

**José Eduardo Sanson Portella de Carvalho**

**Desenvolvimento e validação de um modelo para  
um sistema de refrigeração com nanolubrificante  
POE-diamante e refrigerante R410A**

**Dissertação de Mestrado**

Dissertação apresentada como requisito parcial para  
obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-  
graduação em Engenharia Mecânica do  
Departamento de Engenharia Mecânica do Centro  
Técnico Científico da PUC-Rio.

Orientador: Prof. José Alberto dos Reis Parise  
Co-orientador: Prof. Florian Alain Yannick Pradelle  
Co-orientador: Paul Ortega Sotomayor

Rio de Janeiro  
Outubro 2020



**José Eduardo Sanson Portella de Carvalho**

**Desenvolvimento e validação de um modelo para  
um sistema de refrigeração com nanolubrificante  
POE-diamante e refrigerante R410A**

Dissertação apresentada como requisito parcial para  
obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-  
graduação em Engenharia Mecânica do  
Departamento de Engenharia Mecânica do Centro  
Técnico Científico da PUC-Rio. Aprovada  
pela Comissão Examinadora abaixo:

**Prof. José Alberto dos Reis Parise**

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica– PUC-Rio

**Prof. Florian Alain Yannick Pradelle**

Co-orientador

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

**Dr. Paul Ortega Sotomayor**

Co-orientador

Instituto Tecgraf - PUC-Rio

**Prof. Sergio Leal Braga**

Departamento de Engenharia Mecânica– PUC-Rio

**Prof. Igor de Paula Braga**

Departamento de Engenharia Mecânica– PUC-Rio

**Prof. Jader Riso Barbosa Jr.**

Departamento de Engenharia Mecânica – UFSC

**Prof. Fabio Toshio Kanizawa**

Departamento de Engenharia Mecânica – UFF

Rio de Janeiro, 02 de outubro de 2020

## **José Eduardo Sanson Portella de Carvalho**

Graduou-se em Engenharia Mecânica pela Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (Rio de Janeiro, Brasil).

### Ficha Catalográfica

Carvalho, José Eduardo Sanson Portella de

Desenvolvimento e validação de um modelo para um sistema de refrigeração com nanolubrificante POE-diamante e refrigerante R410A / José Eduardo Sanson Portella de Carvalho ; orientador: José Alberto dos Reis Parise ; co-orientador: Florian Alain Yannick Pradelle ; co-orientador: Paul Ortega Sotomayor. – 2020.

312 f. : il. color. ; 30 cm

Dissertação (mestrado)–Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2020.

Inclui bibliografia

1. Engenharia Mecânica – Teses. 2. Simulação numérica. 3. Otimização. 4. Isomorfismo. 5. Compressão de vapor. 6. Equação de estado de Peng-Robinson. I. Parise, José Alberto dos Reis. II. Pradelle, Florian Alain Yannick. III. Sotomayor, Paul Ortega. IV. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. V. Título.

CDD: 621

## Agradecimentos

Ao meu orientador José Alberto Parise por todo o companheirismo e suporte nos últimos anos, que tem me incentivado a seguir na área acadêmica deste então tem sido um exemplo a ser seguido.

Ao meu co-orientador Prof. Florian Pradelle pela confiança e por ter sempre exigido o meu melhor. Apesar do pouco tempo (por enquanto) trabalhando juntos, tem sido um prazer enorme.

Ao meu co-orientador Prof. Paul Sotomayor que tem sido presente em vários projetos, e apesar da agenda sempre cheia, sempre encontrava um tempo para se reunir comigo.

A minha família, Joanna, Aloysio, Matê e Scotch, que sempre acreditaram e apoiaram minhas escolhas, por mais difíceis que sejam.

Aos meus amigos, Serpa, Gabi, Argento, Bizzo, Resende, Edson, Renata e Jonny, pela paciência em ouvir meus dramas, e sempre com palavras de carinho.

A minha psicóloga Andrea, que há sete anos me acompanham e abre meus olhos para um mundo diferente, e que sempre me incentiva a perseguir meus sonhos.

Ao grupo de Uberlândia, em especial David e Ênio, por disponibilizarem os dados utilizados nesta dissertação e por todo o suporte que foi dado.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

## Resumo

Carvalho, José Eduardo Sanson Portella de; Parise, José Alberto dos Reis; Pradelle, Florian Alain Yannick; Sotomayor, Paul Ortigas. **Desenvolvimento e validação de um modelo para um sistema de refrigeração com nanolubrificante POE-diamante e refrigerante R410A.** Rio de Janeiro, 2020. 312p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

O setor da refrigeração possui um papel essencial e crescente na economia global, com um aumento na quantidade de sistemas operantes. A necessidade de desenvolver novos refrigerantes tem sido cada vez mais frequente, a fim de atender a legislações ambientais cada vez mais rigorosas. Igualmente, medidas envolvendo a introdução de novos materiais, como os nanofluidos, tem sido uma constante. Neste trabalho, um sistema de refrigeração usando uma mistura nanolubrificante POE-diamante e refrigerante R410A foi simulado. Dados experimentais cedidos pela Universidade Federal de Uberlândia (UFU) foram usados para a elaboração e validação do modelo. O simulador utiliza a equação de Peng-Robinson para o cálculo das propriedades termodinâmicas e o método de fronteira móvel para a modelagem dos trocadores. O impacto das nanopartículas em relação aos parâmetros críticos foi avaliado a partir do princípio do isomorfismo e da natureza de ambos os materiais: fluido base e nanopartículas. A convergência da simulação do ciclo de refrigeração foi obtida com o método do simplex modificado, que mostrou-se adequado para tal aplicação, apresentando convergência satisfatória em todos os casos. As temperaturas de evaporação, condensação e de descarga do compressor são obtidas a partir das condições de operação do compressor, dos dois fluidos de transferência de calor, do grau de superaquecimento no evaporador e também do grau de subresfriamento no condensador. Superfícies de resposta foram criadas a fim de avaliar o efeito de cada uma das variáveis (temperatura de evaporação, frequência do compressor e concentração de nanopartículas) utilizadas no estudo do coeficiente de performance (COP), da capacidade frigorífica e da potência do compressor. A temperatura de evaporação possui um impacto significativo sobre a capacidades frigorífica e o COP, enquanto que a potência é mais afetada pela frequência do compressor. A concentração de

nanopartículas, apesar de possuir um efeito marginal, não deve ser desprezada, devido à modificação que causa sobre as propriedades termofísicas da mistura.

## **Palavras-chave**

Simulação numérica, otimização, isomorfismo, compressão de vapor, equação de estado de Peng-Robinson

## Abstract

Carvalho, José Eduardo Sanson Portella de; Parise, José Alberto dos Reis; Pradelle, Florian Alain Yannick; Sotomayor, Paul Ortigas. **Development and validation of a numerical model for refrigeration system operating with POE-diamond nanolubricant and R410A refrigerant.** Rio de Janeiro, 2020. 312p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

The refrigeration sector has an essential and growing role in the global economy, with an increase in the number of operating systems. The need to develop new refrigerants has been increasingly frequent, in order to meet increasingly stringent environmental legislation. Equally, measures involving the introduction of new materials, such as nanofluids, have been a constant. In this work, a cooling system using a POE-diamond nanolubricant mixture and R410A refrigerant was simulated. Experimental data provided by the Federal University of Uberlândia (UFU) were used for the elaboration and validation of the model. The simulation uses the Peng-Robinson equation to calculate thermodynamic properties and the moving-boundary method for modeling the heat exchangers. The impact of the nanoparticles in relation to critical parameters was evaluated based on the principle of isomorphism and the nature of both materials: base fluid and nanoparticles. The convergence of the refrigeration cycle simulation was obtained with the modified simplex method, which proved to be adequate for such application, presenting satisfactory convergence in all cases. Evaporation, condensation and discharge temperatures are obtained from the operating conditions of compressor and both heat transfer fluids, the degree of superheating in the evaporator and also the degree of subcooling in the condenser. Response surfaces were created in order to evaluate the effect of each of the variables (evaporation temperature, compressor frequency and nanoparticle concentration) used in the study of the performance coefficient (COP), refrigeration capacity and compressor power. Results have shown that the evaporation temperature has a significant impact on the cooling capacity and the COP, while the power is mainly affected by the compressor frequency. The nanoparticles concentration, despite having a more attenuated effect, should not be neglected, due to the change it causes to the mixture thermophysical properties.

## **Keywords**

Numerical simulation, optimization, isomorphism, vapour compression, Peng-Robinson equation of state.



# Sumário

1 . Introdução	35
1.1. Motivação	35
1.2. Objetivo	47
1.3. Estrutura da Dissertação	48
2 . Revisão Bibliográfica	49
2.1. Ciclo de Refrigeração	49
2.1.1. Sistema de compressão de vapor	49
2.1.2. Modelagem de sistemas de refrigeração	51
2.2. Óleos lubrificantes	54
2.3. Nanofluidos	60
2.3.1. Nanorefrigerantes	61
2.3.2. Nanolubrificantes	63
2.3.3. Impacto nas propriedades termofísicas	64
2.4. Necessidade do estudo	67
3 . Modelo Matemático	69
3.1. Propriedades termodinâmicas de misturas	69
3.1.1. Propriedades residuais	69
3.1.2. Regra de mistura	71
3.2. Propriedades termofísicas e termodinâmicas	72
3.2.1. Propriedades termofísicas de uma mistura	72
3.2.2. Parâmetros críticos	73
3.3. Ciclo de Refrigeração	78
3.3.1. Componentes	79
3.3.2. Correlações para o coeficiente de transferência de calor	85
3.3.3. Geometria de um trocador de calor tipo placas	96
4 . Solução Numérica	98
4.1. Método Simplex Modificado	98
4.2. Modelagem do ciclo de refrigeração	102
5 Resultados/Discussão	106
5.1. Validação da Equação de Estado	106
5.2. Propriedades Críticas de um nanolubrificante	109
5.3. Validação dos resultados para os trocadores	117

5.3.1. Evaporador	118
5.3.2. Condensador	123
5.3.3. Compressor	132
5.4. Efeito do óleo	133
5.5. Avaliação de convergência do Simplex modificado	138
5.5.1. Mapeamento dos processos	139
5.5.2. Análise residual	146
5.6. Influência da nanopartícula	150
5.6.1. Evaporador	152
5.6.2. Condensador	162
5.6.3. Compressor	175
5.7. Superfícies de resposta para desempenho	180
6 . Conclusão e sugestões para trabalhos futuros	188
7 . Referências	192
8 . Apêndice	205
A. Relações Fundamentais	205
B. Equação de Estado	209
C. Método de contribuição de grupo	212
D. Trocadores de Calor	214
E. Dados Experimentais	218
F. Método da Bisseção	221
G. Correções dos coeficientes de transferência de calor de condensação	223
H. Influência do Óleo	225
I. Análise Residual	228
J. Impacto das nanopartículas	274

## Lista de Figuras

Figura 1: Contribuição de cada setor no consumo energético mundial (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2015). .....	36
Figura 2: Linha do tempo da evolução do refrigerante (HUNDY; TROTT; WELCH, 2016).....	38
Figura 3: Contribuição das emissões diretas e indiretas do setor de refrigeração em 2014 (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2017a). .....	40
Figura 4: Estimativas de emissões anuais de CO <sub>2</sub> para diferentes setores entre os anos de 1990 e 2016 (RITCHIE; MAX, 2017).....	41
Figura 5: Estimativa das emissões diretas e indiretas em MtCO <sub>2</sub> eq devido a sistemas de refrigeração em diversos países (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2017a).....	42
Figura 6: Estimativa da emissão de kgCO <sub>2</sub> eq per capita devido a sistemas de refrigeração em diversos países em 2014 (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2017a).....	43
Figura 7: Emissão anual de CO <sub>2</sub> total por região (RITCHIE; ROSER, 2018).....	44
Figura 8: Previsão para a emissão de GtCO <sub>2</sub> eq sem (vermelho) e com (azul) a Emenda de Kigali no período de 2010 a 2050 (VELDERS et al., 2015). ....	45
Figura 9: Projeções anuais de emissões totais de gases de efeito estufa em GtCO <sub>2</sub> eq (RITCHIE; MAX, 2017).....	45
Figura 10: Sistema de refrigeração simples. Em ordem: diagrama P-h, diagrama T-s e ciclo de refrigeração. (ASHRAE, 2013). .....	50
Figura 11: Diagramas P-h com graus de subresfriamento (esquerda) e superaquecimento (direita), (HUNDY; TROTT; WELCH, 2016).....	51
Figura 12: Diagrama P-h para uma mistura óleo-refrigerante com 1,0% de óleo. (Esquerda) R-600a/POE ISO 7. (Direita) R-600a/POE ISO 5 (NETO; BARBOSA JR., 2013). .....	56
Figura 13: Efeito do óleo em no coeficiente de troca de calor de evaporação (esquerda) e gradiente de pressão da região bifásica (direita) (BANDARRA FILHO; CHENG; THOME, 2009).....	57
Figura 14: Valores de condutividade térmica para diferentes nanopartículas e fluidos base à 25 °C (MASHALI et al., 2019).....	66
Figura 15: Viscosidade relativa entre o nanofluido e o fluido base em função da concentração de nanopartículas (MURSHED; ESTELLÉ, 2017). .....	67

Figura 16: Esquematização para o cálculo das propriedades termodinâmicas através das propriedades residuais (ELLIOT; LIRA, 2012).....	70
Figura 17: Relação entre a densidade e massa molar para óleos lubrificantes POE ISO 32.....	73
Figura 18: Configuração molecular do óleo POE considerado. ....	74
Figura 19: Procedimento para a avaliação da variação dos parâmetros críticos em um fluido puro e nanofluido. ....	78
Figura 20: Processo envolvidos em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor (PARISE, 2010).....	79
Figura 21: Distribuição de temperatura ao longo do evaporador de acordo com as zonas. ....	80
Figura 22: Distribuição de temperatura ao longo do condensador de acordo com as zonas. ....	81
Figura 23: Dimensões do trocador de calor por placas (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).....	97
Figura 24: Triângulo equilátero para a inicialização do simplex modificado. ....	99
Figura 25: Representação dos processos envolvidos no simplex modificado (GOUPY; CREIGHTON, 2007).....	100
Figura 26: Fluxograma do processo do simplex modificado.....	102
Figura 27: Fluxograma do processo envolvido para a simulação do ciclo de refrigeração integrado.....	104
Figura 28: Diagramas (a) P-h e (b) T-s para o refrigerante R410A utilizando as abordagens de fluido puro e mistura. ....	107
Figura 29: Comparação dos resultados do modelo da Equação de Estado e REFPROP para entalpia. (a) Saída evaporador. (b) Saída compressor. (c) Saída condensador. ....	108
Figura 30: Comparação dos resultados do modelo da Equação de Estado e REFPROP para entropia. (a) Saída evaporador. (b) Saída compressor. (c) Saída condensador. ....	109
Figura 31: Diferenças relativas para os parâmetros de ajuste para a curva de líquido saturado. (a) $N_1$ , (b) $N_2$ , (c) $\beta$ . ....	110
Figura 32: Diferenças relativas para os parâmetros de ajuste para a curva de líquido saturado. (a) $N_1$ , (b) $N_2$ , (c) $\beta$ . ....	111
Figura 33: Densidade do refrigerante R410A puro e embebido de diferentes nanopartículas a 1% de concentração em volume. (a) Linha de saturação líquida. (b) Linha de saturação vapor. ....	112

Figura 34: Variação dos parâmetros críticos do refrigerante R410A em função da densidade da nanopartícula. (a) Densidade ( $\Delta\rho_c$ ). (b) Temperatura ( $\Delta T_c$ ). .....	112
Figura 35: Variação dos parâmetros críticos de diferentes alcanos à diferentes concentrações de nanopartículas de diamante. (a) Densidade ( $\Delta\rho_c$ ). (b) Temperatura ( $\Delta T_c$ ). .....	114
Figura 36: Variação dos parâmetros críticos de derivados do propano. (a) Densidade. (b) Temperatura. ....	115
Figura 37: Variação dos parâmetros críticos para diferentes alcanos. (a) Temperatura ( $\Delta T_c$ ). (b) Densidade ( $\Delta\rho_c$ ). (c) Pressão ( $\Delta P_c$ ). .....	117
Figura 38: Coeficientes de transferência de calor de evaporação ( $\alpha_{eb}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	118
Figura 39: Resultados para o coeficiente de troca de calor por evaporação ( $\alpha_{EV}$ ). (a) Modelo. (b) Comparativo Modelo-Projeto. .....	119
Figura 40: Incertezas relacionadas à correlação de Hsieh <i>et al.</i> (2003). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	120
Figura 41: Resultados para o fator de atrito (Esquerda) e queda de pressão (Direita) evaporador. ....	121
Figura 42: Resultados referentes à taxa de transferência de calor integral do evaporador. (a) Modelo. (b) Comparativo Modelo-Projeto. ....	121
Figura 43: Resultados referentes à taxa de transferência da zona de superaquecimento do evaporador. (a) Modelo (b) Comparativo Modelo-Projeto. ....	122
Figura 44: Resultados para a temperatura de saída do refrigerante. (a) Modelo. (b) Comparativo Modelo-Projeto. .....	123
Figura 45: Coeficientes de transferência de calor de condensação ( $\alpha_{cd}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	124
Figura 46: Resultados para o coeficiente de troca de calor de condensação. (a) Modelo. (b) Comparativo Modelo-Projeto. .....	125
Figura 47: Incerteza relacionadas à correlação de Kuo <i>et al.</i> (2005) e correção para casos sem nanopartículas. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. .....	126
Figura 48: Resultados para o coeficiente de troca de calor de condensação com correção. (a) Modelo. (b) Comparativo Modelo-Projeto. .....	127
Figura 49: Relação entre a queda de pressão bifásica e energia cinética por unidade de volume. .....	128

Figura 50: Resultados para temperatura de saída do refrigerante do condensador, com e sem correção. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	129
Figura 51: Comparativo Modelo-Projeto. (a) Com correção. (b) Sem correção.	129
Figura 52: Resultados para a taxa de transferência de calor integral do condensador para o modelo. (a) Com correção. (b) Sem correção. ....	130
Figura 53: Comparativo Modelo-Projeto. (a) Com correção. (b) Sem correção.	130
Figura 54: Resultado para a taxa de transferência de calor da zona de condensação. (a) Modelo. (b) Comparativo Modelo-Projeto.....	131
Figura 55: Resultado para a taxa de transferência de calor da zona de subresfriamento para o modelo. (a) Com correção. (b) Sem correção. ....	131
Figura 56: Mapeamento da temperatura de descarga do compressor. ....	133
Figura 57: Impacto da concentração de óleo na mistura no coeficiente de troca de calor de evaporação ( $\alpha_{EV}$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz.....	134
Figura 58: Impacto da concentração de óleo na mistura no coeficiente de troca de calor de superaquecimento ( $\alpha_{SA}$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz. ....	134
Figura 59: Impacto da concentração de óleo na mistura na taxa de transferência de calor de superaquecimento ( $Q_{SA}$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz. ....	135
Figura 60: Impacto da concentração de óleo na mistura na temperatura de saída do refrigerante no evaporador. (a) 50 Hz. (b) 55 Hz. ....	135
Figura 61: Impacto da concentração de óleo na mistura no coeficiente de troca de calor de condensação ( $\alpha_{CD}$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz. ....	136
Figura 62: Impacto da concentração de óleo na mistura na taxa de transferência de calor integral do condensador ( $Q_T$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz. ....	137
Figura 63: Impacto da concentração de óleo na mistura na taxa de transferência de calor de condensação do condensador ( $Q_{CD}$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz. ..	137
Figura 64: Impacto da concentração de óleo na mistura na temperatura de saída do refrigerante no condensador ( $T_{mix}$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz.....	138
Figura 65: Permutações possíveis para o triângulo equilátero inicial. ....	139
Figura 66: Evolução das temperaturas de saída da mistura. (a) Evaporador. (b) Condensador. ....	140
Figura 67: Resposta residual dos trocadores de calor. (a) Evaporador. (b) Condensador. ....	140
Figura 68: Mapeamento do simplex modificado. (a) Evolução dos triângulos de temperatura. (b) Evolução das diferenças entre os vértices do triângulo..	140
Figura 69: Evolução das temperaturas de saída da mistura. (a) Evaporador. (b) Condensador. ....	142

Figura 70: Resposta residual dos trocadores de calor. (a) Evaporador. (b) Condensador. ....	142
Figura 71: Mapeamento do simplex modificado. (a) Evolução dos triângulos de temperatura. (b) Evolução das diferenças entre os vértices do triângulo..	143
Figura 72: Evolução das temperaturas de saída da mistura. (a) Evaporador. (b) Condensador. ....	144
Figura 73: Resposta residual dos trocadores de calor. (a) Evaporador. (b) Condensador. ....	144
Figura 74: Mapeamento do simplex modificado. (a) Evolução dos triângulos de temperatura. (b) Evolução das diferenças entre os vértices do triângulo..	145
Figura 75: Comparação das diferenças dos vértices do triângulo. (a) Evaporador. (b) Condensador. ....	145
Figura 76: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0, frequência 50 Hz, Temperatura de saturação 3 °C.....	147
Figura 77: Resposta residual. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0, frequência 50 Hz, Temperatura de saturação 3 °C.....	148
Figura 78: Quantidade de processos envolvidos em cada simulação. (a) 0%. (b) 0,1%. (c) 0,5%. ....	149
Figura 79: Parcelas dos processos envolvidos. (a) 0%. (b) 0,1%. (c) 0,5%.....	150
Figura 80: Cálculo da quantidade de figuras geradas. ....	152
Figura 81: Resultados para o coeficiente de troca de calor de evaporação ( $\alpha_{EV}$ ) em função da temperatura de evaporação. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	153
Figura 82: Resultados para o coeficiente de troca de calor de superaquecimento ( $\alpha_{SA}$ ) em função da temperatura de evaporação. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.....	154
Figura 83: Resultados para a área de evaporação (AEV) em função da temperatura de evaporação. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz....	155
Figura 84: Resultado para a taxa de transferência de calor da zona de evaporação (QEV). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.....	156
Figura 85: Resultado para a taxa de transferência de calor da zona de superaquecimento (QSA). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.....	157
Figura 86: Resultado para o fluxo de calor na região de evaporação. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.....	158

Figura 87: Resultado para a efetividade da zona de evaporação ( $\epsilon_{EV}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	159
Figura 88: Resultado para a efetividade da zona de superaquecimento ( $\epsilon_{SA}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	160
Figura 89: Resultado para a temperatura de saída da mistura no evaporador ( $T_{mix}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	161
Figura 90: Diferença relativa entre os dados do modelo e experimentais. (a) Temperaturas de evaporação de -7 a -1 °C. (b) Temperatura de evaporação 1 a 7 °C.....	162
Figura 91: Resultados para o coeficiente de troca de calor de condensação ( $\alpha_{CD}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	163
Figura 92: Resultados para o coeficiente de troca de calor de desuperaquecimento ( $\alpha_{DA}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	164
Figura 93: Resultados para a área de condensação ( $ACD$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	165
Figura 94: Resultados para a área de desuperaquecimento ( $ADA$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	166
Figura 95: Resultados para a área de subresfriamento ( $ASR$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	167
Figura 96: Resultados para a taxa de transferência de calor de condensação ( $Q_{CD}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	168
Figura 97: Resultados para a taxa de transferência de calor de superaquecimento ( $Q_{DA}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	169
Figura 98: Resultados para a taxa de transferência de calor de subresfriamento ( $Q_{SR}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	170
Figura 99: Resultados para a efetividade de condensação ( $\epsilon_{CD}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	171
Figura 100: Resultados para a efetividade de desuperaquecimento ( $\epsilon_{DA}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	172
Figura 101: Resultados para a efetividade de subresfriamento ( $\epsilon_{SR}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	173
Figura 102: Resultados para a temperatura de saída da mistura ( $T_{mix}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	174
Figura 103: Diferença relativa entre a pressão de saturação do condensador entre os dados do modelo e experimental. ....	175



Figura 104: Resultados para a temperatura de saída da mistura no compressor ( $T_{mix}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	176
Figura 105: Resultados para a eficiência isentrópica ( $\epsilon_{ise}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	177
Figura 106: Resultados para a eficiência volumétrica ( $\epsilon_{vol}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	178
Figura 107: Resultados para a eficiência do compressor ( $\epsilon_{com}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	179
Figura 108: Resultados para o expoente politrópico. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	180
Figura 109: Diagramas de Pareto. (a) Capacidade frigorífica. (b) Potência do Compressor. (c) COP. ....	183
Figura 110: Superfície de resposta para a capacidade frigorífica mantendo uma variável fixa: (a) Concentração de nanopartícula. (b) Frequência do compressor. (c) Temperatura de evaporação. ....	185
Figura 111: Superfície de resposta para a potência do compressor mantendo uma variável fixa: (a) Concentração de nanopartícula. (b) Frequência do compressor. (c) Temperatura de evaporação. ....	186
Figura 112: Superfície de resposta para COP mantendo uma variável fixa: (a) Concentração de nanopartícula. (b) Frequência do compressor. (c) Temperatura de evaporação. ....	187
Figura 1: Volume de Controle entre dois fluidos (INCROPERA et al., 2011). ....	214
Figura 2: Distribuição de temperatura em um trocador de calor de corrente paralela (INCROPERA et al., 2011). ....	216
Figura 3: Distribuição de temperatura em um trocador de calor de contracorrente (INCROPERA et al., 2011). ....	216
Figura 1: Representação esquemática da bancada experimental de refrigeração utilizada (PICO; BANDARRA FILHO, 2018). ....	218
Figura 1: Fluxograma para a solução dos modelos dos trocadores de calor. ....	222
Figura 1: Incerteza relacionadas à correlação e correção para casos com concentração de 0,1% de nanopartículas. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	223
Figura 2: Incerteza relacionadas à correlação e correção para casos com concentração de 0,5% de nanopartículas. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz. ....	224
Figura 1: Resultados da adição de óleo na mistura analisando o coeficiente de troca de calor de evaporação. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz. ....	225

Figura 2: Resultados da adição de óleo na mistura analisando o coeficiente de troca de calor de superaquecimento. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz. ....	225
Figura 3: Resultados da adição de óleo na mistura analisando a taxa de transferência de calor de superaquecimento. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz. ....	225
Figura 4: Resultados da adição de óleo na mistura analisando a temperatura de saída do refrigerante no evaporador. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz. ....	226
Figura 5: Resultados da adição de óleo na mistura analisando o coeficiente de troca de calor de condensação. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz. ....	226
Figura 6: Resultados da adição de óleo na mistura analisando a taxa de troca de calor integral do condensador. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz. ....	226
Figura 7: Resultados da adição de óleo na mistura analisando a taxa de troca de calor integral do condensador. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz. ....	227
Figura 8: Resultados da adição de óleo na mistura analisando a temperatura de saída do refrigerante no condensador. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz. ....	227
Figura 1: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração nula, Temperatura de evaporação 7 °C. ....	228
Figura 2: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação 7 °C. ....	229
Figura 3: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração nula, Temperatura de evaporação 5 °C. ....	230
Figura 4: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação 5 °C. ....	231
Figura 5: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração nula, Temperatura de evaporação 1 °C. ....	232
Figura 6: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação 1 °C. ....	233
Figura 7: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração nula, Temperatura de evaporação -1 °C. ....	234

