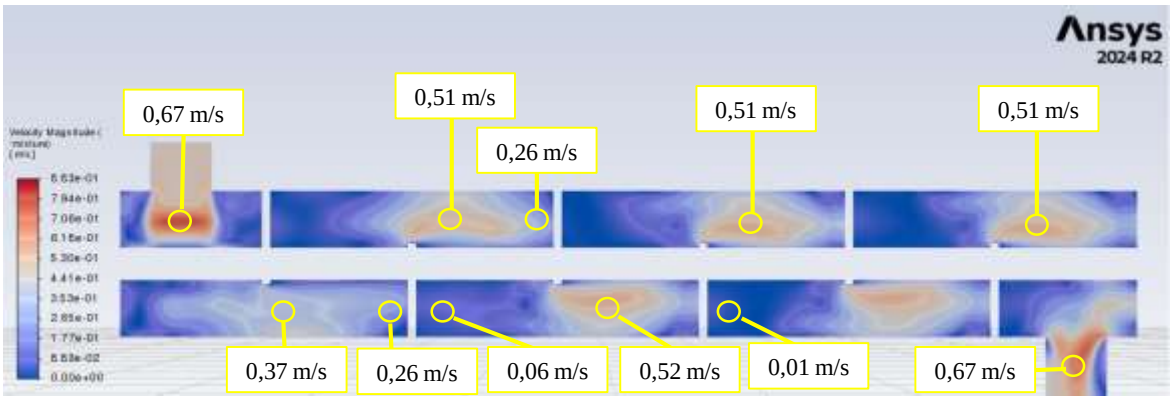
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 59 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%.



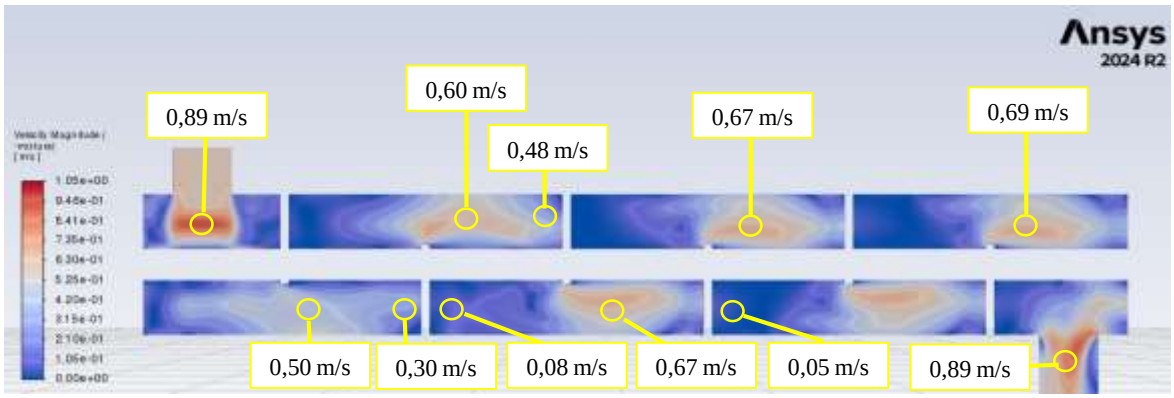
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 60 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%.



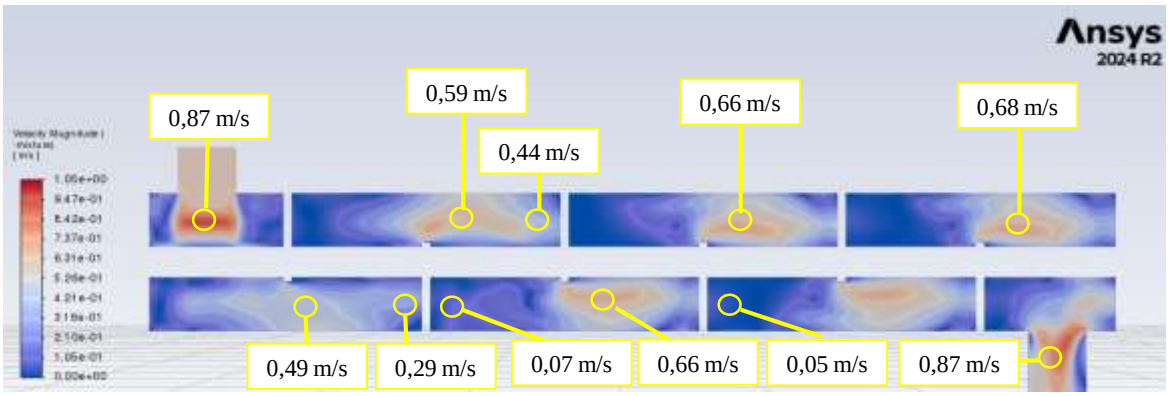
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 61 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%.



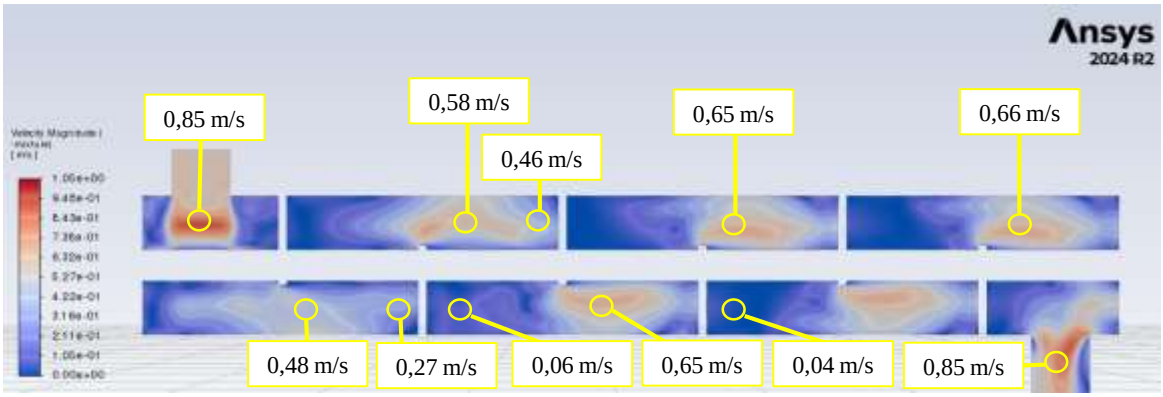
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 62 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%.