Figura 8: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação -1 °C. ....	235
Figura 9: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração nula, Temperatura de evaporação -3 °C. ....	236
Figura 10: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor(a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação -3 °C. ....	237
Figura 11: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração nula, Temperatura de evaporação -5 °C ....	238
Figura 12: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação -5 °C. ....	239
Figura 13: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração nula, Temperatura de evaporação -7 °C. ....	240
Figura 14: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação -7 °C. ....	241
Figura 15: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 7 °C. ....	242
Figura 16: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 7 °C. ....	243
Figura 17: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 5 °C. ....	244
Figura 18: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor(a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 5 °C. ....	245
Figura 19: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 3 °C. ....	246

Figura 20: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 3 °C. ....	247
Figura 21: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 1 °C. ....	248
Figura 22: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 1 °C. ....	249
Figura 23: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -1 °C. ....	250
Figura 24: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -1 °C. ....	251
Figura 25: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -3 °C. ....	252
Figura 26: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -3 °C. ....	253
Figura 27: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -5 °C. ....	254
Figura 28: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -5 °C. ....	255
Figura 29: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -7 °C. ....	256
Figura 30: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -7 °C. ....	257
Figura 31: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 7 °C. ....	258

Figura 32: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 7 °C. ....	259
Figura 33: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 5 °C. ....	260
Figura 34: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 5 °C. ....	261
Figura 35: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 3 °C. ....	262
Figura 36: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 3 °C. ....	263
Figura 37: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 1 °C. ....	264
Figura 38: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 1 °C. ....	265
Figura 39: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -1 °C. ....	266
Figura 40: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -1 °C. ....	267
Figura 41: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -3 °C. ....	268
Figura 42: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -3 °C. ....	269
Figura 43: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -5 °C. ....	270

Figura 44: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor(a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -5 °C. ....	271
Figura 45: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -7 °C. ....	272
Figura 46: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -7 °C. ....	273
Figura 1: Resultado para coeficiente de evaporação ( $\alpha_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	274
Figura 2: Resultado para coeficiente de evaporação ( $\alpha_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	274
Figura 3: Resultado para coeficiente de evaporação ( $\alpha_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	275
Figura 4: Resultado para coeficiente de superaquecimento ( $\alpha_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	275
Figura 5: Resultado para coeficiente de troca de calor de superaquecimento ( $\alpha_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	276
Figura 6: Resultado para coeficiente de superaquecimento ( $\alpha_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	276
Figura 7: Resultado para área de evaporação (AEV) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	277
Figura 8: Resultado para área de evaporação (AEV) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	277
Figura 9: Resultado para área de evaporação (AEV) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	278

Figura 10: Resultado para taxa de transferência de calor de evaporação (QEV) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	278
Figura 11: Resultado para taxa de transferência de calor de evaporação (QEV) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	279
Figura 12: Resultado para taxa de transferência de calor de evaporação (QEV) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	279
Figura 13: Resultado para taxa de transferência de calor de superaquecimento QSA com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	280
Figura 14: Resultado para taxa de transferência de calor de superaquecimento (QSA) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	280
Figura 15: Resultado para taxa de transferência de calor de superaquecimento (QSA) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	281
Figura 16: Resultado para efetividade de evaporação ( $\epsilon_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	281
Figura 17: Resultado para efetividade de evaporação ( $\epsilon_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	282
Figura 18: Resultado para efetividade de evaporação ( $\epsilon_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	282
Figura 19: Resultado para efetividade de superaquecimento ( $\epsilon_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	283
Figura 20: Resultado para efetividade de superaquecimento ( $\epsilon_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	283
Figura 21: Resultado para efetividade de superaquecimento ( $\epsilon_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	284

Figura 22: Resultado para temperatura de saída da mistura do evaporador ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	284
Figura 23: Resultado para temperatura de saída da mistura do evaporador ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	285
Figura 24: Resultado para temperatura de saída da mistura do evaporador ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	285
Figura 25: Resultado para o coeficiente de troca de calor de condensação ( $\alpha_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	286
Figura 26: Resultado para o coeficiente de troca de calor de condensação ( $\alpha_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	286
Figura 27: Resultado para o coeficiente de troca de calor de condensação ( $\alpha_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	287
Figura 28: Resultado para o coeficiente de troca de calor de desuperaquecimento ( $\alpha_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	287
Figura 29: Resultado para o coeficiente de troca de calor de desuperaquecimento ( $\alpha_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	288
Figura 30: Resultado para o coeficiente de troca de calor de desuperaquecimento ( $\alpha_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	288
Figura 31: Resultado para a área de condensação (ACD) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	289
Figura 32: Resultado para a área condensação (ACD) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	289
Figura 33: Resultado para a área condensação (ACD) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	290



Figura 34: Resultado para a área de desuperaquecimento (ADA) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	290
Figura 35: Resultado para a área de desuperaquecimento ADA com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	291
Figura 36: Resultado para a área de desuperaquecimento (ADA) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	291
Figura 37: Resultado para a área de subresfriamento (ASR) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	292
Figura 38: Resultado para a área de subresfriamento (ASR) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	292
Figura 39: Resultado para a área de subresfriamento (ASR) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	293
Figura 40: Resultado para a taxa de transferência de calor de condensação (QCD) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	293
Figura 41: Resultado para a taxa de transferência de calor de condensação (QCD) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	294
Figura 42: Resultado para a taxa de transferência de calor de condensação (QCD) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	294
Figura 43: Resultado para a taxa de transferência de calor de superaquecimento (QDA) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	295
Figura 44: Resultado para a taxa de transferência de calor de superaquecimento (QDA) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	295
Figura 45: Resultado para a taxa de transferência de calor de desuperaquecimento (QDA) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.	296

Figura 46: Resultado para a taxa de transferência de calor de subresfriamento (QSR) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	296
Figura 47: Resultado para a taxa de transferência de calor de subresfriamento (QSR) com concentração de nanopartículas igual a 0,1. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	297
Figura 48: Resultado para a taxa de transferência de calor de subresfriamento (QSR) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	297
Figura 49: Resultado para a taxa de transferência de calor integral (QT) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	298
Figura 50: Resultado para a taxa de transferência de calor integral (QT) com concentração de nanopartículas igual a 0,1 (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	298
Figura 51: Resultado para a taxa de transferência de integral (QT) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	299
Figura 52: Resultado para a efetividade de condensação ( $\epsilon_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	299
Figura 53: Resultado para a efetividade de condensação ( $\epsilon_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1 (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	300
Figura 54: Resultado para a efetividade de condensação $\epsilon_{CD}$ com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	300
Figura 55: Resultado para a efetividade de desuperaquecimento ( $\epsilon_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	301
Figura 56: Resultado para a efetividade de desuperaquecimento ( $\epsilon_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	301
Figura 57: Resultado para a efetividade de desuperaquecimento ( $\epsilon_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5(a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	302

Figura 58: Resultado para a efetividade de subresfriamento ( $\epsilon_{SR}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	302
Figura 59: Resultado para a efetividade de subresfriamento ( $\epsilon_{SR}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	303
Figura 60: Resultado para a efetividade de subresfriamento ( $\epsilon_{SR}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	303
Figura 61: Resultado para a temperatura de saída da mistura do condensador ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	304
Figura 62: Resultado para a temperatura de saída da mistura do condensador ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	304
Figura 63: Resultado para a temperatura de saída da mistura do condensador ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	305
Figura 64: Resultado para a temperatura de saída da mistura do compressor ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	305
Figura 65: Resultado para a temperatura de saída da mistura do compressor ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	306
Figura 66: Resultado para a temperatura de saída da mistura do compressor ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	306
Figura 67: Resultado para a eficiência isentrópica ( $\epsilon_{ise}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	307
Figura 68: Resultado para a eficiência isentrópica ( $\epsilon_{ise}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	307
Figura 69: Resultado para a eficiência isentrópica ( $\epsilon_{ise}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	308

Figura 70: Resultado para a eficiência volumétrica ( $\epsilon_{vol}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	308
Figura 71: Resultado para a eficiência volumétrica ( $\epsilon_{vol}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	309
Figura 72: Resultado para a eficiência volumétrica ( $\epsilon_{vol}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	309
Figura 73: Resultado para a eficiência do compressor ( $\epsilon_{com}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto. ....	310
Figura 74: Resultado para a eficiência do compressor ( $\epsilon_{com}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	310
Figura 75: Resultado para a eficiência do compressor ( $\epsilon_{com}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	311
Figura 76: Resultado para o expoente politrópico com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	311
Figura 77: Resultado para o expoente politrópico com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	312
Figura 78: Resultado para o expoente politrópico com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.....	312

## Lista de Tabelas

Tabela 1: Dados referentes a diferentes refrigerantes (ASHRAE, 2013).....	39
Tabela 2: Combinação de refrigerantes e óleos lubrificantes (HUNDY; TROTT; WELCH, 2016).....	55
Tabela 3: Grupos contidos na composição química do óleo. ....	75
Tabela 4: Nova distribuição de grupos.....	75
Tabela 5: Parâmetros críticos para o refrigerante R410A e óleo lubrificante Ultra 32-3MAF .....	76
Tabela 6: Correlações para o coeficiente de transferência de calor na região bifásica do evaporador.....	89
Tabela 7: Correlações para o coeficiente de transferência de calor na região bifásica do condensador. ....	93
Tabela 8: Disposição dos vértices do triângulo equilátero para o simplex modificado.....	99
Tabela 9: Constantes para as funções de variação dos parâmetros críticos em alcanos. ....	116
Tabela 10: Coeficientes para a correção da correlação do coeficiente de troca de calor de condensação, Eq. (145).....	126
Tabela 11: Coeficientes para o mapeamento da temperatura de descarga do compressor. ....	132
Tabela 12: Coeficientes para o mapeamento da temperatura de descarga do compressor. ....	175
Tabela 13: Constantes referentes à Eq. (147) e dados estatísticos para a descrição do COP, potência do compressor e capacidade frigorífica .....	181
Tabela 14: Valores de teste t para as constantes da Eq. (147) que descreve a superfícies do COP, potência do compressor e capacidade frigorífica. ....	182
Tabela 1: Relações fundamentais e de Maxwell para diferentes propriedades termodinâmicas.....	206
Tabela 1: Lista de parâmetros para equação de estado. ....	210
Tabela 1: Contribuição de cada grupo para os parâmetros calculados. ....	213
Tabela 2: Equações referentes à diferença de temperatura logarítmica, efetividade e NUT, de acordo com a configuração do trocador de calor.....	217
Tabela 1: Incertezas relacionadas aos medidores de temperatura e pressão nos trocadores de calor. ....	219

Tabela 2: Condições de operação do ciclo de refrigeração (PICO; BANDARRA FILHO, 2018). .....	219
Tabela 3: Valores das dimensões dos trocadores de calor de placas. ....	220

## Notações

$a$	Energia livre de Helmholtz específica [kJ/kg], constante da equação de estado [-]
$A$	Área [m <sup>2</sup> ], coeficiente de correção [-]
$b$	Constante da equação de estado [-], Espaçamento médio do canal [m]
$B$	Coeficiente de correção [-], Ponto em simplex [-]
$Bo$	Número de Boiling [-]
$Bon$	Número de Bond [-]
$c_p$	Calor específico a pressão constante [kJ/(kg.K)]
$c_v$	Calor específico a volume constante [kJ/(kg.K)]
$C$	Condição de convergência, Razão das capacidades térmicas [-]
$\dot{C}$	Capacidade térmica [kW/K], Quantidade de componentes de mistura
$Co$	Número convectivo [-]
$D_h$	Diâmetro hidráulico [m]
$E$	Fator de aprimoramento [-]
$f$	Função [-], fator de atrito [-]
$F$	Parâmetro de aprimoramento [-]
$F_{fl}$	Constante do fluido [-]
$Fr$	Número de Froude [-]
$g$	Energia livre de Gibbs específica [kJ/kg], constante da aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$G$	Velocidade mássica [kg/m <sup>2</sup> s]
$h$	Entalpia específica [kJ/kg]
$i_{lg}$	Calor de vaporização específico [kJ/kg]
$Ja$	Número de Jacob [-]
$J_g$	Velocidade mássica adimensional de vapor [-]
$J_g^t$	Velocidade adimensional de transição de vapor [-]
$k$	Parâmetros de mistura binária [-], condutividade térmica [kW/(m.K)], dimensões
$L$	Comprimento [m]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]
$M$	Propriedade termodinâmica extensiva [-], quantidade de grupos [-]
$MW$	Massa molecular [g/mol]
$n$	Coeficiente politrópico [-], coeficiente assintótico [-], coeficiente de correção [-]
$N$	Número de átomos [-], quantidade de grupos [-], Fator de escala [-], Velocidade rotação [rps], Ponto em simplex [-]
$NUT$	Número de unidade de transferência [-]
$Nu$	Número de Nusselt [-]
$p$	Passe do trocador de placas [-]
$P$	Pressão [MPa]
$\bar{P}$	Ponto em simplex [-]
$Pr$	Número de Prandtl [-]
$q$	Constante da equação de estado, Calor específico [kJ/kg]
$q''$	Fluxo de calor [kW/m <sup>2</sup> ]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [kW]
$R$	Constante universal dos gases [kJ/(mol.K)], Resistência térmica [m <sup>2</sup> .K/kW]

Re	Número de Reynolds [-]
Res	Resíduos
s	Entropia específica [kJ/(kg.K)]
S	Fator de supressão [-]
t	Espessura da placa [m]
T	Temperatura [K]
u	Energia interna específica [kJ/kg]
U	Coeficiente global de troca de calor [kW/(m <sup>2</sup> .K)]
UA	Resistência térmica à transferência de calor [kW/K]
v	Volume específico [m <sup>3</sup> /kg]
V	Volume [m <sup>3</sup> ]
w	Trabalho específico [kJ/kg]
W	Ponto em simplex [-]
We	Número de Weber [-]
x	Variável qualquer, fração em massa [-], título [-]
Xtt	Parâmetro de Martinelli [-]
y	Variável qualquer, fração molecular [-]
Y	Ponto em simplex
Z	Fator de compressibilidade [-]

### Variável grega

$\alpha$	Função da equação de estado [-], coeficiente de troca de calor [kW/(kg.m <sup>2</sup> )], constante em simplex [-]
$\beta$	Constante da equação de estado [-], fator de escala [-], ângulo [graus,rad]
$\Delta$	Variação
$\varepsilon$	Constante da equação de estado [-]
$\epsilon$	Efetividade [-]
$\mu$	Viscosidade dinâmica [mPa.s]
$\omega$	fator acêntrico [-]
$\Omega$	Constante da equação de estado [-]
$\phi$	Concentração de partícula [%]
$\varphi$	Fator de crescimento do trocador [-]
$\psi$	Constante da equação de estado [-]
$\rho$	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Constante da equação de estado [-], Tensão superficial [N/m]

### Subscrito

a	Água
bi	Bifásico
c	Crítico, compressão, com correção
C	Carbono
cb	Ebulição convectiva
cl	Deslocado
cd	Condensação, condensador
cp	Compressor



d	Descarga
da	Desuperaquecimento
e	Entrada
En	Encrustação
eq	Equivalente
ev	Evaporação, evaporador
exp	Experimental/projeto
f	Final, frio
g	Vapor
H	Hidrogênio
i	Inicial, índice
id	Gás ideal
ise	Isentrópico
j	índice
l	Líquido
lo	Apenas líquido
lm	Logarítmica
m	Intermediária
max	Máxima
min	Minima
mix	Mistura
mo	Monofásico
mod	Modelo
nb	Nucleate boiling
nf	Nanofluido
o	Óleo
O	Oxigênio
p	Parede
pool	Piscina
q	Quente
r	Refrigerante, residual
rf	Fluido de referência
R	Reduzida
s	Saída, sucção, sem correção
sa	Superaquecimento
sat	Saturação
sc	Subresfriamento
t	Total
u	Universal
vol	Volumétrica
z	Zona

## Sobrescrito

i	Índice
ig	Gás ideal
r	Residual

*In darkest times, hope is something you give yourself. That  
is the meaning of inner strength.*

***Uncle Iroh***, *Avatar: The Last Airbender*.

# 1. Introdução

## 1.1. Motivação

O setor da refrigeração, incluídos condicionadores de ar, bombas de calor e sistemas criogênicos, foi responsável por cerca de 7,8 % das emissões de gases do efeito estufa em 2014, baseado nas estimativas do Instituto Internacional da Refrigeração (IIR) (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2017a). Dentro destas emissões, 37% são emissões diretas de clorofluorcarbonetos (CFCs), hidrofluorcarbonetos (HFCs) e hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), e 63 % são emissões indiretas relacionadas à produção e transmissão de energia consumida por sistemas de refrigeração (principalmente dióxido de carbono). Se espera um crescimento do setor nas décadas que estão por vir, e que tal crescimento deva ser sustentável com impacto limitado nas mudanças climáticas.

A refrigeração possui papel essencial e crescente na economia global, com significativa contribuição nas áreas alimentícia, de saúde, conforto térmico e proteção ambiental, que conta com aproximadamente 5 bilhões de sistemas operantes ao redor do mundo (DUPONT et al., 2019). O setor da refrigeração consome cerca de 20 % do consumo global de eletricidade, realçando a importância do setor cuja expectativa é de contínuo crescimento devido à crescente demanda em diversos setores (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2015). Os gráficos da Figura 1 demonstram a distribuição do consumo energético relacionados à refrigeração, e a sua parcela no consumo energético comparado a outros setores.

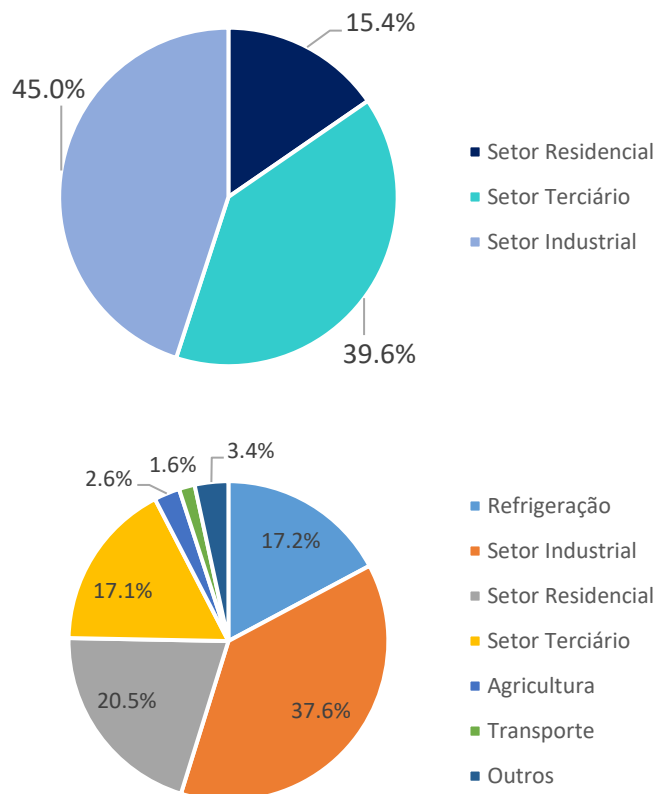


Figura 1: Contribuição de cada setor no consumo energético mundial (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2015).

Os dados apresentados na Figura 1 demonstram o impacto do setor da refrigeração no cenário de consumo energético mundial. Observa-se que uma grande parcela é destinada ao setor da refrigeração, sendo ele o terceiro maior, atrás do setor residencial e industrial. Dentro do setor, a maior parte do consumo é destinado ao setor industrial seguido do terciário, evidenciando o grande consumo de energia para suprir a cadeia do frio.

O aquecimento global talvez seja o problema ambiental mais severo enfrentado atualmente pela humanidade. O efeito estufa é causado devido a camada de gases retida na parte superior da atmosfera responsável por absorver parte do calor que chega à Terra, e também reflete o calor de volta para a superfície (BOLAJI; HUAN, 2013). A intensificação do efeito corrobora para o aquecimento global. O aumento da temperatura global resulta em derretimento de calotas polares e aumento do nível dos oceanos.

Com o objetivo de avaliar o atual impacto ambiental de emissões a longo prazo, o IPCC aceitou o conceito de Potencial de Aquecimento Global (em inglês,

*Global Warming Potential – GWP*). Ele é definido como um índice comparativo para o impacto da emissão de um componente para a mesma quantidade da emissão de dióxido de carbono. O GWP leva em consideração o forçamento radiativo de um gás, sua vida útil e suas mudanças de concentração com o decorrer do tempo (20 ou, mais comumente, 100 anos), e se obtém então um valor equivalente à emissão de CO<sub>2</sub>.

Outro problema enfrentado pela humanidade é a destruição da camada de ozônio, responsável por filtrar a radiação ultravioleta que chega à superfície terrestre (BOLAJI; HUAN, 2013; CALM, 2002, 2006). Foi descoberto que a emissão de clorofluorcarbonos (CFCs), halogenados e brometos é responsável pela deterioração da camada. O Potencial de Destruição de Ozônio (em inglês, *Ozone Depletion Potential - ODP*) foi criado a fim de se estimar o efeito da emissão dos gases, que utiliza o CFC R11 como referência e para o qual o valor de ODP equivale a 1 (WANG, 2001).

Outro medidor para avaliação do impacto ambiental é o Impacto de Aquecimento Total Equivalente (em inglês, *Total Equivalent Warming Impact – TEWI*). Este medidor considera para o cálculo o impacto de emissões diretas e indiretas. Para tal, nas contas também é considerada o vazamento anual, tempo de operação e consumo de energia do sistema (MAKHNATCH; KHODABANDEH, 2014). Este medidor se torna importante uma vez que se considera as emissões diretas e indiretas, e como apresentado, o setor da refrigeração possui uma parcela significativa em tais emissões.

Durante as últimas décadas, o refrigerante a ser usado tem passado por diversas limitações e transformações em resposta aos problemas ambientais crescentes, conforme ilustrado esquematicamente na Figura 2.

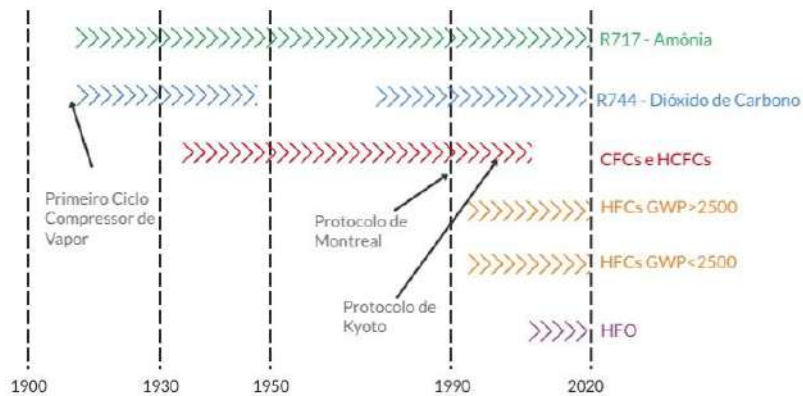


Figura 2: Linha do tempo da evolução do refrigerante (HUNDY; TROTT; WELCH, 2016).

No começo dos anos 1930, o R-12 foi inventado, e junto com outros membros da família CFC pareciam ter todas as propriedades desejáveis: de baixa toxicidade ou não-inflamáveis, possuíam boas propriedades termodinâmicas e eram miscíveis com óleos. Eles foram responsáveis pela expansão da refrigeração para áreas comerciais, domésticas e setores de condicionamento de ar (CALM, 2008; HUNDY; TROTT; WELCH, 2016).

Entretanto, preocupações com o meio ambiente, foram responsáveis por grandes mudanças na aplicação de refrigerante. A liberação de substâncias responsáveis pela depleção da camada de ozônio foi amplamente discutida resultando em protocolos internacionais como o de Montreal (1987) e Kyoto (1997), e na eliminação do cloro existente em CFCs e HCFCs para uso em novos equipamentos. Seu banimento tem sido efetivo, assim como o desenvolvimento de novos refrigerantes, menos impactantes tais como os HFOs. Enquanto HFCs possuem um alto potencial de depleção da camada de ozônio, HFOs possuem um alto grau de inflamabilidade e custo. A comparação entre estes refrigerantes em função dos seus principais índices (ODP e GWP) e inflamabilidade pode ser vista na Tabela 1 (ASHRAE, 2013).

Tabela 1: Dados referentes a diferentes refrigerantes (ASHRAE, 2013).

Refrigerante	Nome Completo	Fórmula Química	ODP	GWP (100 anos)	Inflamabilidade	Segurança
HFC - 32	Difluorometano	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	0	650	Baixa	A2
HFC - 125	Pentafluoretano	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	0	2800	Não	A1
HFC - 134a	Tetrafluoretano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	0	1300	Não	A1
HFC - 143a	Trifluoretano	CH <sub>3</sub> CF <sub>3</sub>	0	3800	Baixa	A2
HFC - 152a	Difluoretano	CHF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	0	140	Baixa	A2
HFC - 245ca	Pentafluoropropano	CF <sub>3</sub> CF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	0	560	Baixa	A2
HFC - 507A	HFC - 125/HFC - 143a (50/50)		0	3985	Não	A1
HFC - 404A	HFC - 125/HFC - 143a/HFC - 134a (44/52/4)		0	3922	Não	A1
HFC - 410A	HFC - 32/HFC - 125 (50/50)		0	2088	Não	A1
HFC - 407A	HFC-32/HFC-125/HFC-134a (20/40/40)		0	2107	Não	A1
HFC - 407C	HFC-32/HFC-125/HFC-134a (23/25/52)		0	1774	Não	A1
HCFC - 22	Clorodifluorometano	CHClF <sub>2</sub>	0,05	1500	Não	A1
HFCF - 123	Diclorotrifluoretano	CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	0,016	90	Não	B1
HCFC - 124	Clorotetrafluoretano	CHFCFClF <sub>3</sub>	0,02	470	Não	A1
HCFC - 402A	HCFC-22/HCFC-125/PRO-290 (38/60/2)		0,02	2778	Não	A1
HCFC - 401A	HCFC-22/HCFC-124/HFC-152a (53/34/13)		0,037	1182	Não	A1
HCFC - 401B	HCFC-22/HCFC-124/HFC-152a (61/28/11)		0,04	1288	Não	A1
R - 717	Amônia	NH <sub>3</sub>	0	0	Baixa	B2
R - 718	Água	H <sub>2</sub> O	0	0	Não	A1
R - 729	Ar		0	0	Não	A1
R - 744	Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	0	1	Não	A1
CFC - 11	Triclorofluorometano	CCl <sub>3</sub> F	1	3800	Não	A1
CFC - 12	Diclorodifluorometano	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	1	8100	Não	A1
BFC - 13B1	Bromotrifluorometano	CBF <sub>3</sub>	10	5400	Não	A1
CFC - 113	Triclorotrifluoretano	CCl <sub>2</sub> CFClF <sub>2</sub>	0,8	4800	Não	A1
CFC - 114	Diclorotetrafluoretano	CCl <sub>2</sub> CF <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	1	10000	Não	A1
CFC - 500	CFC-12/HFC-152a (73,8/26,2)		0,74	-	Não	A1
CFC - 502	HCFC-22/CFC-115 (48,8/51,2)		0,22	-	Não	A1
HFO - 1234yf	C <sub>3</sub> F <sub>4</sub> H <sub>2</sub>		0	4	Baixa	A2L
HFO - 1234ze	C <sub>3</sub> F <sub>4</sub> H <sub>2</sub>		0	7	Baixa	A2L
HFO - 1336mzz	cis-CF <sub>3</sub> CH=CHCF <sub>3</sub>		0	2	Não	A1

A Tabela 1 apresenta diferentes propriedades de diversos refrigerantes. Colocando em perspectiva o GWP, observam-se os altos valores associados aos HFCs, HCFs e CFCs, enquanto os HFOs apresentam valores muito inferiores, sendo uma resposta às necessidades a se contornar os danos ao ambiente. Entretanto, estes refrigerantes são inflamáveis sendo um obstáculo ao seu uso.