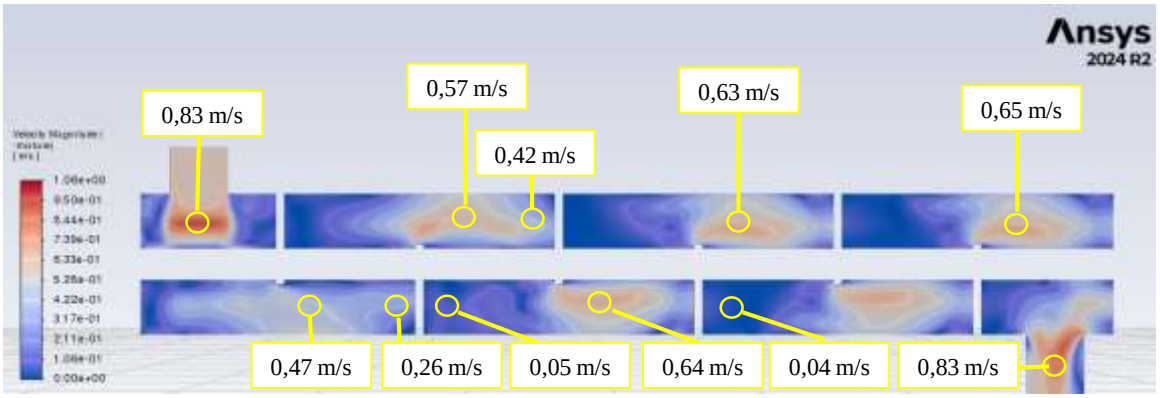
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 63 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%.



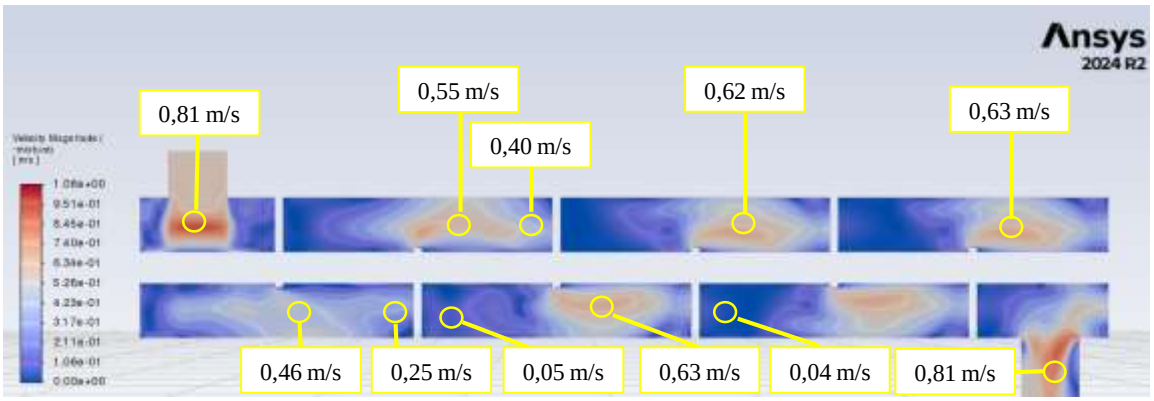
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 64 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%.



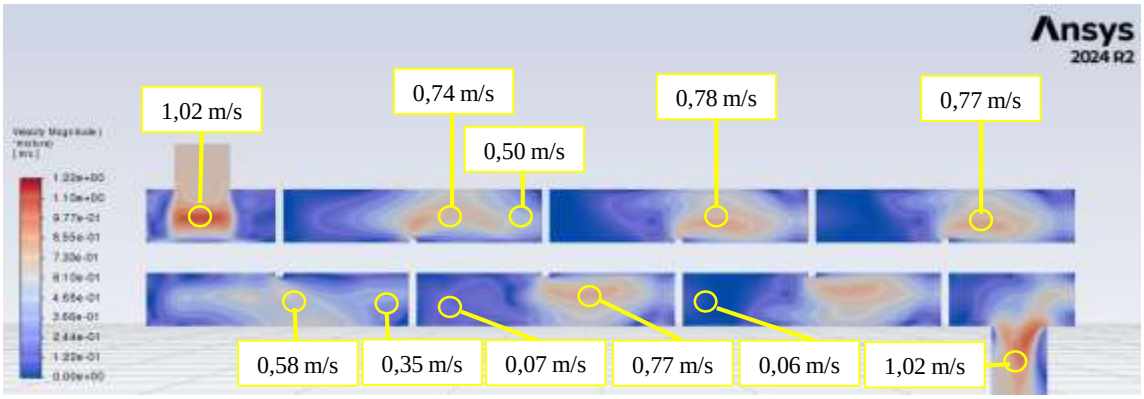
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 65 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%.



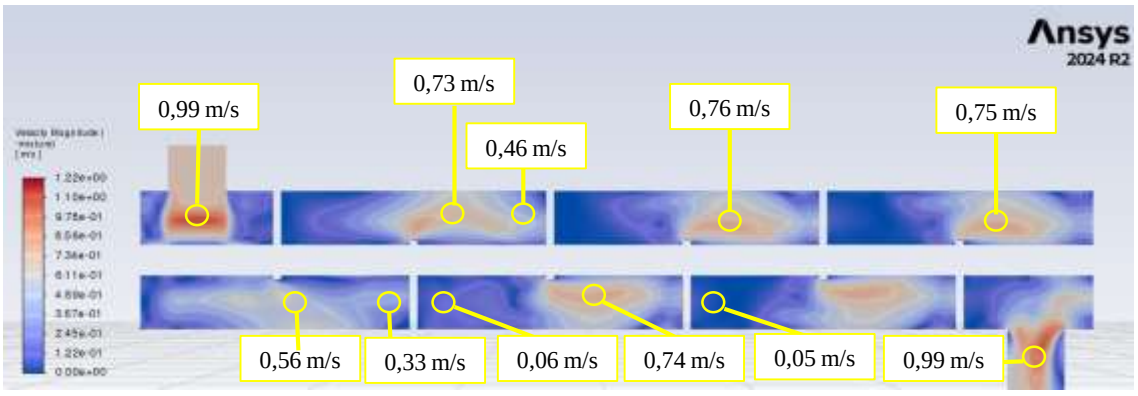
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 66 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%.