A Figura 3 mostra a contribuição dos refrigerantes com emissões diretas e indiretas.

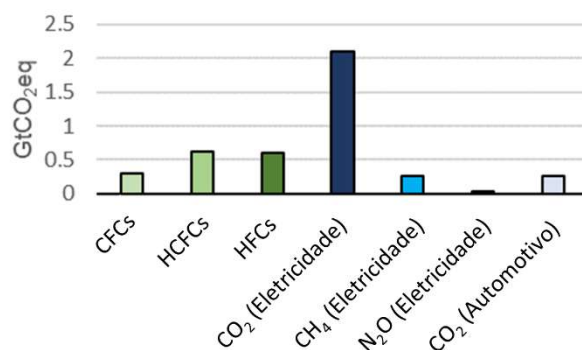


Figura 3: Contribuição das emissões diretas e indiretas do setor de refrigeração em 2014 (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2017a).

Apesar da sua descontinuidade, é possível observar a presença de uma pequena parcela de emissões de CFCs. Já os HCFCs e HFCs, em 2014, apresentavam um número próximo referente à emissão, apesar de que os HCFCs apresentavam uma tendência à diminuição, resultado da regulação de seu uso pelo Protocolo de Montreal. A maior emissão no setor de refrigeração é referente à produção de energia, representado principalmente pela emissão indireta de CO<sub>2</sub>, e de outros gases (metano e óxido nítrico). O consumo de combustível para o condicionamento de ar não deve ser desprezado, uma vez que representa cerca de 9,3% das emissões indiretas (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2017a).

A Figura 4 apresenta valores das emissões anuais de CO<sub>2</sub> em diversos setores.



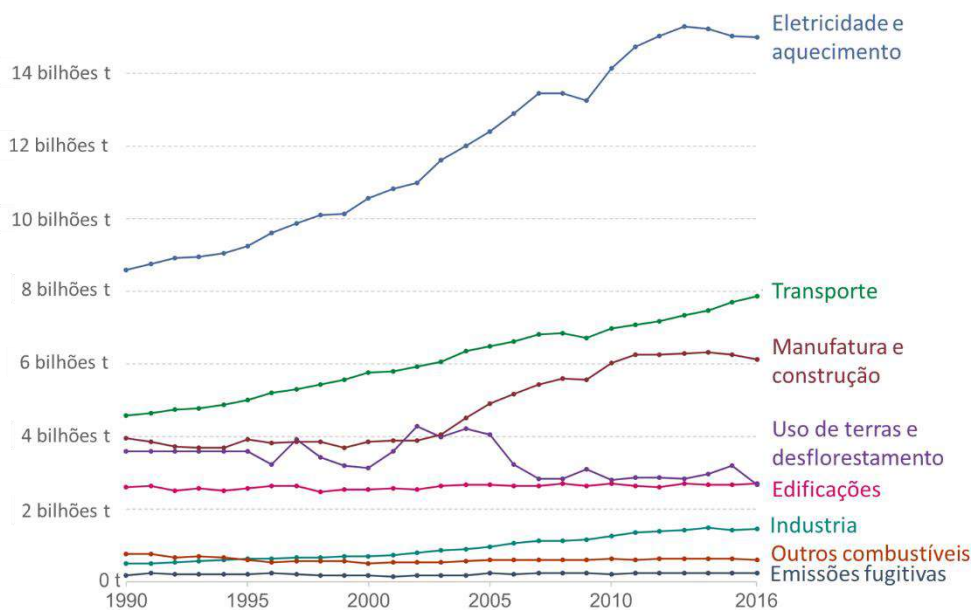


Figura 4: Estimativas de emissões anuais de CO<sub>2</sub> para diferentes setores entre os anos de 1990 e 2016 (RITCHIE; MAX, 2017).

É possível observar um grande crescimento em três principais setores em relação a emissão anual de CO<sub>2</sub>: geração de eletricidade e aquecimento, transporte e indústria. As curvas apresentam tendências de crescimento em anos futuros, chamando atenção para que atitudes sejam tomadas para reverter a emissão e atender os acordos feitos.

As estimativas feitas pelo IIR evidenciam que as emissões diretas contribuíram com 37% do total de emissões do setor de refrigeração, contabilizando aproximadamente 1,43 GtCO<sub>2</sub>eq (dióxido de carbono equivalente). Emissões indiretas geradas pela produção de energia necessária para alimentar o setor de refrigeração foram responsáveis por 63 % do total de emissões do setor, de aproximadamente 2,61 GtCO<sub>2</sub>eq. Desta forma, o setor de refrigeração foi responsável em 2014 pela emissão de 4,14 GtCO<sub>2</sub>eq na atmosfera, representando 7,8% das emissões global de gases do efeito estufa (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2017a).

A Figura 5 mostra os principais países, ou união de países, responsáveis pela emissão de gases do efeito estufa na atmosfera (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2017a, 2017b).

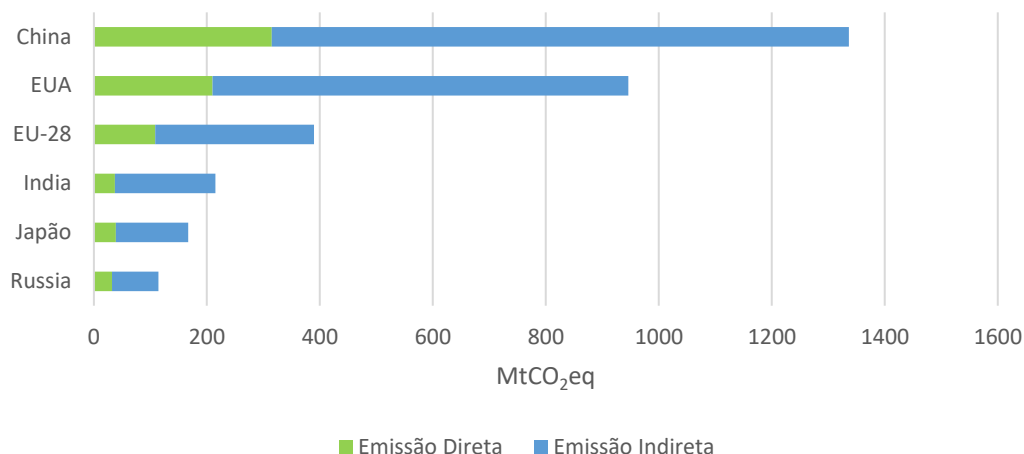


Figura 5: Estimativa das emissões diretas e indiretas em MtCO<sub>2</sub>eq devido a sistemas de refrigeração em diversos países (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2017a).

Observa-se que, em 2014, a China e os EUA contribuem com uma grande parcela na emissão de gases de efeito estufa, 1000 MtCO<sub>2</sub>eq e 750 MtCO<sub>2</sub>eq respectivamente. Os dois juntos são responsáveis por 43% das emissões globais do setor. Dois aspectos interessantes observados na Figura 5 são relacionados à EU e Índia. Os países da União Europeia integram a segunda maior zona econômica (baseado no PIB), e emitem 2,6 vezes menos que os EUA apesar da maior população. A Índia é o segundo país mais populoso e possui uma emissão relativamente baixa, cerca de 180 MtCO<sub>2</sub>eq, o que demonstra a limitação da área de refrigeração no país.

A análise de emissão per capita permite fazer outro tipo de análise. A Figura 6 evidencia que o Catar é líder em emissão per capita com valor de 4500 kgCO<sub>2</sub>eq, seguido dos EUA com 2300 kgCO<sub>2</sub>eq.

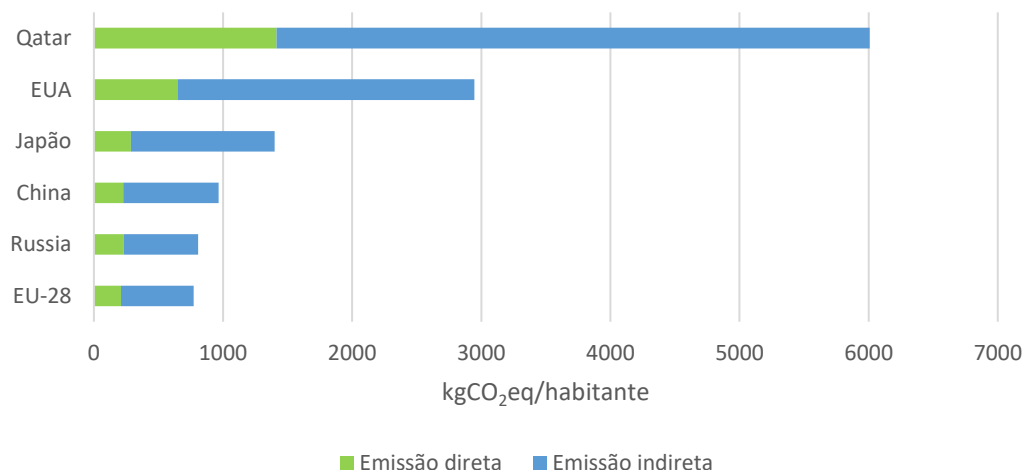


Figura 6: Estimativa da emissão de kgCO<sub>2</sub>eq per capita devido a sistemas de refrigeração em diversos países em 2014 (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2017a).

Estes resultados demonstram o impacto do clima quente sobre as necessidades de refrigeração, em particular o condicionamento de ar, e das fontes de energias utilizadas para a produção de energia.

Ao se colocar a União Europeia em perspectiva, observa-se uma disparidade entre as emissões diretas e indiretas dentro do bloco. A Alemanha possui a maioria de sua produção de energia a partir de fontes fósseis, contabilizando 75% das emissões indiretas de gases do efeito estufa no setor de refrigeração. A França, cuja principal fonte na matriz elétrica é a nuclear, possui uma parcela de 39% nas emissões indiretas. A Islândia, cuja produção de energia é quase que exclusivamente produzida por fontes renováveis, possui uma emissão indireta inferior a 6%.

A Figura 7 apresenta as emissões anuais de CO<sub>2</sub> totais por região no globo considerando apenas o uso de combustível fósseis e produção de cimento.

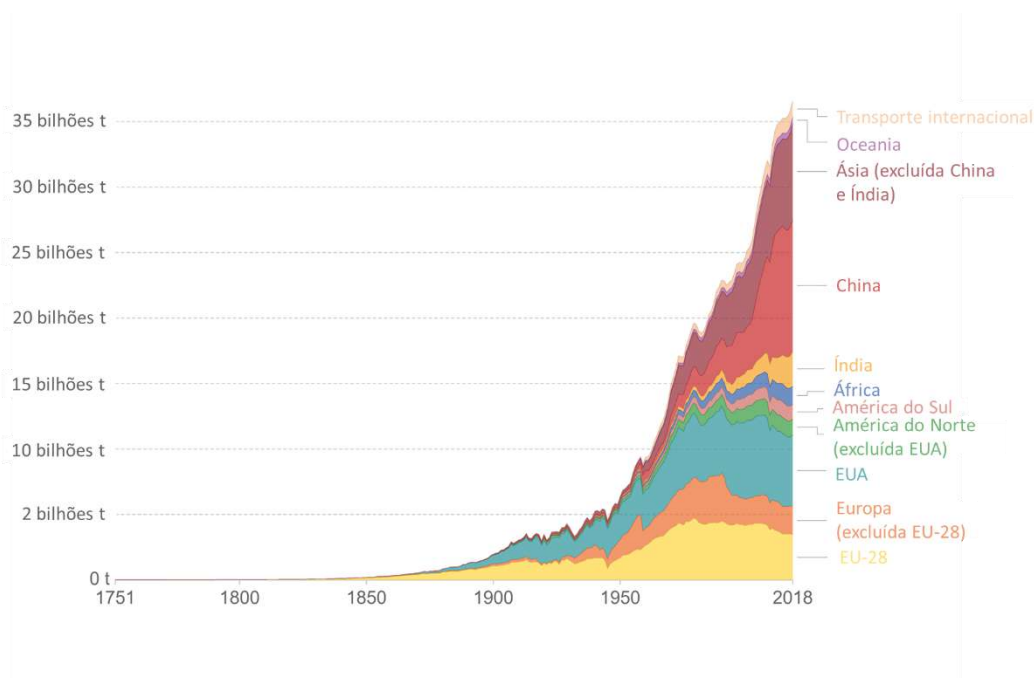


Figura 7: Emissão anual de CO<sub>2</sub> total por região (RITCHIE; ROSER, 2018).

Observa-se que os países asiáticos (especialmente China) e EUA, são os principais responsáveis pelas emissões dos gases responsáveis pelo aquecimento global e ao mesmo tempo são principais potências econômicas. Este fato corrobora para a necessidade de atitudes proativas frente às emissões de gases responsáveis pelo aquecimento global (ou efeito estufa) e pelas mudanças climáticas. Os países do bloco europeu apresentam uma tendência de queda das emissões, reflexo às respostas aos protocolos assinados para evitar tal problema.

Em meio a estes problemas ambientais, é possível fazer uma previsão das emissões de gases responsáveis pelo efeito estufa. Os resultados aqui apresentados, Figura 8, são baseados em modelos no qual a Emenda Kigali é considerada e desconsiderada (VELDERS et al., 2015). A Emenda Kigali mira a diminuição do uso de HFCs pelo corte de sua produção e consumo. A emenda torna o Protocolo de Montreal um instrumento de combate ao aquecimento global ainda mais forte. Ela entrou em atividade em 2019 e ratificado por 20 países, e seu impacto prevê evitar o aumento de até 0,5 °C na temperatura global (“The Montreal Protocol Evolves To Fight Climate Change”, [s.d.]). A Figura 8 mostra que sem a implementação da emenda, a emissão de HFC poderia alcançar a marca de 3 a 4 GtCO<sub>2</sub>eq em 2050.

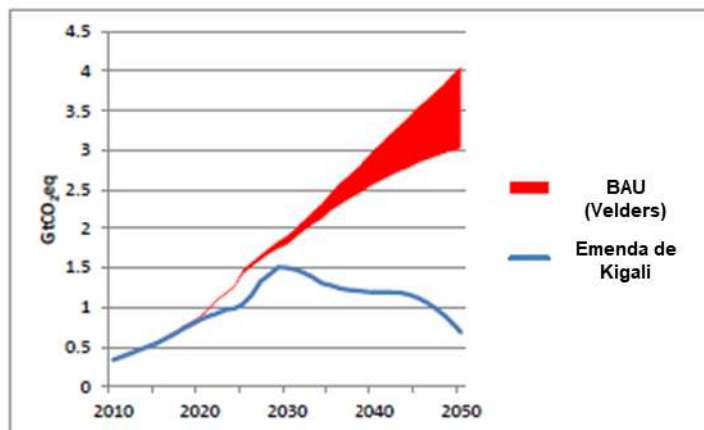


Figura 8: Previsão para a emissão de GtCO<sub>2</sub>eq sem (vermelho) e com (azul) a Emenda de Kigali no período de 2010 a 2050 (VELDERS et al., 2015).

Entretanto, segundo estimativas feitas pela IIR, com a implementação da emenda, esse valor chegará a 0,7 GtCO<sub>2</sub>eq após ter alcançado seu pico em 1,5 GtCO<sub>2</sub>eq em 2020. A implementação da Emenda Kigali, durante o período de 2015-2050, será responsável por um declínio de cerca de 44% a 51% na emissão acumulativa de gases do efeito estufa.

A Figura 9 apresenta as projeções anuais das emissões de totais de gases do efeito estufa.

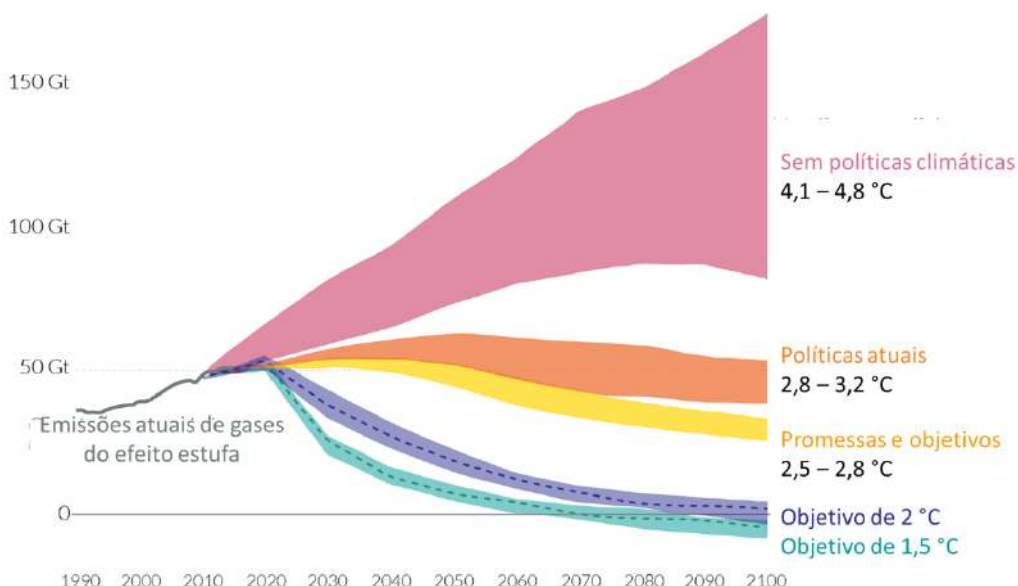


Figura 9: Projeções anuais de emissões totais de gases de efeito estufa em GtCO<sub>2</sub>eq (RITCHIE; MAX, 2017).

Os resultados apresentados demonstram os diferentes cenários para a variação da temperatura e emissão dos gases. A implementação de políticas ambientais, Protocolo de Montreal e de Paris, para a redução das emissões são essenciais para a sobrevivência do meio ambiente.

Hoje, existem alternativas aos refrigerantes de alto GWP com uma eficiência energética comparável ou até mesmo superior, que poderiam vir a ajudar na redução de emissões diretas. Dentre eles há: amônia, CO<sub>2</sub>, hidrocarbonetos e HFOs. Entretanto, deve se levar em consideração que ao se optar por estas alternativas, algumas desvantagens e riscos devem ser considerados, tais como sua inflamabilidade, toxicidade e alta pressão de operação, demonstrados na Tabela 1 (HUNDY; TROTT; WELCH, 2016). A natureza dos gases emitidos tem influência direta nas consequências referentes a mudanças climáticas. Diferentemente de HFCs e HCFCs que possuem um ciclo de vida relativamente baixo, em torno de 20 anos, o dióxido de carbono possui um ciclo de vida de séculos. Embora a redução da emissão direta destes gases possuirá um impacto positivo e curto-médio prazo, a regulação da emissão de CO<sub>2</sub> significaria um plano ao longo prazo.

Muito embora o potencial para aprimorar eficiência energética de sistemas seja limitado pelas leis da termodinâmica e por limitações de custo, ainda assim é importante procurar, mediante inovações tecnológicas e pesquisas científicas, formas a possibilitar o melhor uso de energia. Tais soluções incluem: reduzir a perda de energia em sistemas e aprimorar a sua eficiência, assim como também encontrar uma melhor estratégia para o controle do uso de condicionadores de ar. Assim, uma alternativa que vem sendo explorada é o uso de nanofluidos em sistemas de refrigeração. A mistura entre um fluido base e nanopartículas é responsável pela melhoria da eficiência de sistemas, possibilitando uma economia de energia, uso de sistemas mais compactos e menores emissões (ALAWI; SIDIK; BERIACHE, 2015a; AZMI et al., 2017a; NAIR; TAILOR; PAREKH, 2016).

O uso de nanofluidos em sistemas de refrigeração apresentam grande potencial devido às vantagens que oferece em termos de redução do consumo de energia, da carga de refrigerante, e, indireta e diretamente, da emissão de gases do efeito estufa quando comparados com sistemas tradicionais (AZMI et al., 2017a; VASCONCELOS et al., 2017). A adição das nanopartículas é responsável pelo acréscimo da condutividade térmica do nanofluido, permitindo um melhor desempenho térmico do sistema. Entretanto, o aumento da concentração de nanopartículas é responsável pelo aumento da viscosidade do nanofluido, que

pode ser responsável pelo o aumento da abrasão e resultar em maiores quedas de pressão.

As nanopartículas podem ser adicionadas ao refrigerante (nanorefrigerante) quando o foco é no aprimoramento nas características de transferência de calor do sistema. Quando são misturadas ao óleo lubrificante (nanolubrificante) são responsáveis pela melhora de suas características tribológicas, e redução da potência requerida pelo compressor e aumento da capacidade frigorífica (AZMI et al., 2017a).

## 1.2. Objetivo

O principal objetivo deste trabalho é avaliar o efeito da adição de nanopartículas a uma mistura óleo lubrificante-refrigerante no desempenho térmico de um sistema de refrigeração.

Tal análise requer inicialmente o desenvolvimento de um modelo que prevê a influência do material nanoparticulado sobre os parâmetros críticos de um nanofluído, a fim de obter as propriedades termodinâmicas da mistura nanolubrificante-refrigerante a partir da equação de estado de Peng-Robinson.

Com base na correlação proposta para as propriedades críticas, é simulado um ciclo de refrigeração por compressão de vapor que funciona com mistura R410A-POE-diamante (refrigerante, óleo, nanopartícula), com diferentes concentrações de nanopartículas. Dados experimentais fornecidos pela Universidade Federal de Uberlândia (UFU) foram usados para elaborar e validar o modelo. Um modelo preditivo usando equações empíricas da literatura ou desenvolvidas nesse trabalho para cada componente do ciclo foi desenvolvido com o intuito de realizar uma análise de sensibilidade quanto à presença do óleo e de nanopartículas no comportamento dos parâmetros simulados. Posteriormente, os modelos dos componentes são integrados em um ciclo, utilizando um caso base para a mistura. Com o sistema integrado, o simulador semi-empírico resultante é usado para uma análise do coeficiente de eficácia (COP) através de superfícies de resposta variando se a temperatura de evaporação, a concentração de nanopartículas no óleo e a frequência do compressor.

### 1.3.Estrutura da Dissertação

O segundo capítulo, Revisão Bibliográfica, reúne diversos estudos relacionados ao tema da dissertação. Os principais temas abordados são: o ciclo de refrigeração e sua simulação, a presença do óleo em misturas e em sistemas de refrigeração, e os principais aspectos relacionados a nanofluidos.

O terceiro capítulo, Modelo Matemático, visa apresentar os fundamentos aplicados nas propriedades termofísicas, isto é, termodinâmicas e de transporte da mistura refrigerante-nanolubrificante. A modelagem dos componentes utilizados no sistema de refrigeração (evaporador, condensador, dispositivo de expansão, e compressor) é apresentada.

O quarto capítulo, Solução Numérica, consiste na apresentação da aquisição dos dados experimentais pela UFU, e também na exposição dos métodos utilizados (bisseção, simplex modificado e seu derivado) para a solução do modelo do sistema de refrigeração acoplado.

O quinto capítulo, Resultados/Discussão, apresenta os resultados decorrentes deste estudo: validação da equação de estado, parâmetros críticos de um nanofluido, otimização do modelo do ciclo de refrigeração e parâmetros dos componentes que compõem o ciclo.

O sexto capítulo, Conclusão/Trabalhos Futuros, consiste na recapitulação dos principais pontos verificados na tese, e apresenta propostas de futuros projetos a partir do estudo aqui realizado.



## **2. Revisão Bibliográfica**

### **2.1. Ciclo de Refrigeração**

#### **2.1.1. Sistema de compressão de vapor**

Um ciclo de refrigeração é descrito por componentes responsáveis por extrair calor de uma fonte fria e dissipar calor em uma fonte quente. Para que seja possível, é utilizado um fluido de trabalho que passa por diferentes processos envolvendo mudanças de suas propriedades termodinâmicas e termofísicas. O ciclo de refrigeração por compressão de vapor, se beneficia do calor latente do fluido de trabalho, de forma a extrair e dissipar grandes quantidades de calor.

O sistema de compressão simples de vapor consiste de uma combinação sequencial de componentes (evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão), apresentados na Figura 10. Os processos envolvidos no ciclo também são apresentados na Figura 10 por meio dos diagramas P-h e T-s (WANG, 2001).

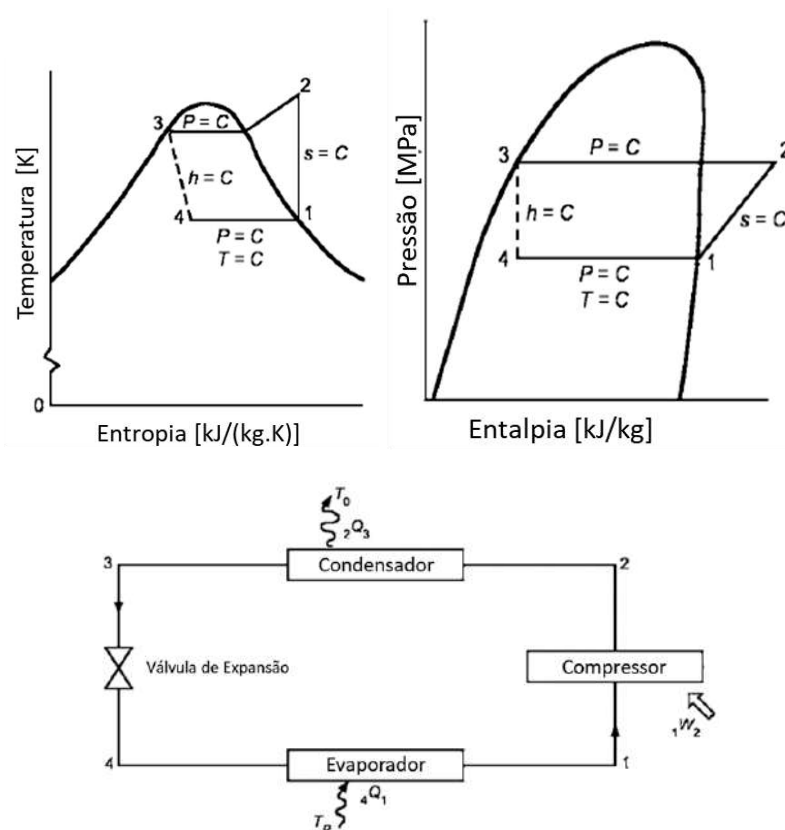


Figura 10: Sistema de refrigeração simples. Em ordem: diagrama P-h, diagrama T-s e ciclo de refrigeração. (ASHRAE, 2013).

O processo de compressão (1-2) é responsável pelo aumento da temperatura e pressão de operação. O refrigerante superaquecido segue ao condensador (2-3) onde ele é resfriado até atingir a condição de vapor saturado, iniciando o processo bifásico da condensação, que termina quando se atinge novamente a saturação na fase líquida, e então ele é subresfriado. O refrigerante subresfriado se direciona à válvula de expansão (3-4) onde ele é expandido adiabaticamente. O refrigerante novamente se torna uma mistura bifásica ao entrar no evaporador (1-4), até que se torne vapor saturado, e então superaquecido ao retornar ao compressor fechando o ciclo.

Entretanto, em um sistema de refrigeração é importante que algumas condições sejam asseguradas de forma a se ter uma melhor eficácia e também não danificar os componentes. As condições de operação devem ser impostas a fim de se contemplar um grau de superaquecimento e subresfriamento, demonstrados na Figura 11 (HUNDY; TROTT; WELCH, 2016).

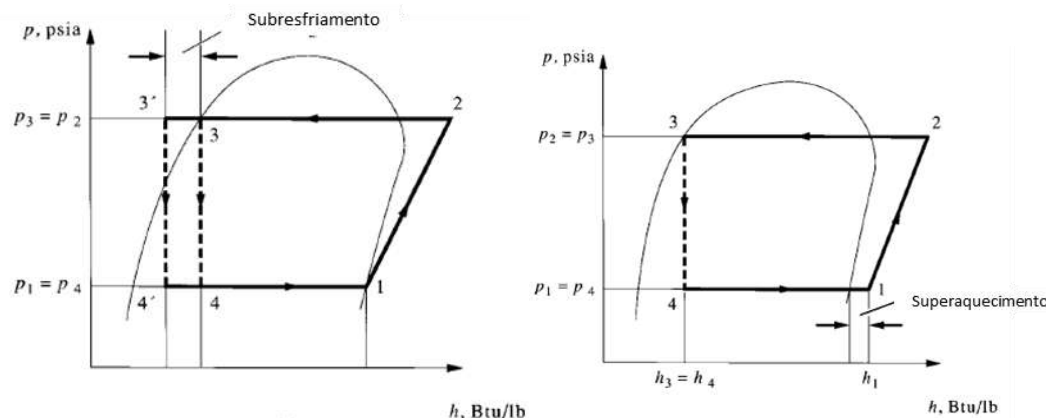


Figura 11: Diagramas P-h com graus de subresfriamento (esquerda) e superaquecimento (direita), (HUNDY; TROTT; WELCH, 2016).

É importante garantir um grau de superaquecimento de refrigerante para se assegurar de que o fluido de trabalho não esteja na fase líquida ao entrar no compressor. O grau de subresfriamento segue um raciocínio análogo, pois não se deseja que o fluido de trabalho entre no dispositivo de expansão como mistura bifásica, o que dificultaria seu papel no controle da vazão de refrigerante. Um maior grau de subresfriamento também é responsável por uma maior troca de calor no condensador, o que resultaria em maiores trocas também no evaporador, uma vez o fluido de trabalho entraria no evaporador a menores entalpias (PARISE, 2020).

### 2.1.2. Modelagem de sistemas de refrigeração

Sistemas de simulação de compressão de vapor podem ser separados em duas categorias de acordo com seu regime: permanente e transiente. Modelos de regime permanente são utilizados para a predição do desempenho e para projeto de um sistema. Modelos transientes são utilizados para o projeto de controle e avaliação de desempenho quase-permanente (QIAO; RADERMACHER; AUTE, 2010).

Compressor, junto com o dispositivo de expansão, determina a capacidade do sistema. Portanto, a predição de seu desempenho é vital para a simulação do sistema uma vez que erros relacionados à vazão mássica seriam propagados para aos diversos componentes. Modelos para os compressores podem ser divididos em quatro classes: de mapeamento, de eficiência, politrópico e detalhado (PARISE, 2020). O modelo de mapeamento se baseia no uso extensivo de dados experimentais e de ensaios, que utilizam mapas relacionando a vazão mássica,

consumo de energia e temperatura de descarga do compressor a parâmetros de controle, tais como temperaturas de condensação e de evaporação, são, então, produzidos. As equações de ajuste obtidas compõem o modelo matemático do compressor (ANSI/AHRI, 2015).

O modelo das eficiências se baseia no conceito de um processo de compressão ideal, e utiliza a definição das eficiências volumétricas e isentrópicas do compressor. Curvas destas eficiências são levantadas a partir dos mesmos pontos experimentais que compõem os mapas do compressor. Geralmente definidas em função da razão de pressões, formam, junto com as equações das eficiências elétrica (do motor elétrico) e mecânica, o modelo matemático por eficiência do compressor (JABARDO; MAMANI; IANELLA, 2002; QIAO; RADERMACHER; AUTE, 2010).

O modelo politrópico supõe compressão politrópica, a partir da qual expressões para a determinação da vazão mássica, da potência consumida e da temperatura de descarga são deduzidas (MOTTA; BRAGA; PARISE, 1996). Finalmente, os modelos ditos detalhados subdividem-se em outros tantos modelos que têm em comum a aplicação e solução das equações fundamentais de conservação (de massa, energia e quantidade de movimento). Por este motivo são também denominados modelos fundamentais (CHEN; BRAUN; GROLL, 2004; MATHISON; BRAUN; GROLL, 2008). Por exemplo, os modelos chamados "ângulo-a-ângulo" permitem a determinação da variação da pressão no interior do cilindro com o tempo ou com o ângulo do eixo do compressor. Finalmente, encontram-se na literatura relatos da aplicação de técnicas de CFD (em inglês, *Computational Fluid Dynamics*) na simulação de compressores de deslocamento positivo.

Os trocadores de calor variam significativamente em relação à aplicação e geometria, e a sua modelagem pode ser dividida em quatro diferentes categorias: modelo de parâmetros concentrados, de fronteira móvel ou multizonas, volumes finitos ou tubo-a-tubo e modelos baseados em CFD. O modelo dos parâmetros concentrados considera o trocador de calor como representado por um único volume de controle, para o qual é atribuído um único parâmetro característico, a efetividade ou a condutância. Utiliza o conceito de resistência térmica para o cálculo da troca de calor. Não considera a existência de diferentes fases, variações locais das propriedades do fluido refrigerante e coeficiente global de transferência de calor (BROWNE; BANSAL, 2001).

O método das fronteiras móveis divide o trocador em diferentes zonas, motivo pelo qual também é chamado de método de multizonas, que se utilizam

seus próprios parâmetros concentrados, efetividade ou condutância. A divisão em zonas faz uso das fases e estados termodinâmicos pelos quais o fluido refrigerante passa, tais como: mistura bifásica, em evaporação ou condensação, líquido saturado, vapor saturado, vapor superaquecido e líquido subresfriado. Assim, o trocador é dividido em diferentes segmentos, ou zonas, cada um sendo tratado como um trocador de calor (LE; BANSAL; TEDFORD, 2004; MARTINS COSTA; PARISE, 1993).

A válvula de expansão é um dispositivo usado para regular a vazão mássica de refrigerante e será utilizado no presente estudo. Os modelos para válvulas geralmente utilizam como dados conhecidos: as condições de entrada do refrigerante e a pressão de saída. A vazão mássica é calculada, ou partir de curvas de regressão de dados experimentais, ou mediante equações de escoamento bifásico, homogêneo ou com razão de escorregamento entre as fases (QIAO; RADERMACHER; AUTE, 2010).

Richardson *et al.* (2002,2004) desenvolveram um modelo que se baseia na solução das equações de conservação de massa e energia para os diferentes componentes do sistema de refrigeração. O modelo permite a intercambialidade dos componentes, e utiliza algoritmo genético para a otimização da solução.

Parise (2010) descreveu um modelo para um sistema de refrigeração o qual divide em sete volumes de controle diferentes de acordo com as propriedades do fluido refrigerante no respectivo componente: compressão, dessuperaquecimento, condensação, subresfriamento, expansão, evaporação e superaquecimento. Apesar da simplicidade, o modelo se demonstra bom o suficiente para permitir uma análise paramétrica de cada uma das zonas do ciclo, e serve de base para um sistema de refrigeração mais completo. (PARISE, 2010).

Negrão & Hermes (2011) e Barreira *et al.* (2013) desenvolveram um modelo para um sistema de refrigeração objetivando a otimização em economia de energia e redução de custos. O modelo foi utilizado para dimensionar ambos os trocadores de calor, assim como prever um custo mínimo do sistema para determinado consumo de energia.

Ribeiro & Barbosa Jr. (2015, 2016) desenvolveram um modelo que contempla o cálculo das propriedades termodinâmicas de uma mistura lubrificante-refrigerante que circula por um sistema de refrigeração contendo submodelos para os componentes que o compõem. Os autores utilizaram um calorímetro para validação do modelo, e avaliaram o efeito da circulação de óleo nos resultados encontrados, sendo eles a capacidade frigorífica, taxa de eficiência energética sazonal (*SEER*) e potência do compressor.

Zsembinszki *et al.* (2017) descreveram um modelo que utiliza a temperatura ambiente do ar, a temperatura da sala refrigerada e o grau de superaquecimento para alimentar a simulação que prevê a temperatura de saída nos componentes, a potência elétrica do compressor, o grau de subresfriamento e as pressões de operação. Para a simulação dos trocadores de calor utilizaram o método da efetividade, com parâmetros concentrados, e o compressor se utilizou das curvas fornecidas pelo fabricante para seu desempenho (ZSEMBINSZKI *et al.*, 2017).

Beshr *et al.* (2016) desenvolveram um modelo para sistemas operando em regime permanente capaz de simular diversas configurações diferentes do sistema. O *solver* utiliza uma solução que trata o componente como uma caixa-preta, permitindo que o usuário rapidamente consiga montar e solucionar o sistema (BESHR; AUTE; RADERMACHER, 2016).

## 2.2. Óleos lubrificantes

O uso de óleos lubrificantes é essencial em sistemas de refrigeração pois permite a lubrificação, a vedação hermética e a refrigeração do compressor. Entretanto, seu acúmulo nos componentes representa um obstáculo à modelagem precisa dos sistemas, criando uma quantidade considerável de incertezas na integridade de resultados por afetar os balanços de energia, as temperaturas de saturação, as quedas de pressão e o coeficiente de troca de calor na região bifásica, o equilíbrio termodinâmico e as propriedades termodinâmicas da mistura. Dada a variedade de sistemas de refrigeração (doméstico, comercial e industrial), a quantidade de circulação de óleo pode variar de até 0,1 a 8,0 % em fração mássica de refrigerante (BANDARRA FILHO; CHENG; THOME, 2009).

Óleos lubrificantes em geral, possuem uma temperatura de evaporação acima de 300 °C, sendo relativamente alta para evaporadores em um sistema de refrigeração. Ele é essencialmente não-volátil em condições normais de operação, o que significa que ele permanece na fase líquida, ou dissolvido no refrigerante líquido, e se for miscível, ou na forma de gotículas arrastadas na saída do evaporador (THOME, 1995).

A solubilidade entre óleo e refrigerante é baseada no equilíbrio de fase termodinâmico e miscibilidade. Boa solubilidade de um refrigerante no lubrificante beneficia a transferência de calor. Assim, seu impacto não deve ser ignorado uma vez que pode vir a degradar o desempenho e a capacidade do sistema (YOUBI-IDRISSI; BONJOUR, 2008). Entretanto, uma boa solubilidade também pode fazer

com que uma fração de lubrificante fique retida no refrigerante, aumentando a resistência térmica, e dificultando a troca de calor. Quando são imiscíveis, óleo e refrigerante devem ser tratados como substâncias independentes.

As propriedades do óleo devem ser tratadas adequadamente em um sistema uma vez que ele deve retornar do sistema ao compressor, e também por fazer parte do processo de transferência de calor em ambos os trocadores de calor. Dentro do sistema de refrigeração, o fluido de trabalho é uma mistura de óleo com refrigerante, e assim sua composição e propriedades são governadas pela miscibilidade e solubilidade, que por sua vez é dependente da pressão e temperatura. Diversos tipos de óleos minerais e sintéticos estão disponíveis e são utilizados. Cada tipo de óleo representa uma família de produtos, que podem ser misturados para atender certa viscosidade diferente. Entretanto é importante saber a sua compatibilidade com diferentes tipos de refrigerantes (Tabela 2) (HUNDY; TROTT; WELCH, 2016).

Tabela 2: Combinação de refrigerantes e óleos lubrificantes (HUNDY; TROTT; WELCH, 2016).

Lubrificante → Refrigerante ↓	Óleo Mineral (MO)	Alquil Benzeno (AB)	MO + AB	Poliéster (POE)	Polialfaolefina (PAO)	Polialquilenoglicol (PAG)
CFCs e HCFCs	✓	✓	✓	(✓)	(✓)	
HFCs e HFOs		(✓)		✓		
Hidrocarbonetos	✓	(✓)	(✓)	✓	✓	(✓)
Amônia	✓	(✓)	(✓)		✓	(✓)
Dióxido de Carbono				(✓)		(✓)

(✓) Apropriado

✓ Aplicável com limitações

Com o advento de refrigerantes HFCs, veio a necessidade de transitar do uso de óleos minerais para sintéticos a fim de assegurar a miscibilidade entre óleo e refrigerante e consequentemente ter uma circulação adequada de óleo através do sistema. Óleos sintéticos são utilizados na maioria das aplicações baseado em suas propriedades, custo e disponibilidades.

Neto e Barbosa (2013) apresentaram um método para o cálculo das propriedades termodinâmicas de uma mistura óleo-refrigerante a partir de funções residuais. No trabalho são apresentados diagramas Pressão-Entalpia, Pressão-Volume e Temperatura-Entropia, com concentrações de óleo variando entre 0,1 a 1%, apresentado na Figura 12. Foi demonstrada a influência da solubilidade da mistura para divergências dos diagramas para o refrigerante puro, reforçando a importância de uma boa solubilidade da mistura (NETO; BARBOSA JR., 2013).

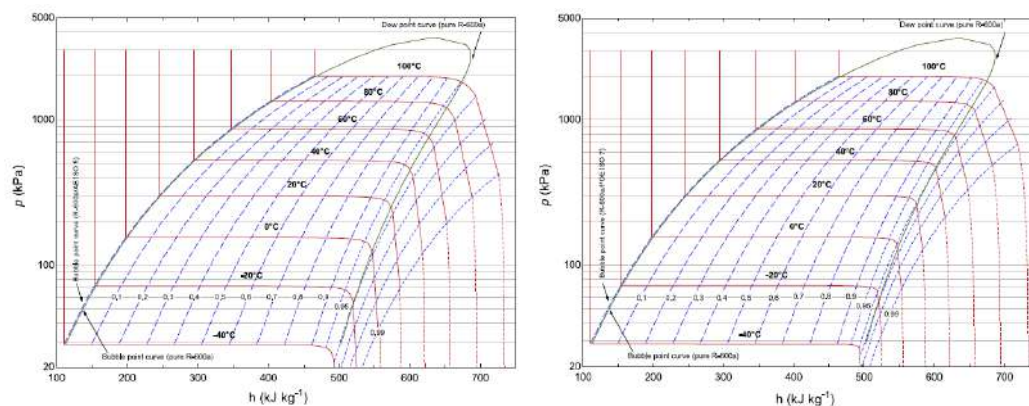


Figura 12: Diagrama P-h para uma mistura óleo-refrigerante com 1,0% de óleo. (Esquerda) R-600a/POE ISO 7. (Direita) R-600a/POE ISO 5 (NETO; BARBOSA JR., 2013).

O efeito mais notável da presença do óleo é o deslocamento da curva de saturação (ponto de orvalho) devido à presença de um componente não-volátil, indicando a presença de uma concentração de óleo na fase líquida na mistura. A curva do ponto de bolha praticamente coincide com a curva do refrigerante. O deslocamento das curvas aponta que o ponto crítico referente a mistura possa vir a se deslocar também. Este efeito ocorre devido à redução da pressão de saturação da mistura uma vez que a mistura enriquece de óleo com a evaporação do componente mais volátil. Se observa que o efeito fica menos acentuado com a temperatura, e se espera que seja mais marcante com a concentração de óleo circulando o sistema.

Duas abordagens podem ser feitas em relação à presença de óleo em uma mistura: contaminação ou termodinâmica (THOME, 1995). A primeira trata a pequena fração de óleo lubrificante na carga de refrigerante como uma partícula contaminante. Esta abordagem impede um melhor entendimento do problema, e cria barreiras para o desenvolvimento de modelos mais precisos. O uso desta abordagem não é termodinamicamente correto, uma vez que ela ignora a influência do óleo na temperatura de evaporação, calor específico, calor latente, viscosidade, densidade, condutividade térmica, etc.

Uma abordagem termodinamicamente correta trata o par refrigerante-óleo como uma mistura. Ela requer métodos que determinam a temperatura de saturação da mistura, e as mudanças de entalpia durante a evaporação ou condensação. A complexidade adicional não é muito grande, uma vez que o óleo permanece predominantemente na fase líquida (a pressão de vapor saturado de



óleos lubrificantes tende a estar  $10^{-7}$  vezes menor que para os refrigerantes) de forma que sua composição na fase vapor pode ser negligenciada (THOME, 1995).

Bandarra Filho *et al.* (2009) desenvolveram um estudo onde revisam o comportamento de misturas de óleo lubrificante e refrigerante em tubos lisos e micro aletados. É discutida a influência do óleo sob a evaporação convectiva em função diversos parâmetros, tais como: concentração do óleo, velocidade mássica, título de vapor e características geométricas. A Figura 13 mostra o efeito do óleo sob dois destes parâmetros em um evaporador utilizando o R134a em tubos horizontais, baseados nos trabalhos de Wojtan *et al.* (2005) e Quibén & Thome (2006). Observa-se que o aumento da quantidade de óleo na mistura é responsável pela degradação do efeito de transferência de calor do refrigerante, ao mesmo tempo que é responsável pelo aumento da queda de pressão no trocador de calor.

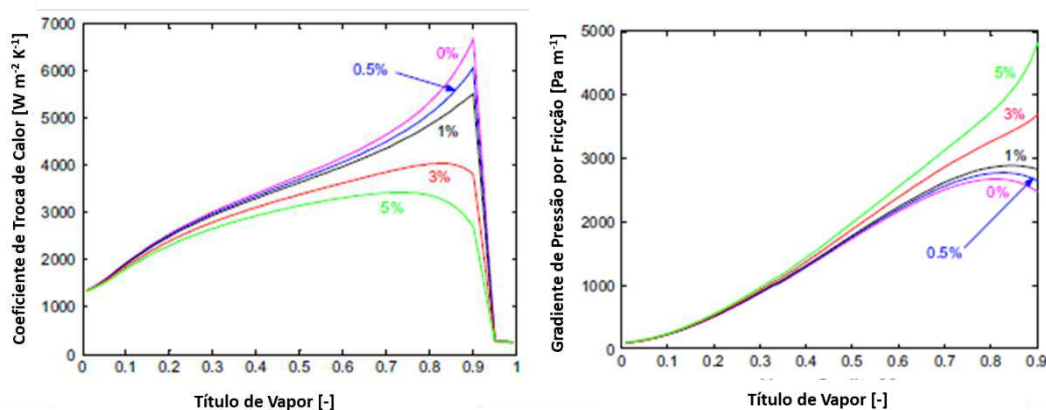


Figura 13: Efeito do óleo em no coeficiente de troca de calor de evaporação (esquerda) e gradiente de pressão da região bifásica (direita) (BANDARRA FILHO; CHENG; THOME, 2009).

A concentração de óleo possui um efeito em relação ao coeficiente de transferência de calor devido às alterações das propriedades termofísicas. Desta forma, o aumento de sua concentração é responsável por um maior decréscimo, e à medida que o título de vapor cresce, a concentração de óleo cresce também, acentuando o efeito. O mesmo comportamento é observado para queda de pressão no que concerne os dois parâmetros, uma vez que uma maior queda de pressão é indesejável. Os autores apontam a necessidade de uma melhor investigação a respeito da transferência de calor e queda de pressão de misturas miscíveis e não-miscíveis com viscosidades similares, e desenvolvimento de

experimentos capazes de melhor entender o mecanismo do óleo em um ciclo de refrigeração (BANDARRA FILHO; CHENG; THOME, 2009).

Youbi-Idrissi & Bonjour (2008) desenvolveram um modelo complexo que prevê os efeitos da viscosidade e da solubilidade da mistura. Os autores apontam que devido à questão da solubilidade entre refrigerante e óleo, os balanços de energia baseados apenas no refrigerante podem apresentar erros. O acúmulo do óleo em componentes, especialmente evaporador, são responsáveis pela alteração na vazão mássica através do ciclo. A fim de solucionar as questões em relação à solubilidade e entalpia da mistura, os autores sugerem diversas abordagens, incluindo: modelo de composição local, equações cúbicas de estado e modelo de contribuição de grupos, (YOUBI-IDRISSI; BONJOUR, 2008).

Quando a concentração de óleo lubrificante é baixa (abaixo de 3%), sua influência nos resultados é pequena. Entretanto, em maiores concentrações seu efeito é negativo por ser responsável por um grande aumento na viscosidade e resistência à transferência de massa da mistura. Estas características são associadas a uma menor transferência de calor e maior queda de pressão ao longo dos trocadores de calor (SHEN; GROLL, 2005a, 2005b). O refrigerante possui uma evaporação preferencial em relação ao óleo, de forma que para altos valores de título de vapor, a concentração de local de óleo se torna mais significativa, tornando seu arrasto mais difícil. Por outro lado, em títulos baixos, o lubrificante pode ser responsável pelo aumento da superfície molhada devido à sua alta tensão superficial, viscosidade e formação de bolha (SHEN; GROLL, 2005a).

O uso de óleo lubrificante em sistemas de refrigeração afeta a performance de troca de calor de evaporação e na queda de pressão bifásica. O óleo lubrificante que sai dos mancais e próprio cárter do compressor tipicamente entra no refrigerante como neblina, se dissolve no refrigerante líquido no condensador, e então circula até o evaporador. O efeito do óleo é mais marcante na saída do evaporador, onde sai como neblina no vapor refrigerante, mas também pode se acumular nos tubos em zonas de alto título devido à alta tensão superficial do óleo e viscosidade (YOUBI-IDRISSI et al., 2004). Como resultado, uma camada de lubrificante reside na superfície aquecida, responsável por degradar ou aprimorar o desempenho da transferência de calor (KEDZIERSKI, 2003), e também obstruindo a vazão de mistura pelo sistema. A quantidade de óleo parece ser negligenciável nestes tipos de sistema, geralmente entre 0,5 a 1,0 % em massa do total da carga de refrigerante, chegando até 3 a 5 % em casos mais severos (THOME, 1995).

Radermacher *et al.* (2006) desenvolveram um modelo para a previsão da retenção de óleo nas linhas de sucção e evaporador, o qual utilizaram o modelo da fração de vazio e validaram com dados experimentais. Os autores chegaram à conclusão de que a maior parte do óleo se concentra na parte final do evaporador, uma vez que a viscosidade local do filme líquido é maior nessa região.

Diversos estudos foram desenvolvidos para prever a retenção de óleos em sistemas de refrigeração. Jin & Hrnjak (2014) e Li & Hrnjak (2015) apresentam modelo que preveem a distribuição de óleo dentro de evaporadores de microcanais, e concluíram que apesar do aumento da concentração de óleo aprimorar a distribuição de refrigerante, ela é responsável pela deterioração da capacidade frigorífica e aumentar as quedas de pressão.

Cremaschi & Bigi (2018) desenvolveram um modelo de retenção para um evaporador de micro canais e investigaram seu efeito na transferência de calor. Os autores observaram que a maior parte do óleo retido se concentrava na região de superaquecimento ou no coletor (em inglês, *header*) do evaporador, e que as taxas de transferência de calor e queda de pressão eram penalizadas pelo aumento da presença de óleo.

No condensador, os efeitos do lubrificante são mais consistentes, uma vez que se investigou que são responsáveis por diminuir a transferência de calor do trocador e aumentar a queda de pressão. Durante a condensação a camada de óleo existe apenas na interface sólido-líquido, uma vez que o lubrificante é continuamente dissolvido pelo refrigerante condensado, e assim removido das superfícies. Em contra partida, a presença de lubrificante tende a aumentar as temperaturas de condensação da mistura, e o aumento da sua concentração acarreta degradações no coeficiente de transferência de calor devido ao aumento da viscosidade (SHEN; GROLL, 2005a).

Alonso *et al.* (2010) investigaram os efeitos da troca de calor e retenção de óleo sob condições de evaporação e condensação, para uma mistura de R134a e POE ISO 32 (3 a 5 % de massa). Foi observado que a quantidade de óleo retido é menor sob a condição de condensação do que de evaporação, uma vez que o fluxo estratificado ajuda na “limpeza” das paredes pelo refrigerante. Observou-se que o óleo é responsável por inibir a transferência de calor durante a condensação, enquanto durante a evaporação foram apresentados aprimoramentos e pioras, dependendo do trocador testado.

Lottin *et al.* (2003 a,b) demonstram um modelo de sistema de refrigeração utilizando uma mistura R410A-lubrificante, em que fica evidenciado que o efeito do óleo se torna significativo para concentrações acima de 0,5 %. É demonstrado

também os efeitos da circulação de óleo no comportamento da mistura através do sistema, indicando uma leve queda do desempenho do mesmo. Os autores fazem um estudo dos coeficientes de troca de calor dos trocadores de calor na presença de diferentes concentrações de óleo.

Wu *et al.* (2020) verificaram a retenção de óleo através de um ciclo de refrigeração para diferentes miscibilidades de óleo. Os autores encontraram um máximo de 3,9% de retenção para a carga máxima de óleo, para uma circulação de 0,88%. O estudo apontou também que a maior retenção se encontrou na linha de gás e condensador, contabilizando 63-77% para as condições do experimento.

### 2.3.Nanofluidos

Diversos métodos são continuamente desenvolvidos e empregados com o intuito de aprimorar as características de transferência de calor em sistemas de refrigeração. Tais métodos podem ser categorizados em métodos ativos – focado no componente – ou passivos – focado no fluido de trabalho. O coeficiente de performance (COP), a potência do compressor e a capacidade frigorífica são os principais parâmetros analisados quando se trata do desempenho de tais sistemas. A adição de nanopartículas a uma fluido base (método passivo), tem mostrado diversas melhoras aos sistemas de refrigeração em relação a tais parâmetros.

Nanofluidos são soluções coloidais de nanopartículas suspensas em um fluido base, cujas partículas possuem dimensões na escala nanométrica (CHOI; EASTMAN, 1995). Alguns exemplos de fluidos utilizados para a mistura são: água, etilenoglicol, refrigerante e óleo lubrificante, enquanto o material particulado possui diferentes bases: metais, óxidos metálicos, base de carbono e material cerâmico. Nanofluidos têm chamado atenção a diversos pesquisadores por apresentar diversos papéis no aprimoramento do desempenho de um sistema de refrigeração, especialmente quando são utilizados como nanorefrigerantes, nanolubrificantes ou fluido secundário (BHATTAD; SARKAR; GHOSH, 2018; HEMMAT ESFE; BAHIRAEI; MIR, 2020; YANG *et al.*, 2020). A adição da nanopartícula pode ser feita diretamente no refrigerante, ou no óleo lubrificante que se mistura com o refrigerante durante o ciclo. O conceito de dispersão das nanopartículas no lubrificante é mais popular entre pesquisadores, dado que têm apresentado uma melhor resposta (MOLANA; WANG, 2020).