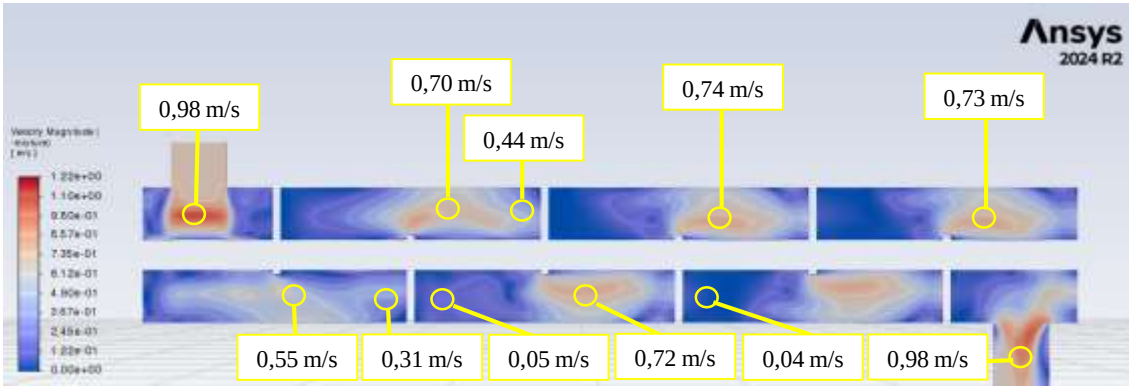
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 67 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%.



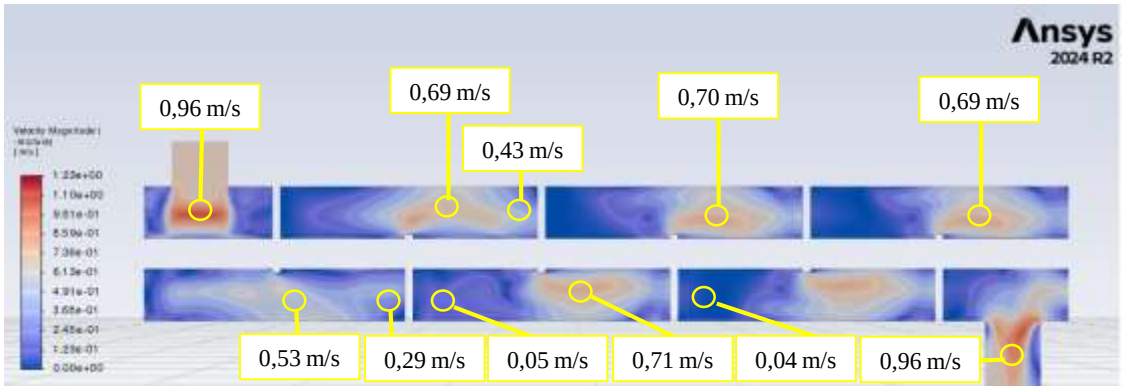
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 68 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%.



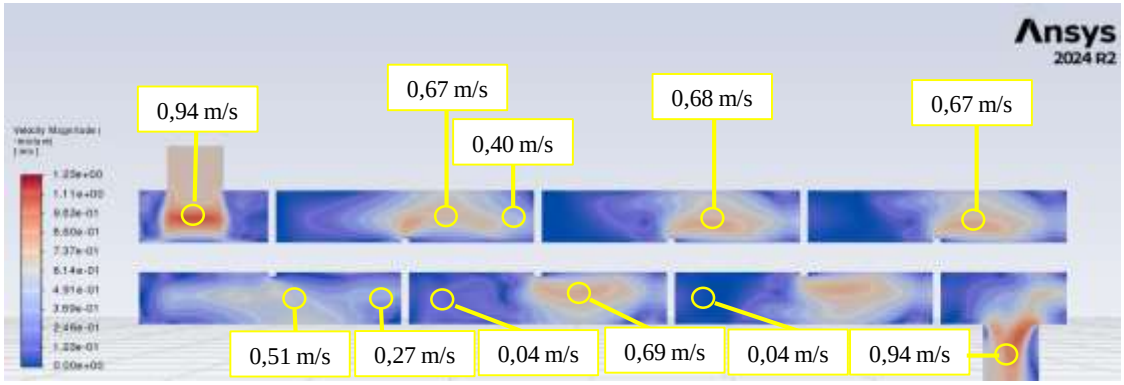
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 69 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 70 – Plano médio do contorno de velocidade para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Como esperado, para todos os cenários analisados, é possível verificar que as velocidades na entrada e na saída do casco são maiores, por causa do menor diâmetro dessas seções; além disso, a velocidade do escoamento nas proximidades dos defletores diminui, pois considera-se a condição de não deslizamento na parede do defletor.

Além disso, é possível observar que, com a adição de nanopartículas sólidas de Al_2O_3 ao fluido base, a velocidade do fluido diminui, mesmo nas regiões de maior velocidade identificadas para a simulação apenas com água pura. Conforme exposto na seção 5.3.2, esse fenômeno deve-se ao fato de que a adição de nanopartículas sólidas ao fluido base aumenta a tensão de cisalhamento entre as partículas e as moléculas de água, o que resulta no aumento da viscosidade e, consequentemente, na diminuição da velocidade do fluido.

Na região de entrada do trocador de calor, são observadas pressões elevadas devido ao comportamento caótico e à velocidade relativamente alta do escoamento, que, ao colidir com a superfície sólida do tubo de entrada, dissipa a energia cinética por meio da transferência de energia associada ao impacto, resultando em um aumento da pressão local. Ao longo do trocador de calor, essas pressões diminuem devido à acumulação das perdas de carga (causada pelas recirculações, atrito e mudanças na direção do escoamento), como pode ser visto nas Figuras 71 e 72. No entanto, quando o trocador de calor opera com nanofluidos, as quedas de pressões significativas nas regiões identificadas são intensificadas à medida que a concentração volumétrica de nanopartículas aumenta, como pode ser observado nas Figuras 73 – 85.