Diversos estudos apontam que a adição de nanopartículas ao refrigerante ou lubrificante aprimoram a performance do sistema uma vez que se consegue

reduzir o trabalho do compressor e aumentar também a capacidade frigorífica (AHAMED; SAIDUR; MASJUKI, 2011; ALAWI; SIDIK; BERIACHE, 2015b; JWO et al., 2009; NAIR; TAILOR; PAREKH, 2016). A aplicação destes nanofluidos se estendem em diversos tipos sistemas de refrigeração: automotivos, refrigeradores e condicionadores de ar domésticos, chillers e bombas de calor (ADELEKAN et al., 2017; FEDELE et al., 2014; JWO et al., 2009; KRISHNA SABAREESH et al., 2012; LI et al., 2015; WANG; WU; WU, 2010).

Existem dois métodos – de um ou dois passos – utilizados para a síntese de nanofluidos. O método de dois passos é o mais comum, principalmente para nanorefrigerantes/nanolubrificantes (ALAWI; SIDIK; BERIACHE, 2015b). Nele o nanomaterial é sintetizado como pó seco por métodos químico-físicos, e então é misturado ao fluido formando uma mistura. A mistura é homogeneizada através de diferentes técnicas de dispersão: agitação ultrassônica, agitação por força magnética, homogeneização e mistura por cisalhamento.

As nanopartículas, frequentemente, são hidrofóbicas e não podem ser dispersas em diversos fluidos sem tratamento de superfície, dispersantes ou surfactantes (CHEN; XIE, 2010). Além disto, sem tais tratamentos, é possível que as partículas viessem a se aglomerar, criando problemas como a obstrução de canais e redução da condutividade térmica da mistura. Alguns dos métodos mais comuns de se estabilizar a suspensão são: o uso de surfactantes, controle do valor de pH, e uso de vibrações ultrassônicas (DUANGTHONGSUK; WONGWISES, 2008; HEMMAT ESFE et al., 2015). Entretanto, o uso de substâncias responsáveis por este tratamento pode alterar também as propriedades da mistura (AZMI et al., 2017b).

Os nanofluidos podem ser utilizados como fluidos secundários tanto no evaporador quanto condensador. Em sistemas de refrigeração, a resistência térmica do fluido secundário é usualmente maior do que a do fluido refrigerante, de forma que a performance do trocador de calor é sensível às características térmicas do fluido secundário. Nanofluidos por terem maior condutividade térmica, são uma opção atraente para uso nesta aplicação (VASCONCELOS et al., 2017).

### **2.3.1. Nanorefrigerantes**

Nanorefrigerante é um tipo especial de nanofluido, onde o material nanoparticulado é misturado a um refrigerante utilizado como fluido base. O uso de nanorefrigerantes ao invés de refrigerantes convencionais tem apresentado, em sistemas de refrigeração, maiores taxas de troca de calor e menor consumo

de energia proveniente do compressor. Desta forma, é possível observar um melhor desempenho do evaporador devido aos maiores fluxos de calor durante os processos de evaporação nucleada e por convecção.

O estudo destes nanofluidos envolve a análise dos fenômenos da condensação e da evaporação, uma vez que há a mudança de fase do fluido é dependente das propriedades termofísicas. É importante considerar durante estes processos (BHATTAD; SARKAR; GHOSH, 2018):

- O distúrbio causado pelas nanopartículas em condições aglomeradas diminui a espessura da camada limite, reduzindo a resistência térmica e aumentando a taxa de transferência de calor
- Nanopartículas absorvem partículas líquidas, aumentando a taxa de transferência de calor
- A tensão superficial da mistura aumenta com o material nanoparticulado, aprimorando a molhabilidade.
- A adição de nanopartícula aumenta o ponto de evaporação e diminui o ponto de congelamento da mistura.
- Aumento da troca de calor por radiação, uma vez que a adição de nanopartículas é responsável pelo aumento área superficial para a troca.

Devido à desvantagem dos refrigerantes convencionais quanto à inflamabilidade, toxicidade e GWP, o uso de nanorefrigerantes tem recebido atenção para aplicação em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar, com o intuito de contornar os atributos negativos dos fluidos convencionais. A literatura tem mostrado que o uso de nanorefrigerantes diminui o consumo de energia devido aos menores trabalhos requisitados do compressor. O melhor desempenho dos sistemas é resposta do aprimoramento do coeficiente de troca de calor, COP e capacidade frigorífica, e menores irreversibilidades. Nanorefrigerante também apresenta um melhor fluxo de calor durante ambas as ebulições convectivas e de piscina. Diversas pesquisas são realizadas com o objetivo de analisar e aprimorar sistemas de compressão de vapor pelo uso dos novos nanofluidos (ALAWI; SIDIK; BERIACHE, 2015c; ALAWI; SIDIK; MOHAMMED, 2014; CELEN et al., 2014; NAIR; TAILOR; PAREKH, 2016; PATIL et al., 2016; REDHWAN et al., 2016; SAIDUR et al., 2011; TIWARI; GHOSH; SARKAR, 2015).

Diversos estudos desenvolvidos no campo de nanofluidos são voltados principalmente nas áreas de transferência de calor, evaporação e convecção e fator de atrito. Uma revisão extensa por Esfe et al. (2019) descreve a aplicação de diferentes nanofluidos com o foco na aplicação de diferentes trocadores de calor: placa, tubo duplo, casco tubo, compactos, etc, e também o uso de diferentes nanofluidos: convencionais, híbridos e orgânicos (HEMMAT ESFE; KIANNEJAD

AMIRI; BAHIRAEI, 2019). Os autores apontam a necessidade de correlações precisas para a predição do coeficiente de troca de calor e queda de pressão para o uso de nanofluido em trocadores de calor. A incrustação pode vir a ter efeitos significantes na caracterização do trocador de calor devido à deposição de nanopartículas nas superfícies. Este fato aponta a necessidade do desenvolvimento de aditivos e técnicas de suspensão de partículas para a mistura refrigerante-lubrificante. Outros dois grandes problemas na aplicação de nanofluidos é a sua degradação e a agregação de partículas durante os processos de evaporação e condensação (LIN et al., 2017).

### 2.3.2. Nanolubrificantes

A adição de nanopartícula ao lubrificante (nanolubrificante) tem mostrado uma melhora no desempenho do sistema devido à melhora das características tribológicas da mistura (lubrificação, propriedade anti-desgaste e melhor operação sob maiores pressões) beneficiando o compressor (AZMI et al., 2017b; PICO et al., 2019). Nanolubrificantes quando comparados com suspensões convencionais, também apresentam uma melhor estabilidade de dispersão de partículas e reduz a aglomeração das mesmas, e diminui o trabalho do compressor para uma mesma taxa de transferência de calor (AZMI et al., 2017b).

Kedzierski & Gong (2009) investigaram a influência de nanopartículas de adicionadas a um óleo POE e então misturados ao R134a. Os autores observaram um aumento da transferência de calor por evaporação de piscina pela a adição de nanopartículas, mas o aumento da fração mássica de óleo tende diminuir este efeito. Este efeito seria parcialmente uma resposta do aprimoramento da condutividade térmica da mistura. O óleo lubrificante quando misturado ao fluido refrigerante, aumenta a tensão superficial da mistura, responsável pela deterioração do desempenho de transferência de calor. A adição de nanopartículas pode vir a compensar este efeito pelas melhores características térmicas (KEDZIERSKI, 2012; PENG et al., 2010).

A mistura de lubrificantes com nanopartículas de carbono tem apresentado uma redução da fricção das superfícies de contato e aumentado as propriedades anti-desgaste de compressores scroll (AHAMED; SAIDUR; MASJUKI, 2011). Saidur *et al.* (2011) realizaram uma análise exergética de um sistema de compressão de vapor e mostrou uma redução de perdas energéticas quando o sistema operava com nanolubrificantes ao invés de lubrificantes convencionais.

Isto se dá devido a uma melhor dissipação térmica, menos desgaste e melhor lubrificação devido ao uso dos nanolubrificantes.

Não existe uma unanimidade quanto ao impacto das nanopartículas se trata das propriedades de solubilidade e miscibilidade. Bi et al. (2008) apontam uma melhor solubilidade entre a mistura de R134a e óleo mineral devido à adição de nanopartículas. Os resultados de seu experimento demonstraram um maior retorno do óleo ao compressor, além do melhor desempenho do refrigerador. No entanto, Bobbo et al. (2010) investigaram que as nanopartículas não possuem um significativo impacto nas propriedades termodinâmicas e na solubilidade indicando uma independência das propriedades do óleo quanto à adição de nanopartículas. Cremaschi *et al.* (2014) investigaram uma mistura de R410A/POE e verificaram uma menor solubilidade do nanolubrificante em comparação ao refrigerante, mas a nanopartícula não possuía impacto sob essa resposta. Os autores também apontam a importância do uso de surfactantes para prevenir a aglomeração e sedimentação de nanopartículas. Entretanto, o uso de surfactante é responsável pela alteração das propriedades termofísicas da mistura.

### **2.3.3. Impacto nas propriedades termofísicas**

A adição de nanopartículas a um fluido base é responsável por modificar suas propriedades termofísicas. Dentre estas propriedades, a condutividade térmica e a viscosidade são as que possuem maior impacto no comportamento da troca de calor, uma vez que ambas possuem seu valor incrementado.

#### **2.3.3.1. Condutividade térmica**

Uma vez que a razão de área por volume da nanopartícula é maior em comparação a micropartículas, a condutividade térmica dos nanofluidos é superior à de microfluidos e fluidos puros. Assim, os nanofluidos apresentam um valor superior de tal propriedade quando comparados com seu respectivo fluido base. Diversos são os fatores que influenciam a condutividade térmica, sendo os principais: temperatura de operação, concentração, tamanho e formato da nanopartícula (AHMADI et al., 2018).

Na literatura, o aprimoramento efetivo da condutividade térmica é medido como a razão entre a condutividade entre o nanofluido e o fluido base. Existem diversos modelos que tentam prever tal propriedade, sendo possível identificar uma vasta diferença entre eles, de forma que ficam limitados a específicas



aplicações (ALAWI et al., 2018). Estes modelos são baseados no modelo desenvolvido por Maxwell, e estudam principalmente o efeito da temperatura, concentração e natureza da nanopartícula, e o movimento Browniano.

Tanto o tamanho da nanopartícula quanto a temperatura influenciam na colisão das nanopartículas, o que vem a ser um fator efetivo na condutividade térmica dos nanofluidos. Diversos estudos apontam que para menores dimensões e maiores concentrações da nanopartícula, maior é o efeito da mesma sob o nanofluido quando se tem a condutividade térmica em perspectiva. (AHMADI et al., 2018; ALAWI et al., 2018).

Embora valores experimentais sejam diferentes para nanofluidos da mesma espécie, é possível ver que geralmente o aprimoramento da condutividade térmica é proveniente da partícula. Para uma mesma carga de nanopartícula, os nanofluidos se beneficiam daquelas que possuem uma maior condutividade térmica. Em certas aplicações específicas poderiam ser equivocadas, uma vez que a propriedade é afetada por fatores na escala microscópica, tais como: movimento Browniano, agregação de partícula, “*interfacial nanolayer*” e resistência térmica entre o material nanoparticulado (YANG et al., 2017).

O efeito da concentração da nanopartícula é um outro parâmetro vastamente pesquisado. Na literatura, diversos trabalhos contrastam em diferentes tipos de materiais para investigar a influência da concentração. Em geral, uma pequena quantidade de nanopartículas bem dispersa, traz consideráveis contribuições para o incremento da condutividade térmica do nanofluido. Grande parte de resultados experimentais indicam que tal propriedade cresce quase que linearmente com o aumento da concentração, com algumas exceções em concentrações altas (RAJA et al., 2016; YANG et al., 2017).

A temperatura afeta a condutividade térmica através do movimento Browniano e efeito de agrupamento (em inglês, *clustering effect*) onde estes possuem efeitos positivos e negativos, respectivamente. A maioria dos resultados apresentam efeitos positivos de sua influência. Os diferentes efeitos da temperatura são devido aos complexos e imprevisíveis papéis dela sob o movimento Browniano das partículas, estabilidade de dispersão sob o nanofluido e agrupamento de partícula (RAJA et al., 2016; YANG et al., 2017).

O tamanho da partícula é um fator dominante sob a condutividade térmica do nanofluido, onde a propriedade demonstra um efeito decrescente com o aumento do tamanho da partícula. Menores dimensões contribuem para um movimento Browniano mais intenso e maiores efeitos da superfície disponível para troca de calor (ALAWI et al., 2018; AMBREEN; KIM, 2020; YANG et al., 2017).

Outro aspecto interessante a ser analisado da nanopartícula é a sua natureza, uma vez que certos materiais possuem uma condutividade térmica maior do que outros. A Figura 14 apresenta o valor para diferentes nanopartículas tipicamente estudadas, assim como fluidos base (MASHALI et al., 2019).

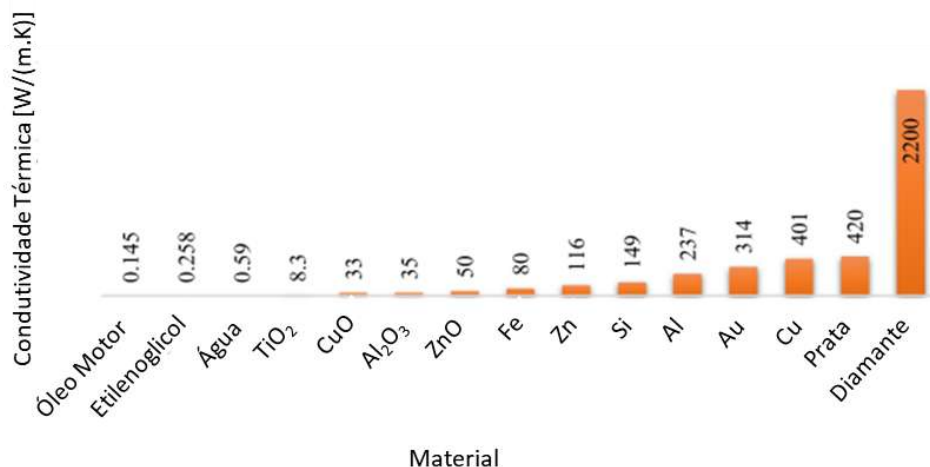


Figura 14: Valores de condutividade térmica para diferentes nanopartículas e fluidos base à 25 °C (MASHALI et al., 2019).

### 2.3.3.2. Viscosidade dinâmica

Modelos clássicos não conseguem prever com precisão a viscosidade do nanofluido, de forma que diversas correlações empíricas são propostas por ajuste de curva, e utilizadas apenas para o nanofluido em questão. Diversos autores apontam para a disparidade e a inconsistência de resultados encontrados para mesmos nanofluidos, que podem ser resultados da pureza da partícula, do método de preparo da amostra, dos instrumentos de preparação da suspensão, etc. (KHODADADI et al., 2018; MURSHED; ESTELLÉ, 2017).

É importante estudar a reologia de um nanofluido a fim de identificar a natureza do fluxo e o efeito da queda de pressão através do sistema. Estudos nesta área revelaram que podem haver dois tipos de comportamento: Newtoniano e não-newtoniano (AHMADI NADOOSHAN; ESHGARF; AFRAND, 2018; MURSHED; ESTELLÉ, 2017). A maioria dos nanofluidos contendo uma concentração pequena de nanopartículas ou operando sob pequenas taxas de cisalhamento tendem a demonstrar um comportamento Newtoniano. Por outro lado, quando as condições são contrárias, ele apresenta um comportamento não-newtoniano (SHARMA; TIWARI; DIXIT, 2016).

Grande parte dos estudos voltados para a viscosidade de um nanofluido indicam que o aumento da concentração de nanopartículas é responsável pelo aumento da propriedade, como se observa na Figura 15. Outro efeito bastante investigado neste campo é o da temperatura, em que efeitos positivos e negativos são reportados na literatura. Ou seja, se observa tanto o aumento quanto a diminuição da viscosidade com o crescimento da temperatura (KHODADADI et al., 2018; MURSHED; ESTELLÉ, 2017; RAJA et al., 2016).

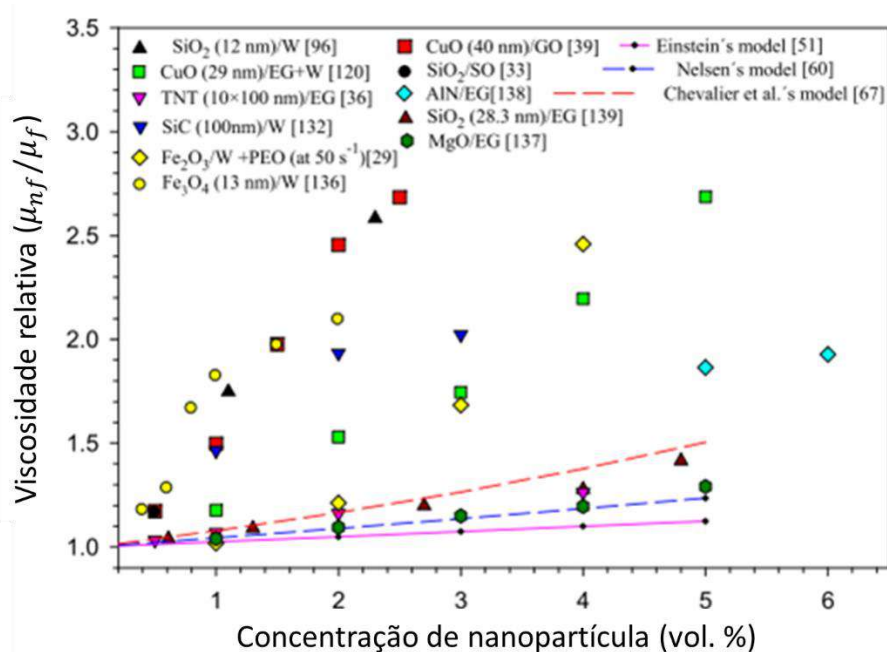


Figura 15: Viscosidade relativa entre o nanofluido e o fluido base em função da concentração de nanopartículas (MURSHED; ESTELLÉ, 2017).

A Figura 15 evidencia que a adição de diversas nanopartículas não-metálicas em diferentes fluidos base é responsável pelo acréscimo da viscosidade do nanofluido. Esse comportamento é observado tanto para os resultados experimentais, quanto para os modelos numéricos.

## 2.4. Necessidade do estudo

Observa-se uma necessidade de investigação da influência de um nanolubrificante nos parâmetros de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. O modelo preditivo verifica a influência do nanolubrificante, no que diz respeito às propriedades termofísicas (densidade, viscosidade e condutividade térmica), em diversos parâmetros do ciclo. Calcula-se o coeficiente de troca de

calor da mistura e temperatura de saída de cada trocador, a capacidade frigorífica e COP do sistema, e as eficiências relacionadas ao compressor. O modelo preditivo se baseia no modelo Simplex modificado, que permite sempre encontrar a convergência das respostas desejadas, assim como verificar também um grau de subresfriamento do sistema.

Desta forma o estudo pretende conseguir uma leitura mais clara de como o efeito de um óleo lubrificante POE e das nanopartículas de diamante a uma mistura com refrigerante R410A. Para isto, considera-se que o óleo permanece na fase líquida durante todos os processos envolvidos, e que as nanopartículas estão inteiramente diluídas no óleo, embora na prática seja improvável. As nanopartículas podem se aderir às superfícies dos componentes, assim como também se depositarem junto do óleo através dos trocadores de calor.

### 3. Modelo Matemático

Neste capítulo são descritos de forma detalhada os fundamentos teóricos aplicados na modelagem de um sistema de refrigeração e a análise das propriedades termofísicas, termodinâmicas e de transporte de uma mistura refrigerante-nanolubrificante. A mistura considerada neste trabalho é o par de refrigerante R410A e lubrificante POE Ultra 32-3MAF embebido por nanopartículas de diamante (PICO; BANDARRA FILHO, 2018). Para o cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura, é aplicado a teoria de funções residuais junto do uso de equações de estado. Antes, é necessário investigar os parâmetros críticos do óleo. Para isto, é utilizado o método de contribuição de grupos (CONSTANTINO; GANI, 1994; CONSTANTINO; GANI; O'CONNELL, 1995) para encontrar os parâmetros do óleo puro. Em seguida, os procedimentos propostos em Artemenko & Mazur (2015), Carvalho et al. (2020) e Nikitin & Mazur (2012) baseados na teoria dos estados correspondentes são usados a fim de avaliar a influência da adição de nanopartículas nos parâmetros críticos de uma substância pura (ARTEMENKO; MAZUR, 2015; CARVALHO et al., 2020; NIKITIN; MAZUR, 2012). Será descrito também, os modelos que simulam os componentes de um ciclo de refrigeração.

#### 3.1. Propriedades termodinâmicas de misturas

##### 3.1.1. Propriedades residuais

Por definição, uma propriedade residual é a diferença entre o estado atual e de gás ideal nas mesmas temperatura e pressão:

$$M^r = M - M^{ig} \quad (1)$$

onde  $M$  representa qualquer propriedade termodinâmica extensiva: volume, energia interna, entalpia, entropia ou energia livre de Gibbs.

De uma perspectiva prática, esta equação divide o cálculo das propriedades em duas partes: primeiro o cálculo da propriedade no estado de gás ideal ( $ig$ ), e depois o cálculo da propriedade residual ( $r$ ) que possui a natureza de correção dos valores do gás-ideal.

Para calcular as propriedades termodinâmicas, é necessário apenas saber os estados iniciais (*i*) e finais (*f*), sem a dependência do caminho percorrido pelo processo. Assim, essa variação é dada da seguinte forma: cálculo da propriedade residual do estado final e inicial, e também a diferença entre o estado final e inicial do domínio do gás ideal, esquematizado na Figura 16 (ELLIOT; LIRA, 2012; RIBEIRO; JUNIOR, 2015):

$$M_f - M_i = (M_f - M_f^{ig}) + (M_f^{ig} - M_i^{ig}) - (M_i - M_i^{ig}) \quad (2)$$

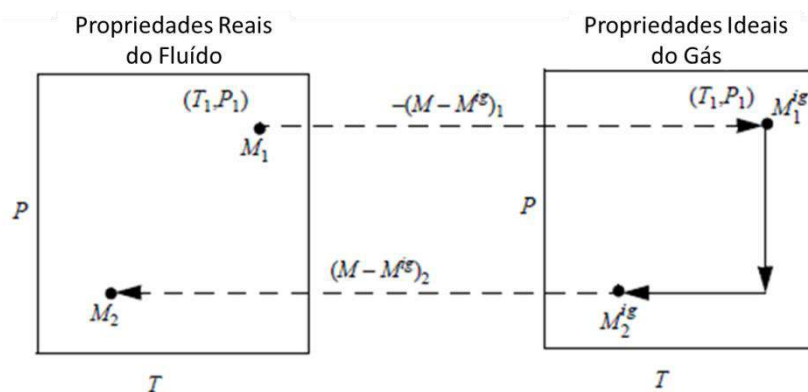


Figura 16: Esquematização para o cálculo das propriedades termodinâmicas através das propriedades residuais (ELLIOT; LIRA, 2012).

As equações de estado podem ser utilizadas para o cálculo da entalpia e entropia específicas residuais de uma substância (KLEIN; NELLIS, 2012):

$$h_r = (h - h_{id}) = R_u T (1 - Z) + \left( \frac{a - T \frac{da}{dT}}{2\sqrt{2}b} \right) \ln \left( \frac{Z + 2.414b}{Z - 0.414b} \right) \quad (3)$$

$$s_r = (s - s_{id}) = -R_u \ln(Z - b) - \frac{1}{2\sqrt{2}b} \frac{da}{dT} \ln \left( \frac{Z + 2.414b}{Z - 0.414b} \right) \quad (4)$$

onde é *h* a entalpia em kJ/kg, *R* é a constante universal dos gases em kJ/(kg.K), *T* é a temperatura em Kelvin, *Z* é o fator de compressibilidade, *a* e *b* são constantes da Equação de Estado, e *s* é a entropia em kJ/(kg.K).

Uma vez encontrada as propriedades termodinâmicas residuais, é preciso escolher um estado de referência para poder se calcular enfim as propriedades termodinâmicas para determinado par de temperatura e pressão (ELLIOT; LIRA, 2012):

$$h = (h - h_{id})_{T,P} + \int_{T_r}^T c_p dT - (h - h_{id})_r + h_r \quad (5)$$

$$s = (s - s_{id})_{T,P} + \int_{T_r}^T \frac{c_p}{T} dT - (s - s_{id})_r + s_r - R \ln \frac{P}{P_r} \quad (6)$$

onde  $P$  é a pressão em kPa, e  $c_p$  é o calor específico em kJ/(kg.K).

O primeiro e terceiro termos do lado direito das Eqs. (5-6) são calculados utilizando a equação de estado para um par temperatura-pressão desejado e o par determinado pelo estado de referência, respectivamente. O quarto termo é substituído pelos valores determinados pelo estado de referência. O segundo termo se refere a uma integral da curva do calor específico a pressão constante do fluido cujo limites são a temperatura determinada pelo estado de referência e a utilizada para o cálculo. Os dados alusivos à curva de calor específico do refrigerante foram retirados do REFPROP (E. W. LEMMON, I. H. BELL, M. L. HUBER, 2010), enquanto que a do óleo foi calculada através do método de contribuição de grupos (CONSTANTINO; GANI, 1994; CONSTANTINO; GANI; O'CONNELL, 1995). A integração das curvas foi feita a partir do método de somas de trapézios.

### 3.1.2. Regra de mistura

Uma alternativa para estimar as relações P-v-T dos gases em misturas é a utilização das regras de misturas desenvolvidas pelas equações de estado de RKS e PR. Ambas as equações são dependentes da determinação dos parâmetros  $a$  e  $b$ . Soave propôs a seguinte regra de mistura para a determinação dos coeficientes:

$$a = \left( \sum_{i=1}^C y_i \sqrt{a_i} \right)^2 \quad (7)$$

$$b = \sum_{i=1}^C y_i b_i \quad (8)$$

$y$  é a fração molecular e  $C$  a quantidade de componentes da mistura.

Peng e Robinson desenvolveram a regra da mistura alterando a determinação do parâmetro  $a$  e mantendo a determinação do parâmetro  $b$ . Assim, o novo parâmetro é calculado da seguinte forma:

$$a = \sum_{i=1}^c \sum_{j=1}^c y_i y_j a_{ij} \quad (9)$$

$$a_{ij} = (1 - k_{ij}) \sqrt{a_i} \sqrt{a_j} \quad (10)$$

$k_{ij}$  é um parâmetro de mistura binária cujo valor é nulo caso  $i = j$ . Caso este parâmetro não seja conhecido para um conjunto de componentes, ele pode ser estimado (POLING; PRAUSNITZ; O'CONNELL, 2001):

$$k_{ij} = 1 - \left[ \frac{2(v_{c,i} v_{c,j})^{\frac{1}{6}}}{\left( v_{c,i}^{\frac{1}{3}} + v_{c,j}^{\frac{1}{3}} \right)} \right]^3 \quad (11)$$

Onde  $v$  é o volume específico.

## 3.2. Propriedades termofísicas e termodinâmicas

### 3.2.1. Propriedades termofísicas de uma mistura

Para obter as propriedades termofísicas da mistura, utilizaram-se correlações empíricas aplicadas a trabalhos encontrados na literatura (RIBEIRO; JUNIOR, 2015). Conde (1996) sugere em seu trabalho o emprego da correlação revisada por Schroeder (1986) para o cálculo da viscosidade dinâmica, conhecida como a lei de mistura semilogarítmica, e o uso da equação de Filippov para a condutividade térmica, ambos para misturas:

$$\mu_{mix} = e^{[(1-x) \ln(\mu_o) + x \ln(\mu_r)]} \quad (12)$$

$$k_{mix} = x k_r + (1 - x) k_o - 0,72(1 - x)x(k_o - k_r) \quad (13)$$

onde  $\mu$  é a viscosidade dinâmica em mPa.s,  $x$  é a fração mássica, e  $k$  é a condutividade térmica em kW/(m.K).

O calor específico e densidade da mistura é dado pela proporcionalidade entre os calores específicos de seus constituintes (lei de diluição):

$$c_{p_{mix}} = x c_{p_r} + (1 - x) c_{p_o} \quad (14)$$

$$\rho_{mix} = x \rho_r + (1 - x) \rho_o \quad (15)$$

onde  $\rho$  é a densidade em kg/m<sup>3</sup>, e os subscritos  $o$ ,  $r$  e  $mix$ , denotam óleo, refrigerante e mistura.



### 3.2.2. Parâmetros críticos

#### 3.2.2.1. Fluido Puro

Uma vez que se deseja trabalhar com equações de estado, é preciso conhecer os parâmetros críticos das substâncias a serem analisadas. Quando se trata de refrigerante, estes dados podem ser facilmente encontrados na literatura (E. W. LEMMON, I. H. BELL, M. L. HUBER, 2010). Por outro lado, para o óleo lubrificante não há muita informação disponível uma vez que não é usual realizarem-se operações sob condições críticas.

O método de contribuição de grupos (CONSTANTINO; GANI, 1994; CONSTANTINO; GANI; O'CONNELL, 1995) é empregado a fim de se obter dados a respeito dos parâmetros críticos do óleo, seu calor específico e fator acêntrico. Para utilizar este método é necessário conhecer a composição química exata da substância analisada. Porém nem sempre estes dados estão disponíveis, uma vez que dificilmente são divulgadas pelos fabricantes. A partir de dados referentes à massa molar e densidade para óleos POE ISO 32 da literatura (HUBER; LEMMON; FRIEND, 2002), mostrados na Figura 17, estimou-se a massa molar do óleo lubrificante utilizado neste trabalho, a partir da sua densidade a 15,6 °C:

$$MW_{o,POEISO32} = 0,0168\rho^2 - 36,726\rho + 20431 \quad R^2 = 0,9991 \quad (16)$$

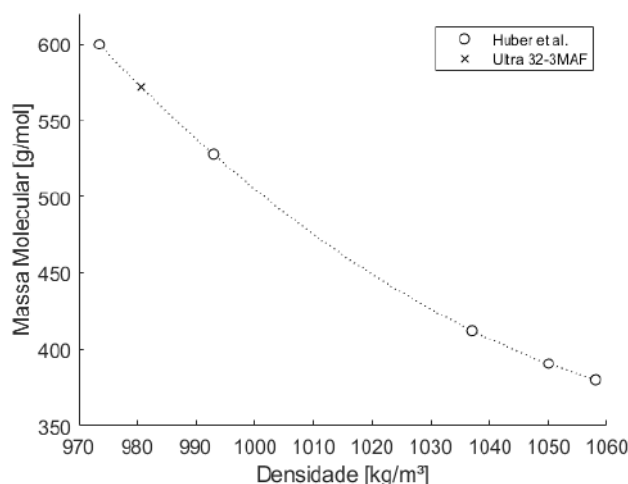


Figura 17: Relação entre a densidade e massa molar para óleos lubrificantes POE ISO 32.

$MW$  é a massa molecular em g/mol.

A partir da massa molar do óleo, é possível estimar a quantidade de moléculas de oxigênio, carbono e hidrogênio que compõe a substância. As seguintes relações foram observadas para estimar a quantidade de átomos de oxigênio, carbono e hidrogênio na cadeia molecular de óleos lubrificantes (HUBER; LEMMON; FRIEND, 2002):

$$N_H = 2N_C - 6 \quad (19)$$

A partir destas relações, foi possível encontrar uma quantidade de 32 átomos de carbono, 8 de oxigênio e 58 de hidrogênio. Seguindo o modelo de Bobbo et al. (2006), conseguiu-se estimar os grupos que compõem o óleo lubrificante em questão, indicados na Tabela 3.

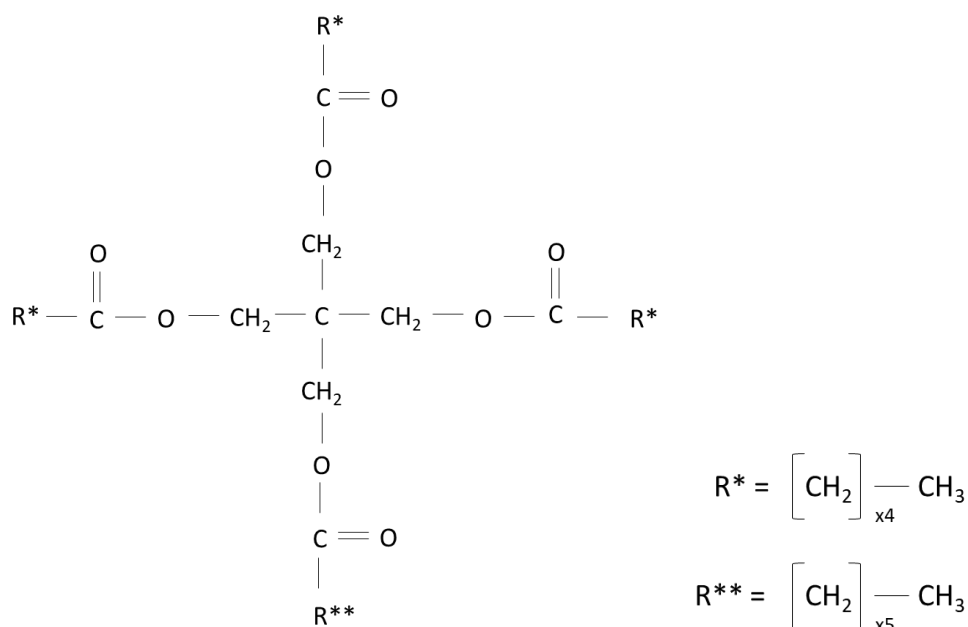


Figura 18: Configuração molecular do óleo POE considerado.

Bobbo *et al.* (2006) descrevem em seu trabalho a estrutura química de seis óleos POE, que são esteres que tem um núcleo de pentaeritritol e grupos alquilos que dependem dos ácidos carboxílicos (R) usados na esterificação, segundo a Figura 18.

Tabela 3: Grupos contidos na composição química do óleo.

Grupo	Quantidade
C	1
CH <sub>2</sub>	23
CH <sub>3</sub>	4
COO	4

O método da contribuição de grupos proposto por Constantinou & Gani (1994) e Constantinou *et al.* (1995), estima a contribuição de cada grupo químico para o cálculo de uma determinada propriedade. Como mencionado, deseja-se encontrar neste trabalho os parâmetros críticos, fator acêntrico e calor específico.

Uma vez que não há dados referentes ao fator acêntrico e calor específico para o grupo COO, foi feita uma aproximação de um novo arranjo para a substância, de forma que os novos grupos estariam descritos na Tabela 4, apenas para os cálculos destas propriedades.

Tabela 4: Nova distribuição de grupos.

Grupo	Quantidade
C	1
CH <sub>2</sub>	15
CH <sub>3</sub>	4
CH <sub>2</sub> O	8

Os dados do refrigerante R410A foram retirados do programa REFPROP Lemmon *et al.* (2010)(E. W. LEMMON, I. H. BELL, M. L. HUBER, 2010). Os resultados para os parâmetros críticos e fator acêntrico são apresentados na Tabela 5, enquanto o calor específico do óleo é uma função que varia com a temperatura.

Tabela 5: Parâmetros críticos para o refrigerante R410A e óleo lubrificante Ultra 32-3MAF

Fluido	Temperatura [K]	Pressão [MPa]	Volume Específico [m³/kg]	Fator acêntrico [-]
R410A	344,49	4,901	0,002045	0,296
Ultra 32-3MAF	895,48	0,615	0,003362	1,729

### 3.2.2.2. Nanofluidos

A adição de nanopartículas em um fluido convencional altera o comportamento de fase da mistura, resultando em uma mudança do ponto crítico. Essa mudança do equilíbrio ocorre devido à redistribuição das interações intermoleculares entre o fluido e o material nanoestruturado.

Com o intuito de estudar as propriedades críticas de um nanofluido, foram encontrado na literatura modelos que tratam das propriedades críticas em um nanofluido (ARTEMENKO; MAZUR, 2015; CARVALHO et al., 2020; NIKITIN; MAZUR, 2012). Estes modelos assumem que em baixas concentrações de nanopartículas, o fluido base e o nanofluido possuem o mesmo comportamento na vizinhança do ponto crítico. Esse conceito é chamado de isomorfismo ou de conceito de estados correspondentes.

Baseado no princípio do isomorfismo, as Eq. (69-71) são validas tanto para o fluido base quanto para o nanofluido na região crítica (nas proximidades do ponto crítico). O princípio do isomorfismo permite formular condições para a expressão do campo teórico, a partir de variáveis do campo físico (NIKITIN; MAZUR, 2012). Em álgebra, o isomorfismo é o princípio no qual uma função bijetora preserva a operação entre dois elementos de um mesmo grupo. Em outras palavras, seria possível calcular as propriedades termodinâmicas do nanofluido a partir dos dados do fluido base, e vice-versa.

Assim, ambos o fluido base e nanofluido possuem o mesmo fator de compressibilidade:

$$Z = \frac{PV}{RT} = f\left(\frac{\rho_{c_{nf}}}{\rho}, \frac{T}{T_{c_{nf}}}\right) \quad (20)$$

A densidade do nanofluido é calculada pelo princípio de conservação de massa:

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{rf} + \phi\rho_{np} \quad (21)$$

$\phi$  é a concentração de nanopartículas.

Os parâmetros críticos dos nanofluido são investigados a partir de uma equação de lei de potência, descrita por:

$$\frac{\rho}{\rho_c} - 1 = N_1 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{\beta_1} \quad (22)$$

$$\frac{\rho}{\rho_c} - 1 = N_1 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right) \pm N_2 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{\beta_1} \quad (23)$$

$$\frac{\rho}{\rho_c} - 1 = N_1 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right) \pm N_2 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{\beta_1} \pm N_3 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{\beta_2} \quad (24)$$

$N$  e  $\beta$  são os fatores de escala.

Os modelos, sugeridos nas Eqs. (22-24), são validados através da comparação com os resultados encontrados pelos autores que propuseram o método, através de ambas as equações de saturação, tanto líquido quanto vapor. Nikitin et al. (NIKITIN; MAZUR, 2012) propôs a Eq. (22) e simulou a variação dos parâmetros críticos do R717, R744 e R600a embebidos com CNT com concentrações em volume de 1 a 5%. Artemenko et al. (ARTEMENKO; MAZUR, 2015), Eq. (23), modelou apenas o R744 com diferentes nanopartículas: CNT, C<sub>60</sub>, graphene, SiO<sub>2</sub>, TiO<sub>2</sub>, ZnO e CuO, com concentrações em volume de 1 a 5%. A última Eq. (24) foi proposta com o intuito de se verificar a influência de um parâmetro a mais na Eq. (23), avaliando o R744, R410A, R134a e R1234ze embebidos de nanopartículas de CNT, diamante e ZnO. É importante destacar que os resultados diferem com os dos autores principalmente pela consideração da região crítica, que no presente trabalho foi considerada ser quatro graus abaixo do ponto crítico.

Utilizam-se as propriedades P-p-T na vizinhança do ponto crítico do fluido base para a realização dos cálculos. Os fatores de escala são calculados utilizando as linhas de saturação p-T do fluido base a partir da função de mínimos quadrados. Assumindo que os mesmos fatores podem ser aplicados ao nanofluido (isomorfismo), eles são utilizados para estimar as propriedades críticas para diferentes concentrações de nanopartículas. A variação dos parâmetros críticos é descrita pela diferença entre os parâmetros do fluido base e nanofluido, Eqs. (25-26):

$$T_{nf,c} = T_{rf,c} + \Delta T_c \quad (25)$$

$$\rho_{nf,c} = \rho_{rf,c} + \Delta \rho_c \quad (26)$$

Os subscritos  $nf$  e  $rf$  significam nanofluido e fluido de referência, respectivamente.

A avaliação dos modelos foi realizada a partir do coeficiente de determinação,  $R^2$ , entre a equação proposta e os dados retirados do REFPROP (E. W. LEMMON, I. H. BELL, M. L. HUBER, 2010). O modelo se baseou em duas abordagens distintas, chamadas Fluido para Nanofluido (F-N) e Nanofluido para Fluido (N-F), como mostrado na Figura 19. O primeiro consiste na avaliação do novo ponto crítico a partir dos dados do fluido base, enquanto a outra abordagem tenta recuperar os dados do fluido base original a partir dos dados do nanofluido. A avaliação do modelo, referente aos coeficientes de determinação  $R^2$ , é investigado em (CARVALHO et al., 2020).

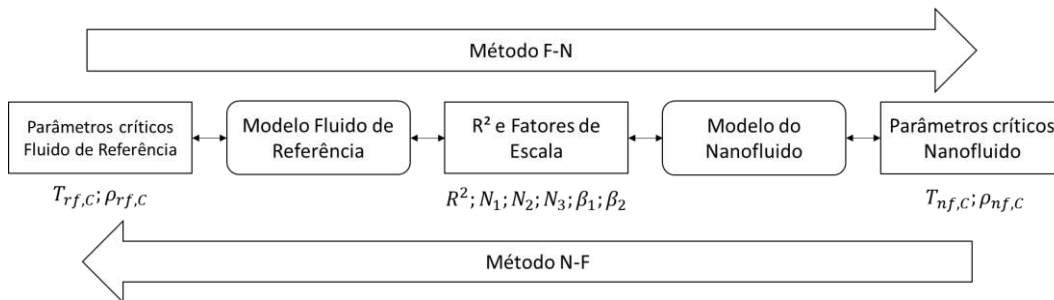


Figura 19: Procedimento para a avaliação da variação dos parâmetros críticos em um fluido puro e nanofluido.

As informações referentes à pressão crítica são recuperadas relacionando o fator de compressibilidade, densidade e temperatura crítica:

$$Z = \frac{PV}{RT} \rightarrow \frac{P_{c,fb} V_{c,fb}}{R_{fb} T_{c,fb}} = \frac{P_{c,nf} V_{c,nf}}{R_{nf} T_{c,nf}} \quad (27)$$

$$P_{cnf} = P_{c,fb} \frac{R_{nf} T_{c,nf} \rho_{c,nf}}{R_{fb} T_{c,fb} \rho_{c,fb}} \quad (28)$$

### 3.3.Ciclo de Refrigeração

A Figura 20 apresenta os componentes envolvidos no ciclo de refrigeração, e os divide de acordo com as zonas presentes:

- Evaporação – ev (região bifásica do evaporador)
- Superaquecimento – sa (região monofásica do evaporador)
- Compressão do fluido refrigerante - cp (compressor)
- Desuperaquecimento - da (região monofásica do condensador)
- Condensação - cd (região bifásica do condensador)
- Subresfriamento - sr (região monofásica do condensador)

- Expansão do fluido refrigerante - ve (válvula de expansão)

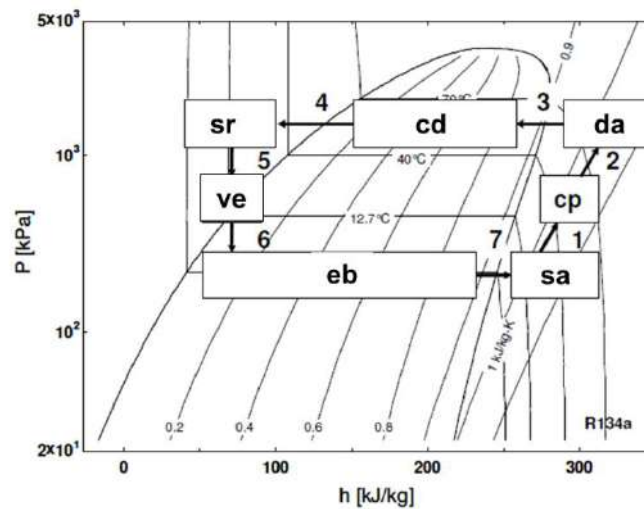


Figura 20: Processo envolvidos em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor (PARISE, 2010).

O COP é um parâmetro utilizado para descrever o desempenho de um sistema de refrigeração, ditado pela razão entre a capacidade frigorífica do evaporador e a potência de operação do compressor, será utilizado para a análise do ciclo de refrigeração:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}} \quad (29)$$

### 3.3.1. Componentes

Para modelar o ciclo de refrigeração neste presente trabalho, aplicou-se o método de fronteiras móveis, fazendo uma análise através das efetividades dos trocadores de calor (método da efetividade-NUT). Os trocadores de calor possuem a configuração contracorrente e são separados por zonas conforme seu estado termodinâmico, onde cada uma das regiões possui sua área de troca de calor, coeficiente de troca de calor, efetividade e taxa de transferência de calor.

#### 3.3.1.1. Evaporador

A Figura 21 apresenta um esquema do modelo do evaporador, onde é separado em duas zonas com as respectivas distribuições de temperatura, onde o lado azul corresponde ao refrigerante, e o vermelho à água. A primeira zona é a de evaporação que contém uma mistura de líquido e vapor, onde a temperatura

do fluido refrigerante não se altera. A segunda zona, superaquecimento, possui apenas vapor superaquecido do lado do refrigerante.

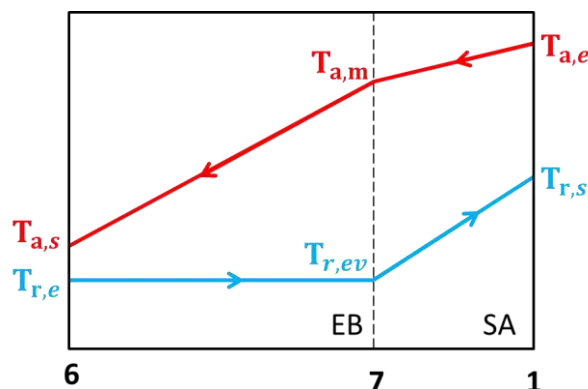


Figura 21: Distribuição de temperatura ao longo do evaporador de acordo com as zonas.

São aplicados os balanços de energia e massa entre ambos os fluidos, refrigerante e água, para cada uma das zonas. Após o cálculo das taxas de transferência de calor, efetividade e área, é preciso verificar se a soma das áreas das zonas é igual à área total efetiva da placa:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_r(h_{ev} - h_{r,e}) \quad (30)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_a c_{p_a}(T_{a,s} - T_{a,m}) \quad (31)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \epsilon_{eb} \dot{C}_{min}(T_{a,m} - T_{r,e}) \quad (32)$$

$$\dot{Q}_{sa} = \dot{m}_a c_{p_a}(T_{a,m} - T_{a,e}) \quad (33)$$

$$\dot{Q}_{sa} = \dot{m}_r(h_{r,s} - h_{r,eb}) \quad (34)$$

$$\dot{Q}_{sa} = \epsilon_{sa} \dot{C}_{min}(T_{a,e} - T_{ev}) \quad (35)$$

$$\epsilon_{z,bi} = 1 - \exp(-NUT_{z,bi}) \quad (36)$$

$$NUT_{z,bi} = -\log(-\epsilon_{z,bi} + 1) \quad (37)$$



$$\epsilon_{z,mo} = \frac{1 - \exp(-NUT_{z,mo}(1 - C))}{1 - C \cdot \exp(-NUT_{z,mo}(1 - C))} \quad (38)$$

$$NUT_{z,mo} = \left( \frac{1}{C - 1} \right) \log \left( \frac{\epsilon_{z,mo} - 1}{C \epsilon_{z,mo} - 1} \right) \quad (39)$$

$$UA_z = NUT_z \cdot \dot{C}_{min,z} \quad (40)$$

$$\frac{1}{U_z} = \frac{1}{\alpha_{z,h}} + \frac{1}{\alpha_{z,c}} \quad (41)$$

$$A_z = \frac{UA_z}{U_z} \quad (42)$$

$$A_t = \sum_{z=1}^n A_z \quad (43)$$

onde *ev* a evaporação, “*a*” a água, *m* a intermediária, *sa* a superaquecimento, *z* a zona, *bi* a bifásico, *mo* a monofásico, e *t* a total.

### 3.3.1.2. Condensador

O mesmo procedimento empregado para a modelagem do evaporador foi utilizado para o condensador. Entretanto, o condensador é separado em três zonas, conforme a Figura 22.

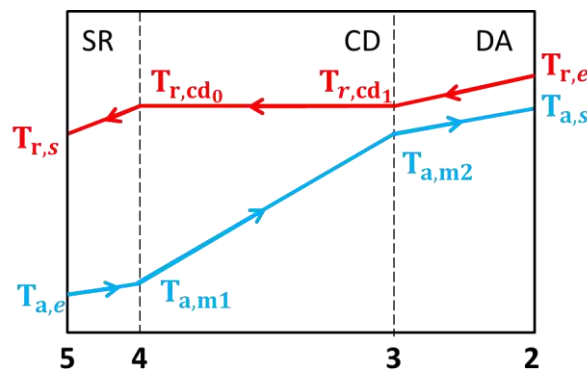


Figura 22: Distribuição de temperatura ao longo do condensador de acordo com as zonas.

A primeira zona consiste do desaquecimento onde o vapor superaquecido resfria até sua saturação. A segunda zona, condensação, onde o

vapor saturado de refrigerante entra na região bifásica, sem a alteração de temperatura, até se tornar líquido saturado. Por fim, a zona de subresfriamento, consiste no resfriamento do refrigerante a fim de garantir que apenas refrigerante na fase líquida entre na válvula de expansão, em um processo isobárico.

Analogamente ao evaporador, são aplicados os balanços de energia e de massa entre ambos os fluidos, e se calcula as efetividades, os coeficientes globais de troca de calor e área para cada uma das zonas, de acordo com as Eqs. (36-43).

$$\dot{Q}_{da} = \dot{m}_r(h_{r,cd1} - h_{r,e}) \quad (44)$$

$$\dot{Q}_{da} = \dot{m}_a c_{p_a}(T_{a,s} - T_{a,m2}) \quad (45)$$

$$\dot{Q}_{da} = \dot{C}_{min} \epsilon_{da}(T_{r,e} - T_{a,m2}) \quad (46)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_r(h_{r,cd0} - h_{r,cd1}) \quad (47)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_a c_{p_a}(T_{a,m2} - T_{a,m1}) \quad (48)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{C}_{min} \epsilon_{cd}(T_{r,cd1} - T_{a,m1}) \quad (49)$$

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_r(h_{r,s} - h_{r,cd1}) \quad (50)$$

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_a c_{p_a}(T_{a,m1} - T_{a,e}) \quad (51)$$

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{C}_{min} \epsilon_{sc}(T_{cd,0} - T_{a,e}) \quad (52)$$

onde *da* corresponde a dessuperaquecimento, *cd* a condensação e *sc* a subresfriamento.

### 3.3.1.3. Compressor

O compressor foi analisado a partir dos dados experimentais disponíveis, investigando suas eficiências isentrópica, volumétrica e do compressor; o expoente politrópico e a temperatura de descarga (PARISE, 2020).

O trabalho de compressão pode ser calculado aplicando um volume de controle no compressor:

$$w_c = q_c + (h_d - h_s) \quad (53)$$

$w$  é o trabalho por unidade de massa em kJ/kg e  $q$  é o calor por unidade de massa em kJ/kg.

Para se obter o trabalho de compressão em termos conhecidos, tais como as pressões de sucção e descarga, e o volume específico, se utiliza as equações no Apêndice A:

$$Tds = dq \quad (54)$$

$$dq = dh - vdP \quad (55)$$

$$q_c = \int_s^d vdP - (h_d - h_s) \quad (56)$$

onde  $d$  corresponde à descarga do compressor, e  $s$  à sucção.

Utilizando ambas as Eqs. (53) e (56), retém-se o trabalho de compressão para um volume de controle:

$$w_c = \int_s^d vdP \quad (57)$$

Assumindo um processo politrópico:

$$P_s v_s^n = P_d v_d^n \quad (58)$$

$$n = \frac{\log(P_d/P_s)}{\log(v_s/v_d)} \quad (59)$$

onde  $n$  é o expoente politrópico.

Juntando as Eqs. (57) e (58), pode-se escrever o trabalho de compressão em função da razão de pressões e condições de entrada do refrigerante:

$$w_c = \frac{n}{n-1} P_s v_s \left( \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (60)$$

A fim de avaliar a potência requerida no eixo do compressor, perdas mecânicas e elétricas devem ser consideradas. Desta forma, se introduzem eficiências que representam estas perdas, que foram agrupadas em uma só, conhecida como eficiência do compressor:

$$\eta_{cp} = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_{cp}} \quad (61)$$

onde o subscrito  $cp$  corresponde ao compressor, e  $c$  ao processo de compressão.

A eficiência volumétrica de um compressor é definida como a razão entre o volume induzido e o deslocado pelo compressor, Eq. (62). Entretanto, é conveniente escrever a eficiência volumétrica ( $\eta_{vol}$ ) em termos de parâmetros conhecidos do compressor, tais como as pressões de sucção e descarga, o expoente politrópico e os volumes, Eq. (63).

$$\eta_{vol} = \frac{V_i}{V_c} \quad (62)$$

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{V_{cl}}{V_c} \left( \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \quad (63)$$

A vazão mássica de refrigerante é o produto do volume deslocado ( $V_{cl}$ ) e das condições de operação do compressor e do fluido na sucção:

$$\dot{m} = \frac{V_{cl}}{v_s} N \eta_{vol} \quad (64)$$

onde  $N$  é a velocidade de rotação do compressor em rps.

A eficiência isentrópica ( $\eta_{ise}$ ) é descrita pela equação (65), que representa a razão entre os trabalhos específicos isentrópico e real:

$$\eta_{ise} = \frac{w_{ise}}{w_{cp}} = \frac{w_{1-2s}}{w_{1-2}} = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (65)$$

A temperatura de descarga do refrigerante é avaliada a partir do processo politrópico, Eq. (58), caso o gás fosse ideal:

$$v_d = v_s \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (66)$$

$$T_d = T_s \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (67)$$

Equações de estado para gases reais não proveem uma relação direta entre o volume específico e a temperatura, de maneira que são combinadas com a compressão politrópica, Eq. (58), para encontrar a temperatura de descarga. Desta forma, a fim de avaliar a temperatura de descarga do gás é feito um mapeamento em função da eficiência volumétrica e da razão das pressões de sucção e descarga:

$$T_d = f \left( \eta_{vol}, \frac{P_d}{P_s} \right) \quad (68)$$

### 3.3.2. Correlações para o coeficiente de transferência de calor

Para poder realizar os procedimentos descritos na seção anterior para ambos os trocadores de calor, é preciso definir as correlações para o coeficiente de transferência de calor mais adequado. É preciso identificar o tipo de escoamento em cada zona presente nos trocadores (escoamento mono ou bifásico), de forma a facilitar a escolha da melhor correlação.