Figura 71 – Plano médio do contorno de pressão para o fluido base a uma vazão mássica de 0,6 kg/s.

Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

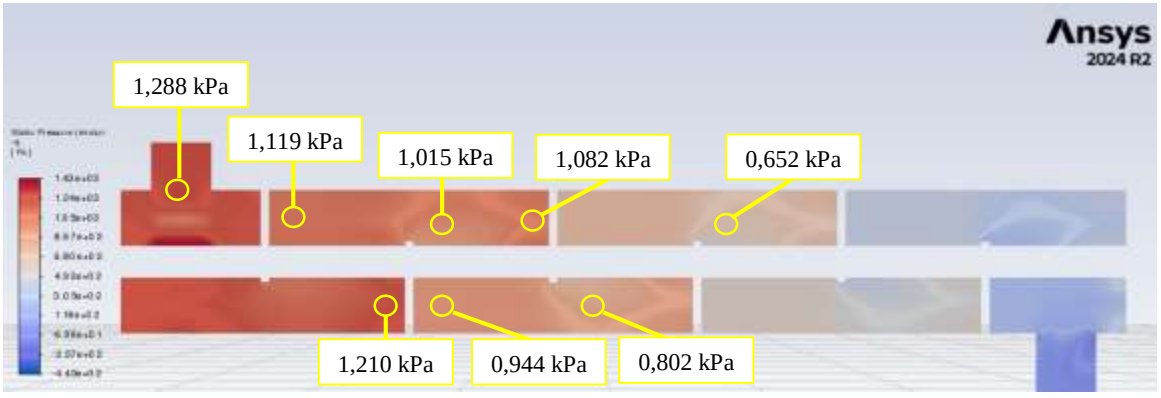
Figura 72 – Plano médio do contorno de pressão para o fluido base a uma vazão mássica de 0,7 kg/s.

Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 73 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%.

Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 74 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

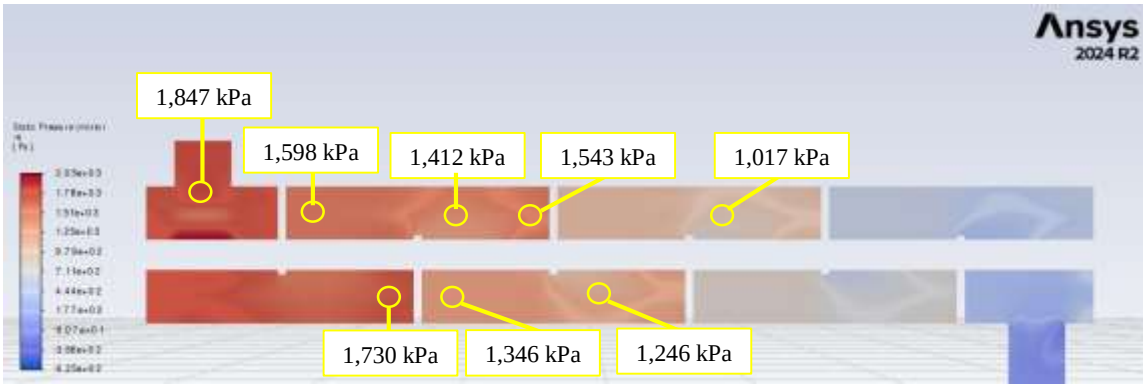
Figura 75 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%.

Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 76 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%.

Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 77 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%.

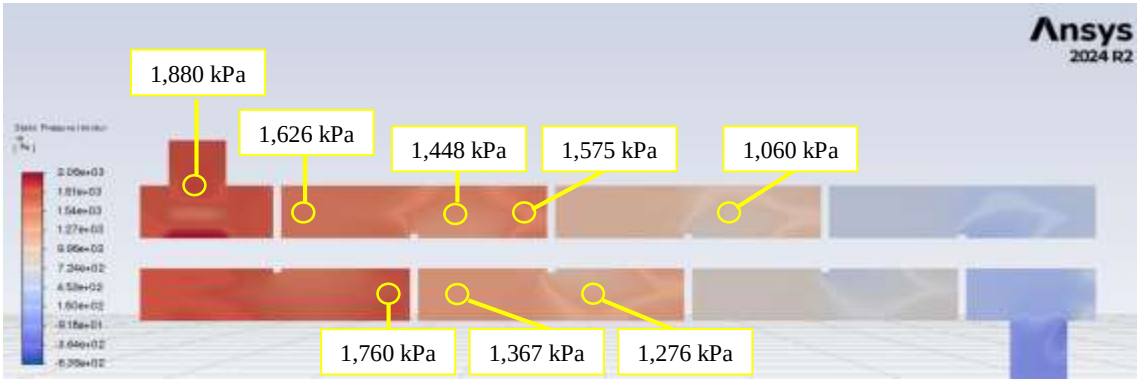


Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 78 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%.

Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 79 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 80 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%.

Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 81 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%.

Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 82 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%.

Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 83 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%.

Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 84 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%.

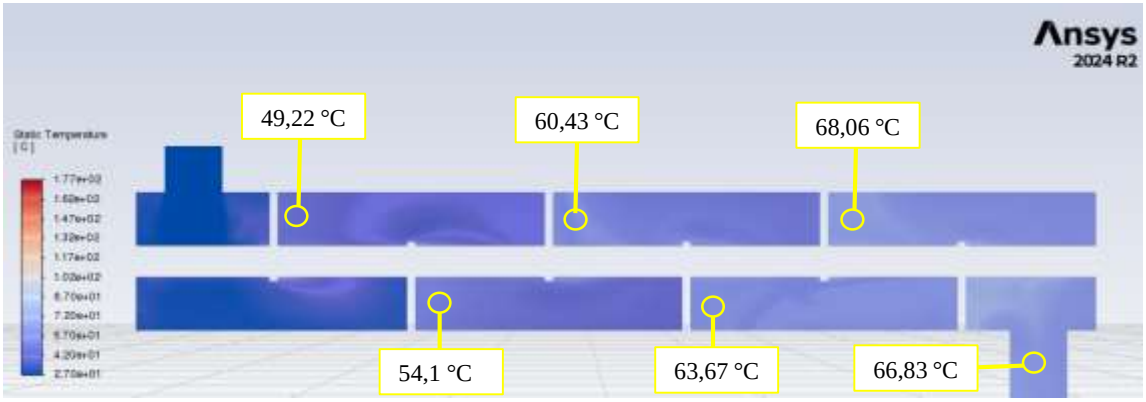
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 85 – Plano médio do contorno de pressão para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%.

Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

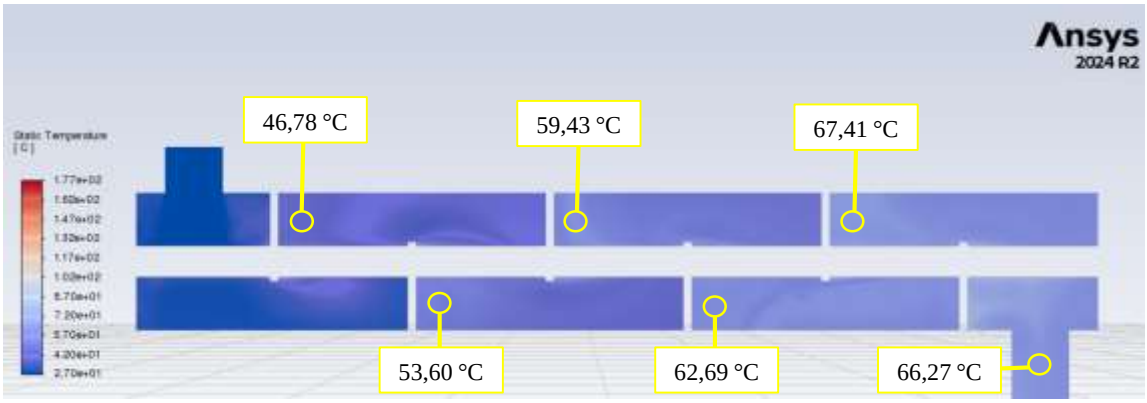
O comportamento descrito anteriormente influencia significativamente a eficiência da transferência de calor, pois gradientes de temperatura são gerados (veja a Figura 86 e 87) nessas regiões devido a um tempo de residência mais prolongado do escoamento em contato com a superfície externa dos tubos por onde escoa o fluido quente.

Figura 86 – Plano médio do contorno de temperatura para o fluido base a uma vazão mássica de 0,6 kg/s.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 87 – Plano médio do contorno de temperatura para o fluido base a uma vazão mássica de 0,7 kg/s.

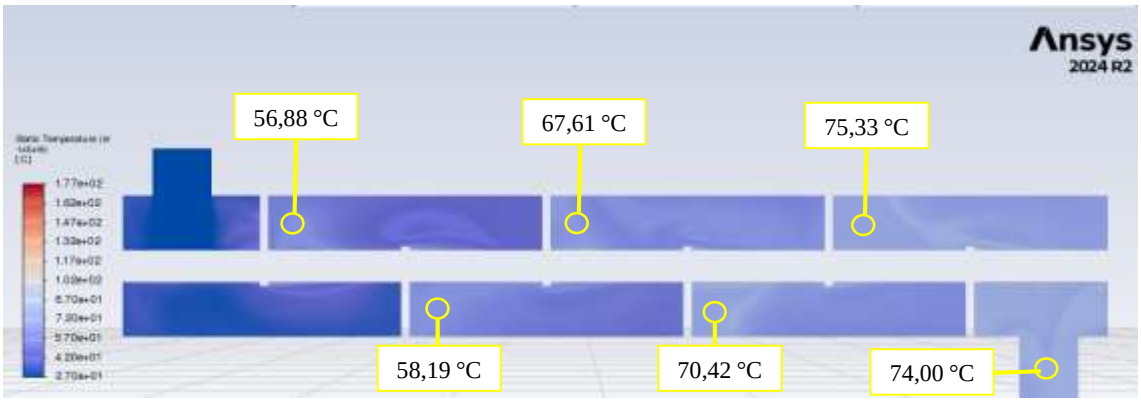


Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Quando o trocador de calor opera com nanofluidos, os gradientes de temperatura são intensificados, o que se deve à alta condutividade térmica adquirida pelo fluido refrigerante à medida que a concentração volumétrica de nanopartículas aumenta (AFSHARI *et al.*, 2021).

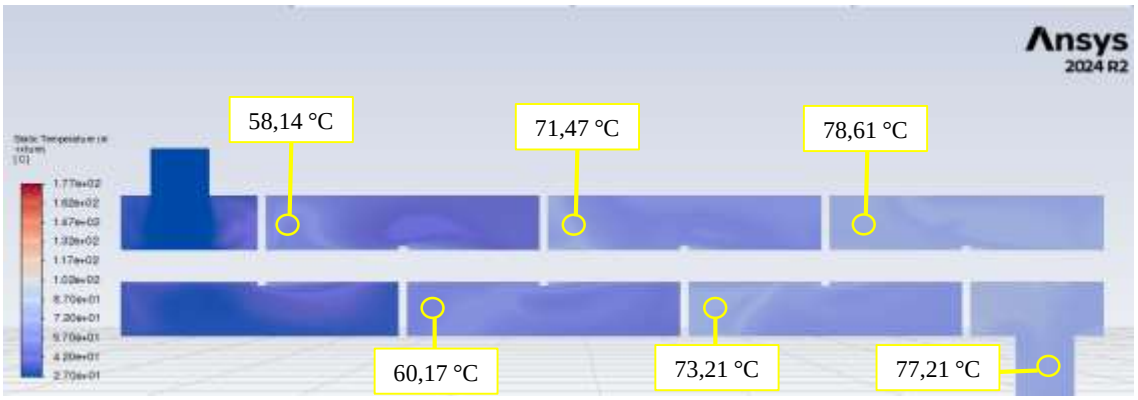
Nas Figuras 88 – 100 são apresentados os contornos de temperatura do trocador de calor operando à vazões mássicas de 0,5 kg/s, 0,6 kg/s e 0,7 kg/s, e à concentrações volumétricas de nanopartículas de 0,25%, 0,50%, 0,75%, 1,00% e 1,25%.

Figura 88 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%.