Em particular, existe uma grande complexidade no desenvolvimento de correlações para regiões bifásicas, visto haver mecanismos e fatores que influenciam o transporte de massa, energia e quantidade de movimento nestes escoamentos. São eles, entre outros: a nucleação, crescimento e desprendimento da bolha. A distribuição relativa entre as fases (líquido e vapor), a interação do fluido com a parede e as propriedades do fluido.

Os efeitos do título e da razão das densidades de líquido e de vapor são claros em um escoamento bifásico, uma vez que influenciam a velocidade do escoamento, a fração de vazio e também a camada limite da superfície de troca de calor.

Diversas correlações foram desenvolvidas tentando prever o comportamento da região bifásica, evaporação ou condensação, em trocadores de calor. As correlações desenvolvidas são baseadas em modelos específicos, que levam em consideração, por exemplo, a contribuição das ebulições nucleada e convectiva para o cálculo do coeficiente de troca de calor. Os três principais tipos de modelos são: superposição, assintótico e aprimoramento (GRECO; VANOLI, 2005).

Os modelos de superposição assumem que o coeficiente de troca de calor é igual à soma dos coeficientes de evaporação nucleada e de convecção:

$$\alpha_{bi} = \alpha_{nb}S + \alpha_{cb}F \quad (69)$$

onde *nb* corresponde à evaporação nucleada (em inglês *nucleate boiling*), e *cb* a evaporação convectiva (em inglês *convective boiling*)

O coeficiente *S* é um fator de supressão ( $\leq 1$ ) que leva em consideração o aumento do título de vapor, e consequentemente o aumento do efeito da convecção forçada e a supressão da contribuição da evaporação nucleada com a redução da espessura da camada limite térmica. O parâmetro de aprimoramento *F* ( $> 1$ ) considera o aumento da troca de calor com o título de vapor, uma vez que as velocidades do fluido em um escoamento bifásico são maiores do que as monofásicas no estado líquido.

O modelo assintótico calcula o coeficiente de troca de calor da seguinte maneira:

$$\alpha_{bi} = ((S\alpha_{nb})^n + (F\alpha_{cb})^n)^{1/n} \quad (70)$$

Este modelo aproxima o coeficiente de troca de calor bifásico para a maior das duas contribuições. Desta maneira, ele assegura uma transição suave do regime de evaporação nucleada para o de convecção. O coeficiente  $n$  é atribuído da forma que o autor da correlação achar mais adequada.

O modelo de aprimoramento consiste no cálculo de um fator de aprimoramento,  $E$ , que modifica o valor do coeficiente de troca de calor, em termos de escoamento líquido monofásico ( $l$ ). O fator é geralmente escrito em função do número de Boiling, que descreve o termo de evaporação nucleada, e do número de convecção, que descreve o termo de evaporação convectiva:

$$\alpha_{bi} = E\alpha_l \quad (71)$$

### 3.3.2.1. Evaporador

O evaporador é separado em duas zonas: evaporação e superaquecimento. O passo inicial consiste na escolha adequada de uma correlação que expresse o coeficiente de troca de calor para as condições impostas. Para ambas as zonas, a mistura nanolubrificante-refrigerante é tratada como uma mistura homogênea, onde o óleo permanece na fase líquida durante todo o processo. As propriedades do fluido são avaliadas de acordo com a mudança das propriedades termofísicas devido aos efeitos das condições de operação.

Para a região de superaquecimento foi utilizado a correlação de Gnielinski (INCROPERA et al., 2011):

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 10^3)Pr}{1 + 12,7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (72)$$

onde  $f$  é o fator de atrito,  $Re$  é o número de Reynolds, e  $Pr$  é o número de Prandtl.

Uma vez sabendo o coeficiente de troca de calor da região de dessuperaquecimento, pode-se encontrar o valor da área referente à região. Subtraindo esse valor da área total do evaporador, já conhecida, supõe-se a área de evaporação, e assim, o valor do coeficiente de troca de calor necessária para o processo:

$$A_{eb} = A_t - A_{sa} \quad (73)$$

Um procedimento no caminho inverso indicado na seção 3.3.1.1 utilizando as Eqs. (30-43) foi realizado de forma a encontrar o valor do coeficiente de transferência de calor de evaporação, através dos dados experimentais, de forma

que se encontre um valor de projeto. As correlações consideradas para o uso são apresentadas na Tabela 6, e foram comparadas com o coeficiente de projeto, de forma a eleger a mais adequada (AMALFI; VAKILI-FARAHANI; THOME, 2016a, 2016b; ELDEEB; AUTE; RADERMACHER, 2016). As variáveis utilizadas nas correlações para a região bifásica no evaporador, são calculadas via Eqs. (74-84).

$$Bo = \frac{q''}{G i_{lg}} \quad (74)$$

$$Co = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (75)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho^2 g D_h} \quad (76)$$

$$G_{eq} = G \left( 1 - x + x * \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,5} \right) \quad (77)$$

$$Ja = \frac{\rho_l c_p (T_w - T_{sat})}{\rho_g i_{lg}} \quad (78)$$

$$Nu = \frac{\alpha D_h}{k} \quad (79)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (80)$$

$$Re = \frac{G D_h}{\mu} \quad (81)$$

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu} \quad (82)$$

$$We = \frac{G^2 D_h}{\rho_l \sigma} \quad (83)$$

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,1} \quad (84)$$

onde  $Bo$  é o número de Boiling,  $q''$  é o fluxo de calor em  $\text{kW/m}^2$ ,  $G$  é a velocidade mássica em  $\text{kg}/(\text{m}^2.\text{s})$ ,  $i_{lg}$  é o calor de vaporização específico em  $\text{kJ/kg}$ ,  $g$  é a constante de aceleração da gravidade em  $\text{m}^2/\text{s}$ ,  $Dh$  é o diâmetro hidráulico em  $\text{m}$ ,  $\sigma$  é a tensão superficial em  $\text{N/m}$ ,  $Co$  é o número convectivo,  $x$  é o título de vapor,  $Fr$  é o número de Froude,  $Ja$  é o número de Jakob,  $Nu$  é o número de Nusselt,  $We$  é o número de Weber, e  $X_{tt}$  é o parâmetro de Martinelli. O subscrito  $g$  corresponde ao estado vapor da mistura,  $l$  corresponde a apenas líquido,  $eq$  a um valor equivalente,  $pool$  corresponde a piscina (em inglês faz referência a *pool boiling*),  $sat$  corresponde à saturação.



Tabela 6: Correlações para o coeficiente de transferência de calor na região bifásica do evaporador.

Correlação/Autor	Eq.	Condição de operação																		
Kandlikar (1990)		Tubos lisos																		
$\alpha_{bi} = h_l(C_1 Co^{C_2}(25 Fr_l)^{C_3} + C_3 Bo^{C_4} F_{fl})$	(85)	horizontais e verticais																		
$Co < 0.65$ – região de ebulição convectiva		$13 \leq G \leq 8179$																		
$Co > 0.65$ – região de ebulição nucleada		$0,3 \leq q'' \leq 2280$																		
		$4,6 \leq D_h \leq 32$																		
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Constante</th><th>Região Convectiva</th><th>Região Nucleada</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>C_1</math></td><td>1,136</td><td>0,6683</td></tr> <tr> <td><math>C_2</math></td><td>-0.9</td><td>-0,2</td></tr> <tr> <td><math>C_3</math></td><td>667,2</td><td>1058</td></tr> <tr> <td><math>C_4</math></td><td>0,7</td><td>0,7</td></tr> <tr> <td><math>C_5</math></td><td>0,3</td><td>0,3</td></tr> </tbody> </table>			Constante	Região Convectiva	Região Nucleada	$C_1$	1,136	0,6683	$C_2$	-0.9	-0,2	$C_3$	667,2	1058	$C_4$	0,7	0,7	$C_5$	0,3	0,3
Constante	Região Convectiva	Região Nucleada																		
$C_1$	1,136	0,6683																		
$C_2$	-0.9	-0,2																		
$C_3$	667,2	1058																		
$C_4$	0,7	0,7																		
$C_5$	0,3	0,3																		
$C_5 = 0$ para tubos verticais ou $Fr_l > 0,04$																				
Yan & Lin (1999)		Trocador de placas																		
		R134a																		
$\alpha_{bi} = 1,926 \left( \frac{k_l}{D_h} \right) Re_{eq} Pr_l^{\frac{1}{3}} Bo_{eq}^{0,3} Re^{-0,5}$	(86)	$2000 < Re_{eq} < 10000$																		
		$55 \leq G \leq 70$																		
		$11 \leq q'' \leq 15$																		
		$0,1 \leq x \leq 0,9$																		
		$0,675 \leq Pr \leq 0,8$																		
Hsieh & Lin (2002)		Trocador de placas																		
$\alpha_{bi} = \alpha_{le}(88 Bo^{0,5})$	(87)	R410A																		
$\alpha_{le} = 0,2092 \left( \frac{k_l}{D_h} \right) Re^{0,78} Pr_l^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)$	(88)	$50 \leq G \leq 125$																		
		$5 \leq q'' \leq 35$																		
$f = 61000 Re_{eq}^{-1,25}$	(89)	$T_{sat} = 10, 15 \text{ e } 20 \text{ } ^\circ\text{C}$																		
Hsieh et al. (2002)		Trocadores de placas																		
$\alpha_{bi} = \alpha_{le}(1,2 Fr^{0,75} + 13,5 Bo^{\frac{1}{3}} Ja^{1/4})$	(90)	Chevron, $\beta = 60^\circ$																		
		$50 \leq G \leq 200$																		
		$8,5 \leq q'' \leq 35$																		

Han <i>et al.</i> (2003)		Trocador de placas
$\alpha_{bi} = Ge_1 \left( \frac{k_L}{D_h} \right) Re_{eq}^{Ge_2} Pr^{0.4} Bo_{eq}^{0.3} \quad (91)$		R410A
$\begin{cases} Ge_1 = 2.81 \left( \frac{p}{D_h} \right)^{-0.041} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-2.83} \\ Ge_2 = 0.746 \left( \frac{p}{D_h} \right)^{-0.082} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0.61} \end{cases} \quad (92)$		13 ≤ G ≤ 34
$\quad (93)$		2,5 ≤ q ≤ 8,5
		T <sub>sat</sub> = 5, 10 e 15 °C
Kim <i>et al.</i> (2007)		Trocador de placas
$\alpha_{bi} = 5.323 Re_{eq}^{0.42} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{k_L}{D_h} \right) \quad (94)$		R410A
		600 < Re < 2300
		40 ≤ G ≤ 80
		4 ≤ q ≤ 8
		0,1 ≤ x ≤ 0,9
		0 °C ≤ T <sub>sat</sub> ≤ 10 °C
Sun & Mishima (2009)		Pequenos canais
$\alpha_{bi} = \frac{6 Re_{lo}^{1.05} Bo^{0.54}}{We_l^{0.191} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.142}} \frac{k_L}{D_h} \quad (95)$		R11, R12, R123,
		R134a, R141b, R22,
		R404a, R407c,
		R410a, CO2, água
		5 ≤ q ≤ 109
		44 ≤ G ≤ 1500
Longo <i>et al.</i> (2015)		Trocador de placas
<i>Ebulição nucleada: BoX<sub>tt</sub> &gt; 0.15 · 10<sup>-3</sup></i>		R134a, R410A,
$\alpha_{bi} = h_0 C_{Ra} F(P_r) \left( \frac{q}{q_0} \right)^n \quad (96)$		R507A, R22,
$C_{Ra} = \left( \frac{Ra}{0,4} \right)^{0,1333} \quad (97)$		isobutano, propano,
$F(P_r) = 1,2 P_r^{0,27} + \left( 2,5 + \frac{1}{1 - P_r} \right) P_r \quad (98)$		propileno, R236fa,
$\left( \frac{q}{q_0} \right)^n = \left( \frac{q}{20000} \right)^{(0,9 - 0,3 P_r^{0,3})} \quad (99)$		R1234yf
$h_0 = 4400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$		5,7 ≤ G ≤ 125
$q_0 = 20000 \text{ W}/\text{m}^2$		28° ≤ β ≤ 70 °
<i>Ebulição convectiva: BoX<sub>tt</sub> &lt; 0.15 · 10<sup>-3</sup></i>		2,7 ≤ q ≤ 36,5
$\alpha_{bi} = 0.122 \varphi \left( \frac{k_L}{D_h} \right) Re_{eq}^{0.8} Pr_L^{\frac{1}{3}} \quad (100)$		

Água é utilizada como fluido secundário no processo, tanto para o evaporador quanto para o condensador. A correlação utilizada para o coeficiente de troca de calor da água foi utilizada por Longo et al. (LONGO, 2008), representada por:

$$\alpha_a = 0,277 Re_a^{0,766} Pr_a^{0,333} \left( \frac{k_a}{D_h} \right) \quad (101)$$

A queda de pressão da região é calculada reorganizando a equação utilizada para o cálculo do coeficiente de atrito da região bifásica:

$$f = \frac{\Delta P_{bi} D_h \rho_{mix}}{2 G^2 L} \quad (102)$$

### 3.3.2.2. Condensador

O condensador foi dividido em três zonas: desuperaquecimento (vapor superaquecido), condensação (região bifásica) e subresfriamento (líquido subresfriado). Foi realizado um procedimento análogo ao do evaporador, discutido na seção 3.3.3.1.

O primeiro passo consiste de uma aproximação do valor da vazão mássica da água no condensador, uma vez que ela não foi medida. Um balanço de energia e massa foi aplicado uma vez que se sabe os dados referentes ao refrigerante – temperatura, pressão e vazão mássica – e as temperaturas referente à água.

A primeira zona calculada foi a dessuperaquecimento, buscando o cálculo do coeficiente de troca de calor e área da respectiva zona. A correlação desenvolvida por Thonon (1995) foi utilizada devido às condições obtidas, Eq. (103):

$$\alpha_{tp} = 0.2267 \cdot Re_{dh}^{0,631} Pr_{dh}^{\frac{1}{3}} \left( \frac{k_{dh}}{D_h} \right) \quad (103)$$

Considerou-se inicialmente que ambas as zonas de condensação e subresfriamento eram uma só para facilitar os cálculos. As correlações consideradas (ELDEEB; AUTE; RADERMACHER, 2016; TAO; INFANTE FERREIRA, 2019) para a simulação do trocador são apresentadas na Tabela 7, e foram comparadas com o valor do coeficiente de transferência de calor de projeto calculado a partir dos dados experimentais, considerando apenas o refrigerante R410A na mistura. O cálculo do coeficiente de projeto segue o mesmo procedimento utilizado para o evaporador, entretanto utilizando as Eqs. (44-52) da seção 3.3.1.2 para os balanços. As variáveis utilizadas nas correlações para a

região bifásica no condensador, são calculadas via Eqs. (74-84) e apresentadas também na seção 3.3.2.1.

$$Bon = \frac{g(\rho_l - \rho_g)D_h^2}{\sigma} \quad (104)$$

$$J_G = \frac{xG}{\left(gD\rho_g(\rho_l - \rho_g)\right)^{0.5}} \quad (105)$$

$$J_G^T = \left( \left( \frac{7,5}{4,3X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + C_r^{-3} \right)^{-1/3} \quad (106)$$

onde  $Bon$  é o número de Bond,  $J_g$  é a velocidade mássica adimensional de transição de vapor,  $J_g^t$  é a velocidade adimensional de transição de vapor.

Tabela 7: Correlações para o coeficiente de transferência de calor na região bifásica do condensador.

Correlação/Autor	Eq.	Condição de Operação
Akers <i>et al.</i> (1959)		
$\alpha_{bi} = 5,03 \left(\frac{k_l}{D_h}\right)^{\frac{1}{3}} Re_{eq}^{\frac{1}{3}} Pr_l^{\frac{1}{3}}$	(107)	
Yan (1999)		Trocador de placas, Chevron, $\beta = 60^\circ$
$\alpha_{bi} = 4,118 \left(\frac{k_L}{D_h}\right)^{\frac{1}{3}} Re_{eq}^{0,4} Pr_L^{\frac{1}{3}}$	(108)	R134a $500 \leq Re \leq 1000$ $10 \leq q'' \leq 16$ $0,1 \leq x \leq 0,9$ $0,7 \leq P \leq 0,9$
Han <i>et al.</i> (2003)		Trocador de placas
$\alpha_{bi} = Ge_1 \left(\frac{k_L}{D_h}\right)^{\frac{1}{3}} Re_{eq}^{Ge_2} Pr^{1/3}$	(109)	R410A, R22 Chevron, $\beta = 20^\circ, 35^\circ$ e $45^\circ$
$Ge_1 = 11,22 \left(\frac{p}{D_h}\right)^{-2,83} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-4,5}$	(110)	$10 \leq G \leq 35$
$Ge_2 = 0,35 \left(\frac{p}{D_h}\right)^{0,23} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{0,48}$	(111)	$4,7 \leq q'' \leq 5,3$ $T_{sat} = 20^\circ C$ e $30^\circ C$

Kuo <i>et al.</i> (2005)	Trocador de placas, Chevron, $\beta = 60^\circ$
$\alpha_{bi} = \alpha_{le} (0,25Co^{-0,45} \cdot Fr_l^{0,25} + 75Bo^{0,75})$	(112) R410A
$\alpha_{le} = 0,2092 \left( \frac{k_l}{D_h} \right) Re_l^{0,78} Pr_l^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_{parede}} \right)^{0,14}$	(113) $50 \leq G \leq 150$
$f_{bi} = 21500 Re_{eq}^{-1,25} Bo^{-0,085}$	(114) $10 \leq q'' \leq 20$ $0,1 \leq x \leq 0,9$ $1,44 \leq P \leq 1,95$
Cavalini <i>et al.</i> (2006)	Tubos lisos
$C_r = 1,6 \rightarrow$ hidrocarbonetos; $C_r = 2,6 \rightarrow$ Outros refrigerantes	R22, R32, R125, R410A, R404A,
$\Delta T$ independent flow regime ( $J_G > J_G^T$ ):	R236ea, R407C, R134a, R290, R600,
$\alpha_{tp1} = h_l (1 + 1,128x^{0,817} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,3685} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,2363} \left( 1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{2,144} Pr_l^{-0,1})$	(115) R600a, R1270, R744, R717, R718
$\Delta T$ dependent flow regime ( $J_G \leq J_G^T$ ):	18 $\leq G \leq 2240$
$\alpha_{tp2} = \alpha_{stra} + \left( \alpha_{tp1} \left( \frac{J_G^T}{J_G} \right)^{0,8} - \alpha_{stra} \right) \left( \frac{J_G}{J_G^T} \right)$	(116)
$\alpha_{stra} = 0,725 \left( 1 + 0,741 \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,3321} \right)^{-1} \left( \frac{k^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) g i_{lg}}{\mu_l D \Delta T} \right)^{0,25} + (1 - x^{0,087}) \alpha_l$	(117)

Mancin <i>et al.</i> (2012)		Trocador de placas, R410A, R407C 15 ≤ G ≤ 40 0,01 ≤ x ≤ 0,58
$\alpha_{bi} = (\alpha_{mu}^2 + \alpha_s^2)^{\frac{1}{2}} (1,074 (T_{sat} - T_w)^{-0,386})$	(118)	
$\alpha_s = \alpha_l (1 + 1,128 x^{0,817} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,3685} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,2363} \left( 1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{2,144} Pr_l^{-0,1})$	(119)	
Longo <i>et al.</i> (2015)		Trocador de placas
$\alpha = \alpha_{sat} + F \left( \alpha_l + \frac{cp \cdot q''}{ilg} \right)$	(120)	R134a, R410A, isobutano, propano, propileno, R236fa, R22, R1234yf,
$\alpha_{sat} = 1,875 \varphi \left( \frac{k_L}{D_h} \right) Re_{eq}^{0,445} Pr_L^{\frac{1}{3}}$	(121)	R1234ze, CO2, R32 2,6 ≤ G ≤ 150
$\alpha_l = 0,2267 \left( \frac{k_L}{D_h} \right) Re_v^{0,631} P_v^{\frac{1}{3}}$	(122)	30° ≤ β ≤ 60°
$F = \frac{T - T_{sat}}{T_{sat} - T_w}$	(123)	2 ≤ q'' ≤ 35,2
Zhang <i>et al.</i> (2019)		Trocador de Placas
$\alpha_{tp} = 12,36 Re_{eq}^{0,4} Pr_L^{1/3} Bon^{-0,3715}$	(124)	R134a, R1234ze(E), R245fa e
$\alpha_{tp} = 4,3375 Re_{eq}^{0,5383} Pr_L^{1/3} Bon^{-0,3872}$	(125)	R1233ze(E) 1207 ≤ Req ≤ 4827 1,8 ≤ We ≤ 68,2

Optou-se realizar a análise da queda de pressão da zona de condensação através dos resultados experimentais (LONGO, 2008). A queda de pressão é analisada em função da energia cinética por unidade de volume do fluxo de refrigerante, onde se prevê uma dependência linear entre ambos os parâmetros (JASSIM; NEWELL; CHATO, 2006):

$$\Delta P_{bi} = \Delta P_t - \Delta P_c + \Delta P_g \quad (126)$$

$$\Delta P_c = \frac{1,4G^2}{2\rho_{mix}} \quad (127)$$

$$\Delta P_g = g\rho_{mix}L \quad (128)$$

$$\frac{KE}{V} = \frac{G^2}{2\rho_{mix}} \quad (129)$$

onde  $t$  corresponde ao resultado total,  $c$  ao canal,  $g$  para gravidade e  $KE/V$  é a energia cinética por unidade de volume.

### 3.3.3. Geometria de um trocador de calor tipo placas

As corrugações na placa são responsáveis pelo aumento da área superficial da placa quando comparadas com o tamanho plano original. A fim de expressar esse crescimento de tamanho, um fator de crescimento ( $\varphi$ ) é definido como a razão entre o comprimento desenvolvido e o projetado, Eq. (130). O fator de crescimento varia tipicamente entre 1,15 e 1,25, e foi assumido como 1,17 nesse projeto (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012). A área de projeto é descrita na Eq. (131), e as geometrias envolvidas em seu cálculo são descritas nas Eqs. (132-133), e demonstradas na Figura 23.



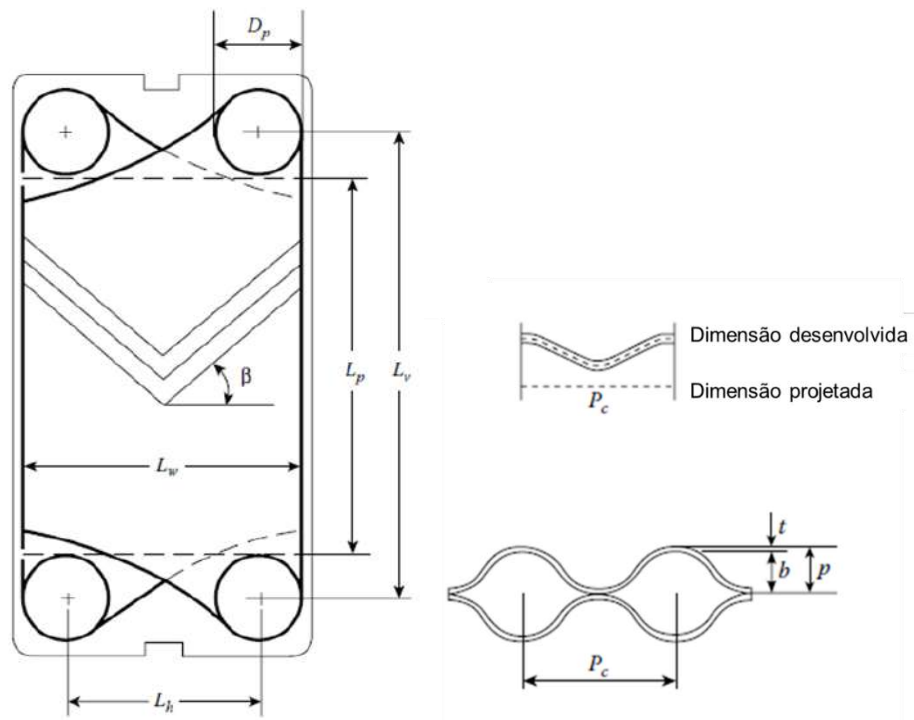


Figura 23: Dimensões do trocador de calor por placas (KAKAÇ; LIU; PRAMUANJAROENKIJ, 2012).

$$\varphi = \frac{A_{efetiva}}{A_{projeto}} \quad (130)$$

$$A_{projeto} = L_p \cdot L_w \quad (131)$$

$$L_p = L_v - D_p \quad (132)$$

$$L_w = L_h + D_p \quad (133)$$

O canal do fluxo passa pela junta de duas placas adjacentes. O espaçamento médio do canal ( $b$ ), ou seja, a diferença entre o passe do canal ( $p$ ) e sua espessura da placa ( $t$ ):

$$b = p - t \quad (134)$$

O diâmetro hidráulico do canal, Eq. (135), é definido:

$$D_h = \frac{4A_c}{P_{molhado}} = \frac{4bL_w}{2(b + L_w\varphi)} = \frac{2b}{\varphi} \quad (135)$$

## 4. Solução Numérica

Inicialmente, verificou-se os dados experimentais, tanto do ciclo quanto dos componentes da bancada, e então se desenvolveu o modelo matemático para descrevê-los. Os parâmetros que foram variados durante o experimento são a temperatura de evaporação da mistura, a concentração de nanopartículas e frequência de operação do compressor. Um maior detalhamento da bancada e procedimento experimental podem ser vistos no Apêndice D.

A solução dos componentes isolados seguiu o método da bisseção para a convergência das respostas (descrito no Apêndice E), e para a integração dos componentes em um ciclo foi utilizado uma adaptação do método simplex modificado para convergência.

### 4.1. Método Simplex Modificado

Uma vez feita a validação e simulação dos modelos dos componentes isolados, é necessário fazer um modelo que avalie o sistema completo, até que se alcance a convergência.

O método simplex modificado (NELDER; MEAD, 1965; PRADELLE, 2020) foi escolhido para otimizar a resposta do modelo. Os métodos simplex (chamados, por ordem de complexidade, de básico, modificado e supermodificado) são métodos iterativos que utilizam o conceito da seleção natural para a escolha das melhores condições que permitem otimizar uma dada resposta. São métodos bastante usados nas engenharias e até recentemente estavam muito empregados em química analítica (BARROS NETO; SCARMINIO; BRUNS, 2010). Assim, eles não necessitam a postulação de um modelo matemático uma vez que se baseiam na otimização direta de uma única resposta por eliminação das respostas menos otimizadas em um conjunto de teste formando um polígono regular no domínio experimental chamado simplex. A quantidade de pontos necessários para definir o simplex é igual ao número de dimensões (ou variáveis) somado a um (3 pontos neste trabalho).