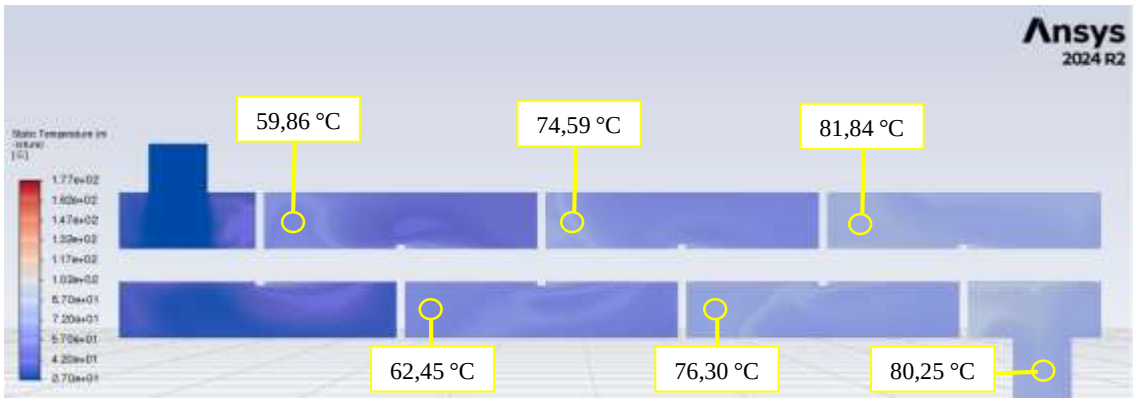
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 89 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%.



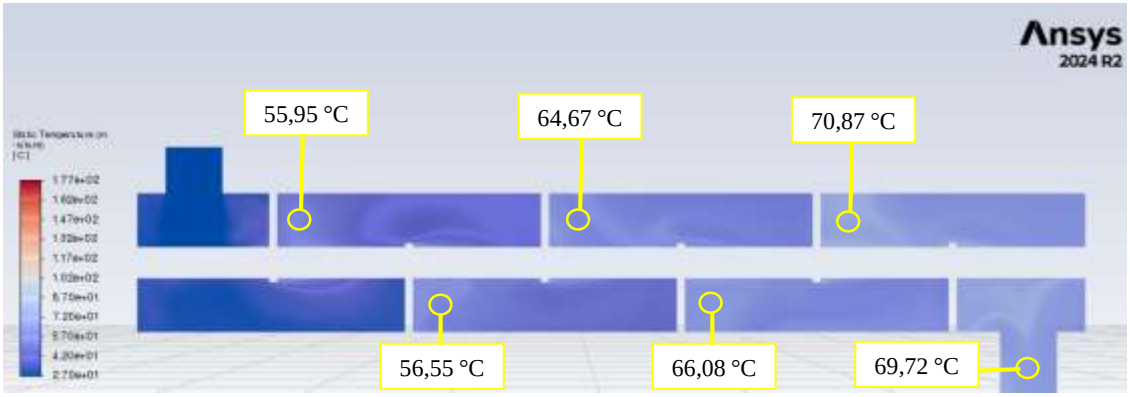
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 90 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,5 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%.



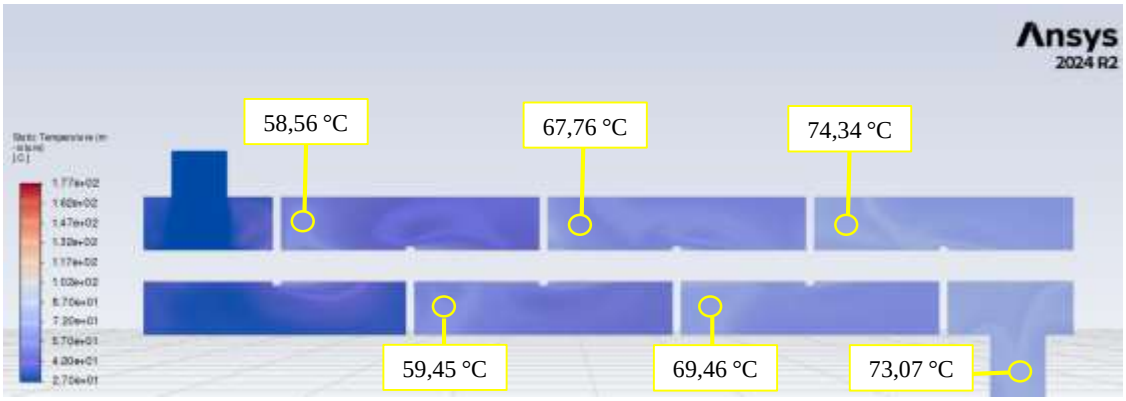
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 91 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%.



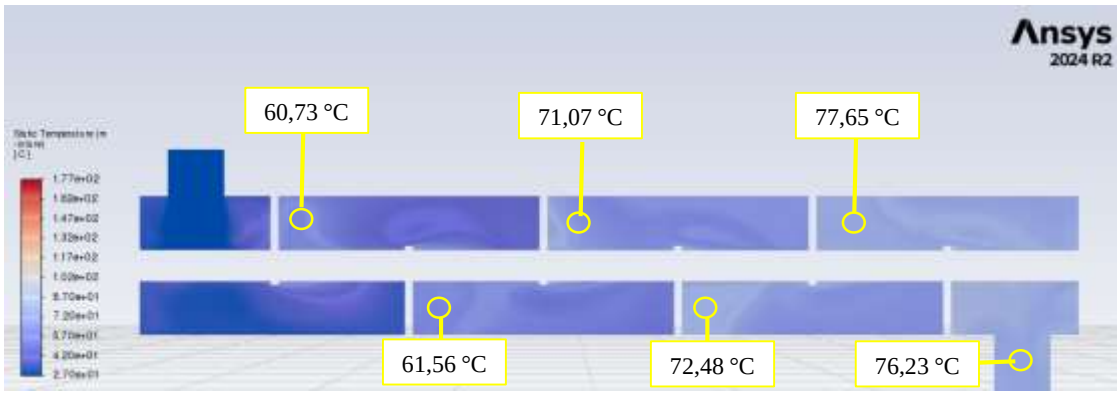
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 92 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%.



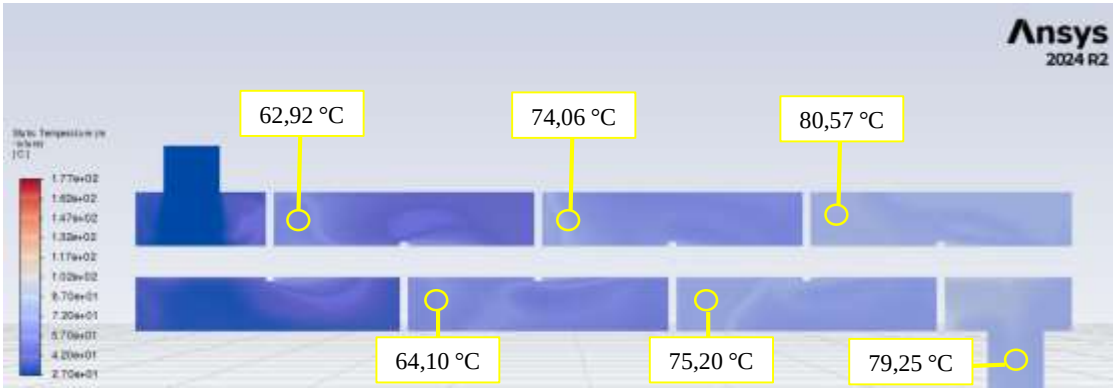
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 93 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%.



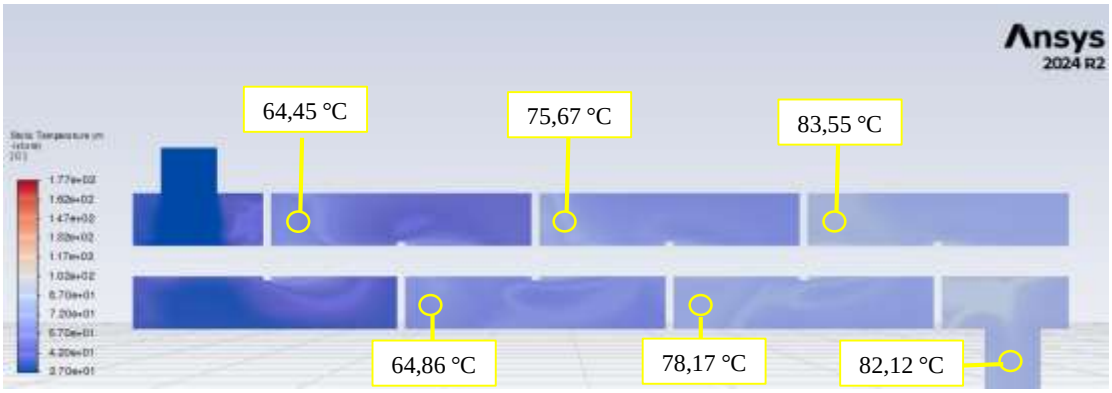
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 94 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

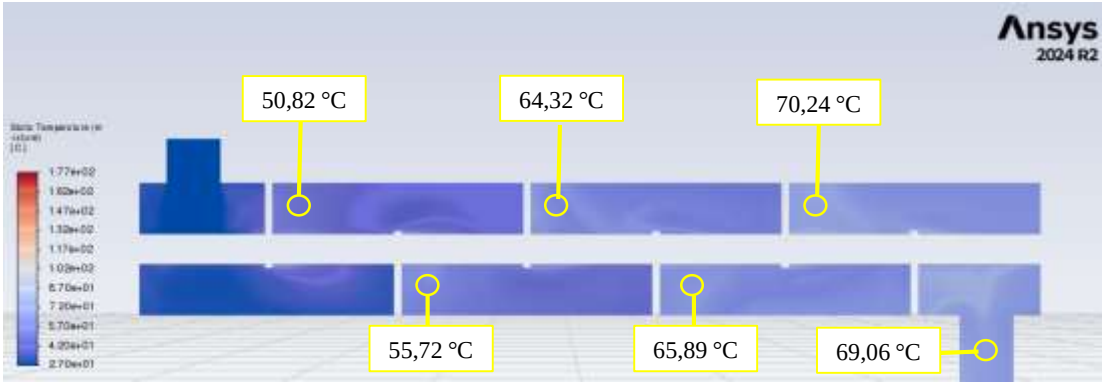
Figura 95 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,6 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

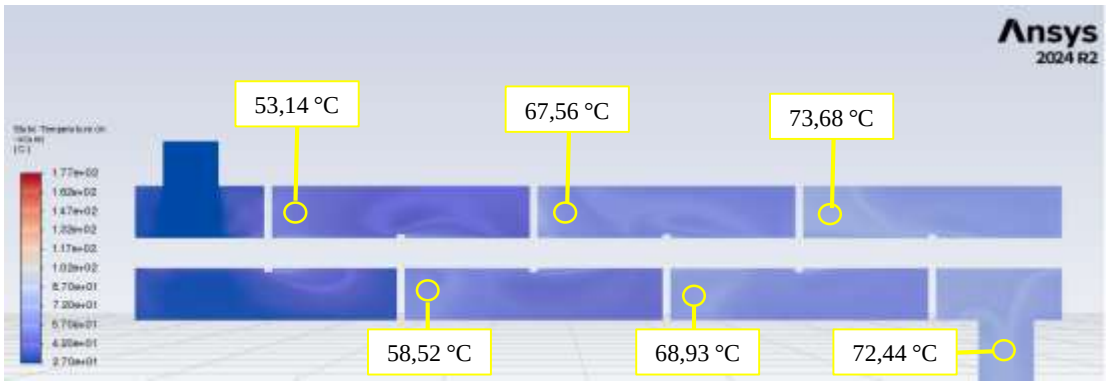
.

Figura 96 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,25%.



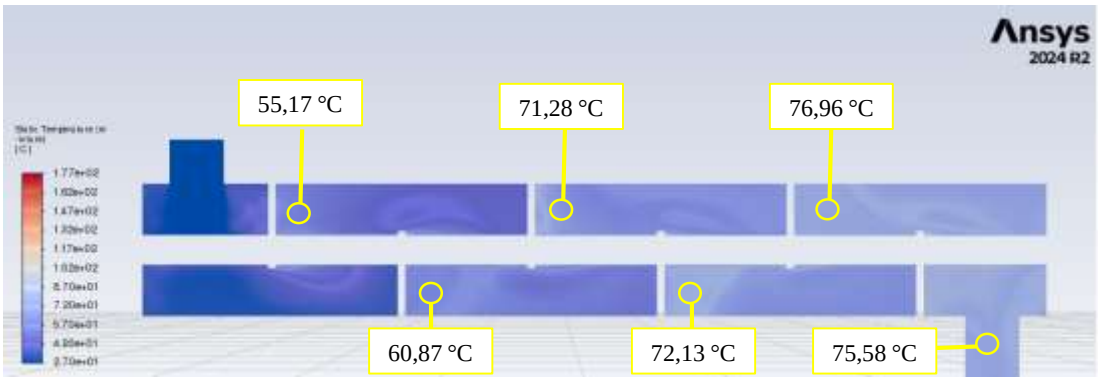
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 97 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,50%.



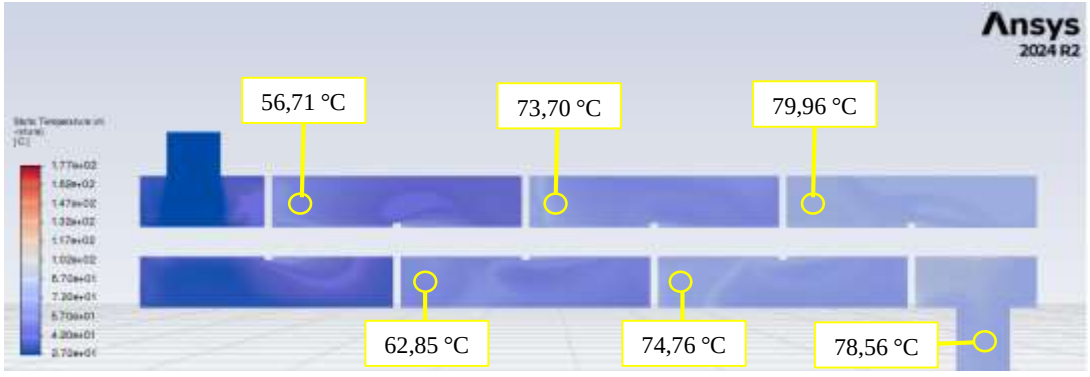
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 98 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 0,75%.



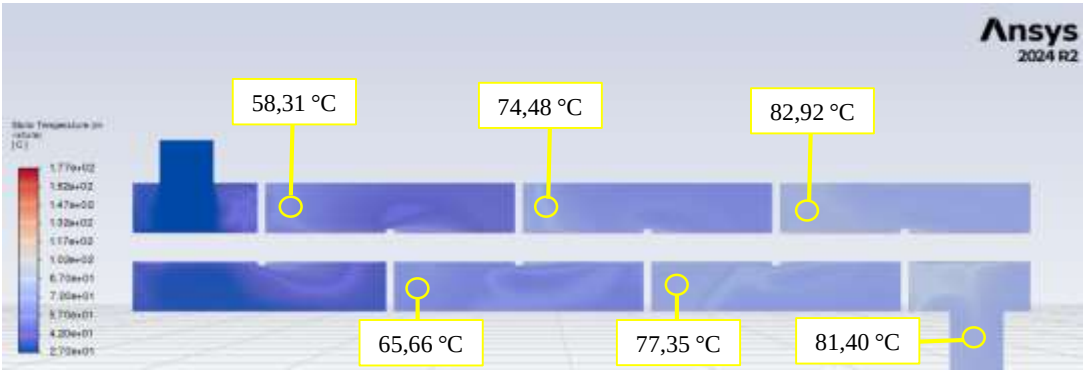
Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 99 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,00%.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

Figura 100 – Plano médio do contorno de temperatura para o nanofluido a uma vazão mássica de 0,7 kg/s e a uma concentração volumétrica de nanopartículas de 1,25%.



Fonte: Autoria própria a partir do *software* Ansys Fluent.

ANEXO 1 – TABELA DE PROPRIEDADES TERMODINÂMICA PARA ÁGUA SATURADA

TABLA A-9

Propiedades del agua saturada

Temp.,	Presión de saturación,	Densidad, ρ kg/m³		Entalpía de vapori-zación,	Calor específico, c_p, J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
T °C	P_{sat}, kPa	Líquido	Vapor	h_{fg}, kJ/kg	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.653×10^{-3}
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-3}
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-3}
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197×10^{-3}	1.365×10^{-5}	1.24	1.02	0.970×10^{-3}
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183×10^{-3}	1.399×10^{-5}	1.16	1.02	1.025×10^{-3}
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170×10^{-3}	1.434×10^{-5}	1.09	1.05	1.145×10^{-3}
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160×10^{-3}	1.468×10^{-5}	1.03	1.05	1.178×10^{-3}
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150×10^{-3}	1.502×10^{-5}	0.983	1.07	1.210×10^{-3}

ANEXO 2 – COEFICIENTES DE CORRELAÇÃO PARA f_i e J_i

Layout Angle	Reynolds Number	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	10^5–10^4	0.321	−0.388	1.450	0.519	0.372	−0.123	7.00	0.500
	10^4–10^3	0.321	−0.388			0.486	−0.152		
	10^3–10^2	0.593	−0.477			4.570	−0.476		
	10^2–10	1.360	−0.657			45.100	−0.973		
	<10	1.400	−0.667			48.000	−1.000		
45°	10^5–10^4	0.370	−0.396	1.930	0.500	0.303	−0.126	6.59	0.520
	10^4–10^3	0.370	−0.396			0.333	−0.136		
	10^3–10^2	0.730	−0.500			3.500	−0.476		
	10^2–10	0.498	−0.656			26.200	−0.913		
	<10	1.550	−0.667			32.00	−1.000		
90°	10^5–10^4	0.370	−0.395	1.187	0.370	0.391	−0.148	6.30	0.378
	10^4–10^3	0.107	−0.266			0.0815	+0.022		
	10^3–10^2	0.408	−0.460			6.0900	−0.602		
	10^2–10	0.900	−0.631			32.1000	−0.963		
	<10	0.970	−0.667			35.0000	−1.000		