Em um domínio experimental normalizado, é importante se assegurar de que o primeiro conjunto seja formado por pontos equidistantes uns dos outros. No caso de um simplex definido para 2 variáveis, por exemplo, um triângulo

equilátero, Figura 24. Para o triângulo, a disposição dos seus vértices está exposta na Tabela 8, e as Eqs. (136-137) demonstram o cálculo para um plano bidimensional ( $k = 2$  dimensões).

Tabela 8: Disposição dos vértices do triângulo equilátero para o simplex modificado

Vértices	X	Y
1	0	0
2	P	Q
3	Q	P

$$P = \frac{1}{k\sqrt{2}}(\sqrt{k+1} + k - 1) \quad (136)$$

$$Q = \frac{1}{k\sqrt{2}}(\sqrt{k+1} - 1) \quad (137)$$

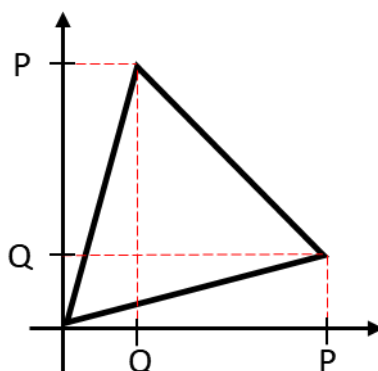


Figura 24: Triângulo equilátero para a inicialização do simplex modificado.

O simplex básico (SPENDLEY; HEXT; HIMSWORTH, 1962) foi o primeiro método desenvolvido e é mais simples de todos, no sentido que, após a determinação dos pontos necessários para início do método, as dimensões do polígono se mantêm constantes. Depois da escolha e teste dos pontos, é feita uma classificação das respostas obtidas: melhor resposta (B), segunda pior resposta (N) e pior resposta (W). Um novo conjunto de pontos é formado se rejeitando o vértice correspondente à pior resposta e substituindo pela reflexão na hiperface definida pelos vértices restantes:

$$X_{\bar{P}} = \frac{X_B + X_N}{2} \rightarrow X_R = X_{\bar{P}} + (X_{\bar{P}} - X_W) = X_N + X_B - X_W \quad (138)$$

Quando a reflexão se torna o pior ponto, ou sai do domínio experimental, o procedimento é realizado rejeitando então a segunda pior resposta, que é refletida na nova hiperface.

O simplex modificado consiste em um procedimento parecido ao simples, porém com mais processos permitidos além da reflexão envolvidos na determinação dos novos pontos. Assim, o simplex pode ter dimensões variáveis a cada etapa (SPENDLEY; HEXT; HIMSWORTH, 1962). Os novos procedimentos envolvidos dependem da resposta obtida pela reflexão, e são eles: expansão, contração, contração com mudança de direção e contração maciça, demonstrados na Figura 25.

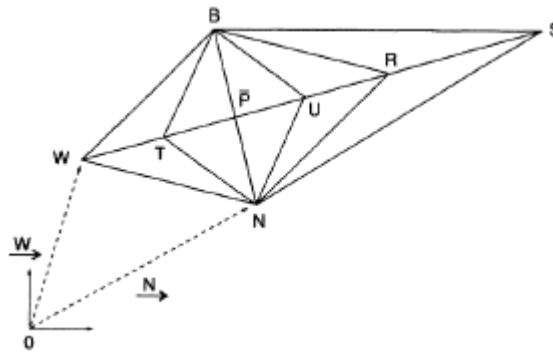


Figura 25: Representação dos processos envolvidos no simplex modificado (GOUPY; CREIGHTON, 2007).

Os novos pontos são calculados de acordo com a Eq. (139):

$$Y = \bar{P} + \alpha(\bar{P} - W) \quad (139)$$

O procedimento para o simplex modificado consiste em dois passos, representados na Figura 26 em forma de fluxograma:

- Primeiro passo: Reflexão ( $\alpha = 1$ ) do pior ponto (BNW→BNR)
- Segundo passo: Identificação de um novo procedimento
  - a)  $R > B$ : indicação que a otimização está na direção correta. Faz-se uma expansão ( $\alpha = 2$ ) do ponto de reflexão. Se a resposta da expansão for melhor, ele é mantido (BNW→BNS), caso contrário mantém-se a reflexão.
  - b)  $N < R < B$ : Mantém-se a reflexão (BNW→BNR)
  - c)  $W < R < N$ : indicação de que a otimização está na direção errada. Faz-se uma contração ( $\alpha = 0,5$ ) do ponto de reflexão. Se a resposta da contração for melhor, ele é mantido (BNW→BNU), caso contrário mantém-se a reflexão.

- d)  $R < W$ : indicação de que a otimização está na direção errada. Faz-se uma contração com mudança de sentido ( $\alpha = -0,5$ ) do ponto de reflexão. Se a resposta da contração for melhor que  $W$ , ele é mantido ( $BNW \rightarrow BNT$ ), caso contrário mantém-se a reflexão.
- e) Caso nenhum dos procedimentos anteriores forem suficientes para encontrar uma melhor resposta do modelo, é feita contração maciça ( $BNW \rightarrow BX'Y'$ ), que consiste em manter a melhor resposta e adquirir novos pontos médios entre  $B$  e  $N$ ; e  $B$  e  $W$ .

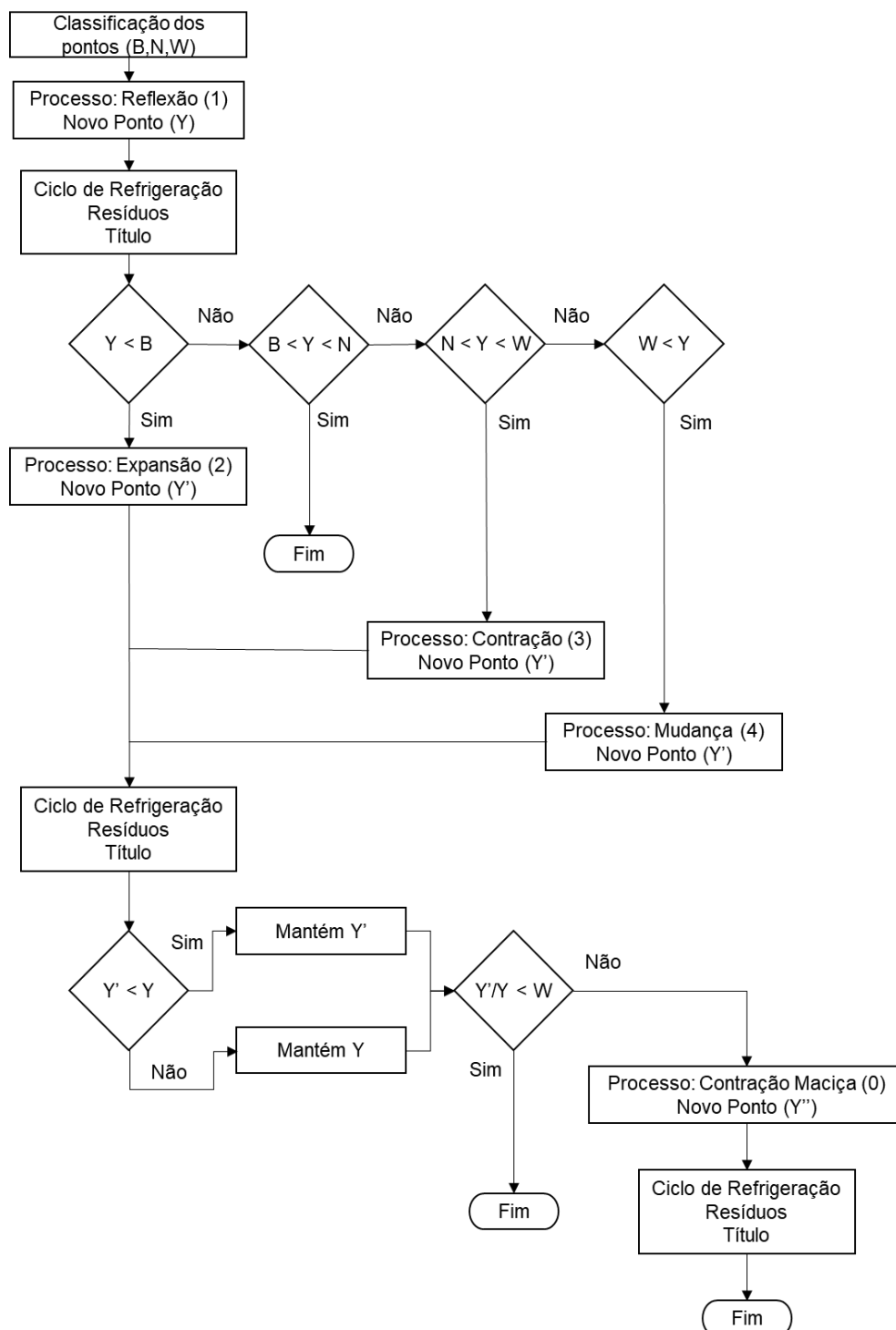


Figura 26: Fluxograma do processo do simplex modificado.

Apesar de mais experimentos a cada etapa, este método permite uma quantidade menor de ensaios no total, reduzindo a quantidade de passos. Isso se deve ao fato que esse método promove um simplex maior quando está longe da resposta otimizada, e uma resposta mais precisa quando está perto da resposta otimizada devido a uma redução do tamanho do simplex.

#### 4.2. Modelagem do ciclo de refrigeração

O modelo de solução dos trocadores de calor, como mencionado, utiliza o método da bisseção para encontrar a resposta.

As respostas a serem minimizadas pelo método simplex modificado são os resíduos entre as temperaturas ( $T$ ) nas saídas de ambos os trocadores antes e depois da simulação, Eq. (140).

$$Res_i = T_i - T_i' \quad (140)$$

Com  $i$  sendo igual ou a evaporação ( $ev$ ) ou a condensação ( $cd$ )

Para o modelo do ciclo de refrigeração, como escolheu-se utilizar as temperaturas de saída dos componentes como resposta a ser otimizada, são elas as coordenadas apresentadas na Figura 24. Os dados experimentais são posicionados na origem, e os outros dois pontos são calculados como mencionado anteriormente. As temperaturas correspondentes aos outros dois vértices são calculados de acordo com as Eqs. (136-137), e as pressões de saturação são calculadas de acordo com os graus de subresfriamento e superaquecimento. Estes dois graus são calculados de acordo com os dados experimentais e com o auxílio do programa REFPROP (E. W. LEMMON, I. H. BELL, M. L. HUBER, 2010) e são mantidos fixos nos cálculos.

A classificação dos pontos é feita em dois procedimentos diferentes mesmo que analisando sempre uma única resposta. Se observou que parte das respostas caíam dentro da zona bifásica, e sabe-se através dos dados experimentais que sempre há um grau de subresfriamento. Assim, dois procedimentos foram adotados, os quais se alternavam de acordo com a condição imposta. O primeiro procedimento consiste então, da classificação de acordo com os valores de título. Uma vez que se garante que todos os vértices estão fora da região bifásica, o método simplex modificado é aplicado aos resíduos propriamente dito. A soma

dos resíduos que tiver o maior valor é selecionada como a pior resposta, e é ela que deve ser substituída.

Um dos critérios de convergência estabelecido é a de que os resíduos de ambos os trocadores de calor devem ser menores que 0,01, condição que é alcançada e verificada utilizando a parte inteira do resíduo (função piso), Eq. (141).

$$C_1 = \text{Piso} \left( \frac{Res_{ev}}{0,01} \right) + \text{Piso} \left( \frac{Res_{cd}}{0,01} \right) = 0 \quad (141)$$

O outro critério de convergência imposto está relacionado aos vértices do triângulo, onde a redução do tamanho do triângulo não viria a trazer grandes modificações no resíduo do modelo. Assim, quando a diferença entre a maior e menor temperatura expressa pelos vértices, de ambos os trocadores, for inferior a 0,01 significa que o modelo chegou ao seu limite de convergência, Eq. (142).

$$C_2 = T_{max} - T_{min} < 0,01 \quad (142)$$

A Figura 27 apresenta o fluxograma empregado para a simulação do ciclo de refrigeração integrado, com os critérios de convergência empregados.

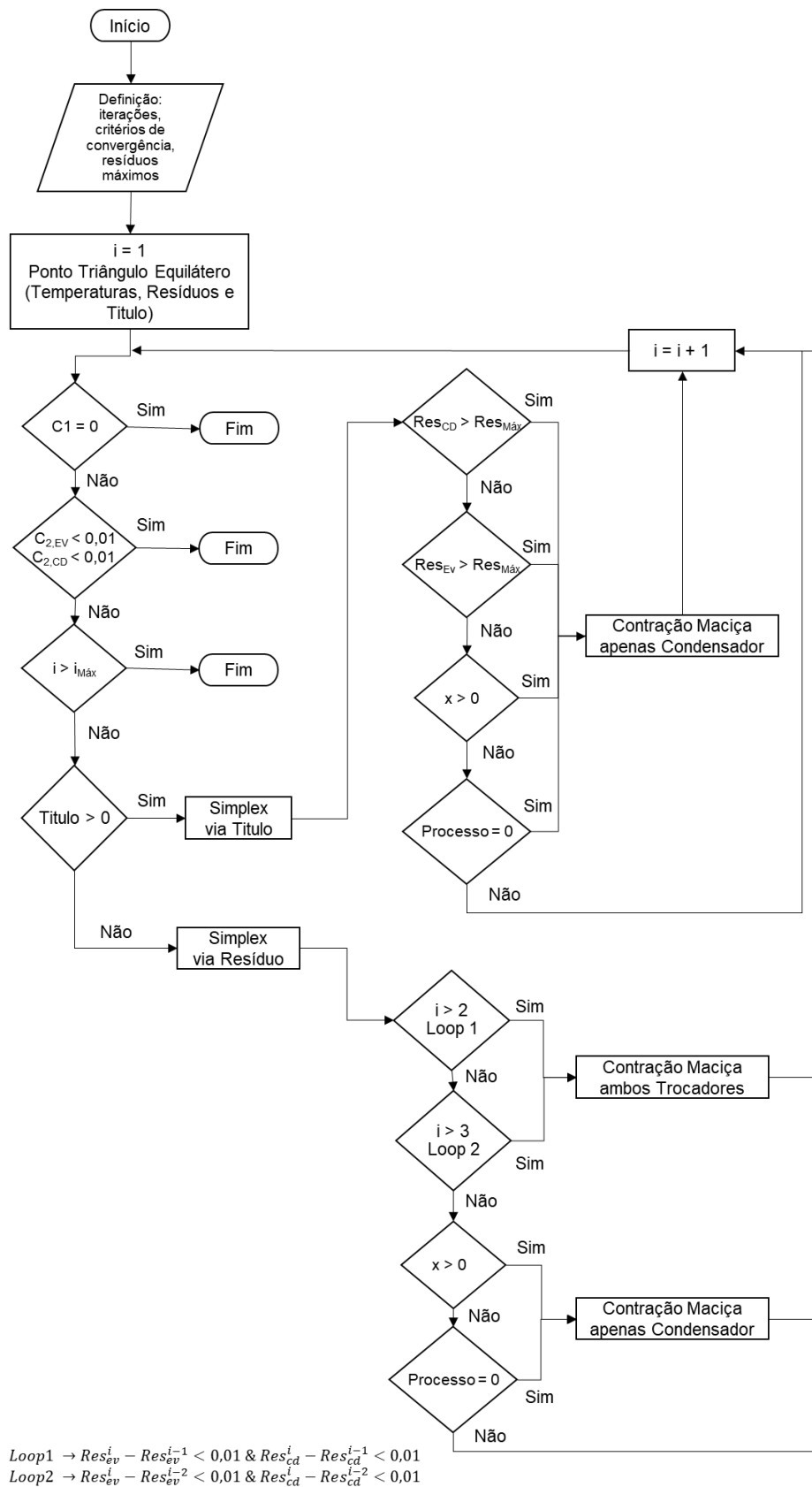


Figura 27: Fluxograma do processo envolvido para a simulação do ciclo de refrigeração integrado



Após uma avaliação inicial do método, algumas modificações foram feitas de forma a garantir a convergência do método. Foram estipuladas três diferentes formas diferentes de contração maciça, de acordo com as condições do modelo:

- Contração maciça apenas da temperatura do condensador a partir da soma de ambos os resíduos.
- Contração maciça apenas da temperatura do condensador a partir do resíduo referente ao condensador.
- Contração maciça de ambas as temperaturas a partir da soma dos resíduos.

Duas condições também foram impostas (*Loop 1* e *Loop 2*) a fim de assegurar que as temperaturas não entrassem em um *looping* infinito. Se observou que os pares de temperaturas podiam transitar sempre em torno de um ponto só (*Loop 1*) ou entre dois pontos diferentes (*Loop 2*). Quando qualquer uma das condições fosse contemplada, se força uma contração maciça para ambas as temperaturas.

As alterações feitas ao simplex modificado foram realizadas em resposta de um mapeamento realizado. O mapeamento consiste em verificar que independentemente da escolha do triângulo inicial (quatro possíveis) a resposta final do modelo deveria ser a mesma. As alterações verificam que a resposta não esteja dentro da zona bifásica, e também que sempre há convergência. O mapeamento é abordado com mais detalhamento na seção 5.5.1.

## 5 Resultados/Discussão

### 5.1. Validação da Equação de Estado

O primeiro passo para a validação do modelo é feito através da validação da rotina implementada para a equação de estado (Peng-Robinson) utilizada no cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura refrigerante-óleo. As Eqs. (5-6) apresentadas na seção 3.1.1 são utilizadas para se calcular a entalpia e a entropia para um determinado par temperatura-pressão. Para os cálculos das propriedades residuais, foi atribuído o estado de referência estabelecido pelo Instituto Internacional de Refrigeração (IIR). Os valores definidos à entalpia e entropia são de 200 kJ/kg e 1 kJ/(kg.K), respectivamente, para o líquido saturado a 0 °C.

A equação de estado foi inicialmente avaliada utilizando diretamente os valores de parâmetros críticos e calor específico para o R410A. Posteriormente, a equação de estado foi utilizada para avaliar as propriedades do R410A como uma mistura, constituída dos refrigerantes R32/R125 (50%/50% em massa) utilizando os dados referentes a estes refrigerantes. Os resultados de ambas as abordagens foram comparados com o banco de dados do REFPROP (LEMMON, BELL, HUBER, 2010). A ponderação das duas abordagens é feita mediante as curvas de saturação e algumas das medidas do ciclo de refrigeração.

A Figura 28 apresenta os diagramas Ts e Ph para o R410A utilizando a equação de estado (Peng-Robinson) considerando tanto as abordagens como substância única e mistura.

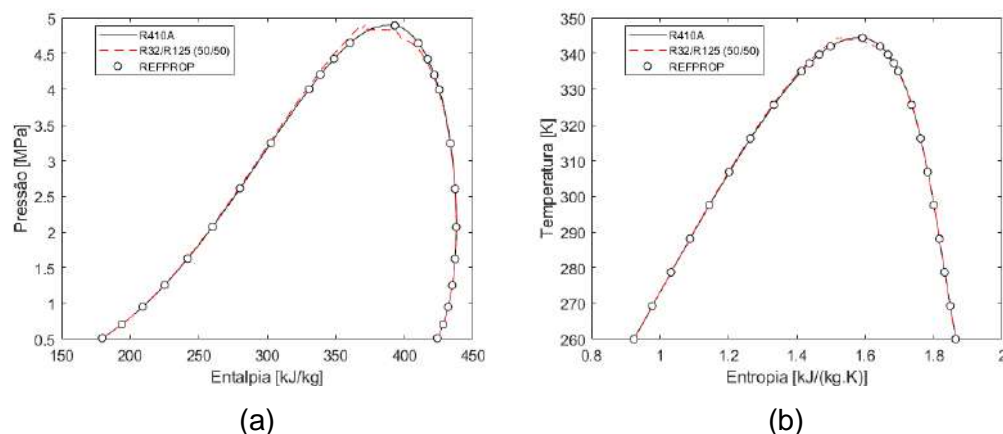


Figura 28: Diagramas (a) P-h e (b) T-s para o refrigerante R410A utilizando as abordagens de fluido puro e mistura.

Observa-se que a primeira abordagem, para ambos os diagramas, consegue recuperar bem os pontos do banco de dados. A abordagem de mistura apresenta boa concordância em grande parte da curva de saturação. Entretanto, apresenta resultados instáveis quando se aproxima do ponto crítico. Como o ciclo de refrigeração opera longe do ponto crítico, considera-se que o modelo seria adequado para uso.

Com os pares temperatura-pressão experimentais do ciclo de refrigeração estudado, fez-se uma comparação entre os valores de entalpia e entropia medidos com a equação de estado e os dados retirados do REFPROP (LEMMON, BELL, HUBER, 2010), como mostrado nas Figuras 34 e 35.

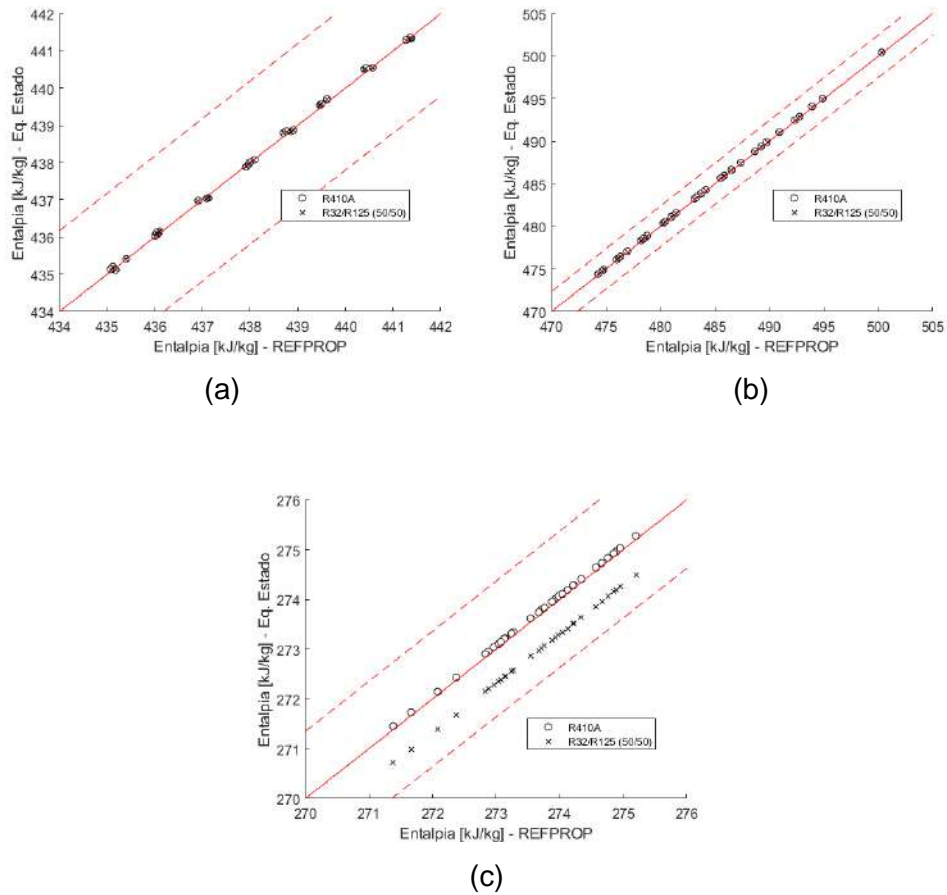


Figura 29: Comparação dos resultados do modelo da Equação de Estado e REFPROP para entalpia. (a) Saída evaporador. (b) Saída compressor. (c) Saída condensador.

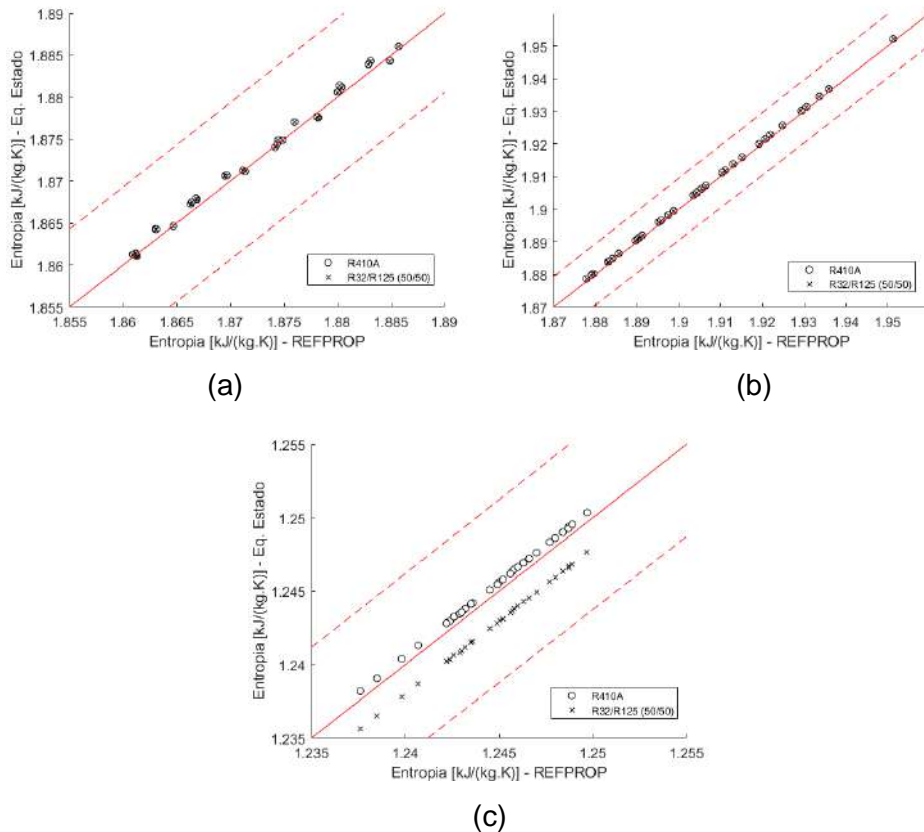


Figura 30: Comparação dos resultados do modelo da Equação de Estado e REFPROP para entropia. (a) Saída evaporador. (b) Saída compressor. (c) Saída condensador.

Observa-se que os valores para o modelo e o banco de dados são próximos já que os pontos se encontram bem próximos da curva  $x=y$ , e se encontram dentro do limite de 0,05% também apresentados em vermelho tracejado. Infere-se pela a observação destes resultados que a equação de estado para a mistura seria boa o suficiente para representar a mistura refrigerante-nanolubrificante nos casos a serem analisados.

## 5.2. Propriedades Críticas de um nanolubrificante

O procedimento descrito na seção 3.2.2.2 foi avaliado inicialmente para o R744, R410A, R134a e R1234ze embebidos de nanopartículas de CNT, diamante e ZnO (CARVALHO et al., 2020). Como mencionado o  $R^2$  foi o parâmetro avaliado para a verificação da robustez do modelo apresentado.

Observou-se que ambas as curvas de saturação, líquido ou vapor, podem ser utilizadas no método. Uma análise dos parâmetros de ajuste foi realizada

verificando a diferença entre os caminhos F-N e N-F, apresentadas nas Figuras 36 e 37.

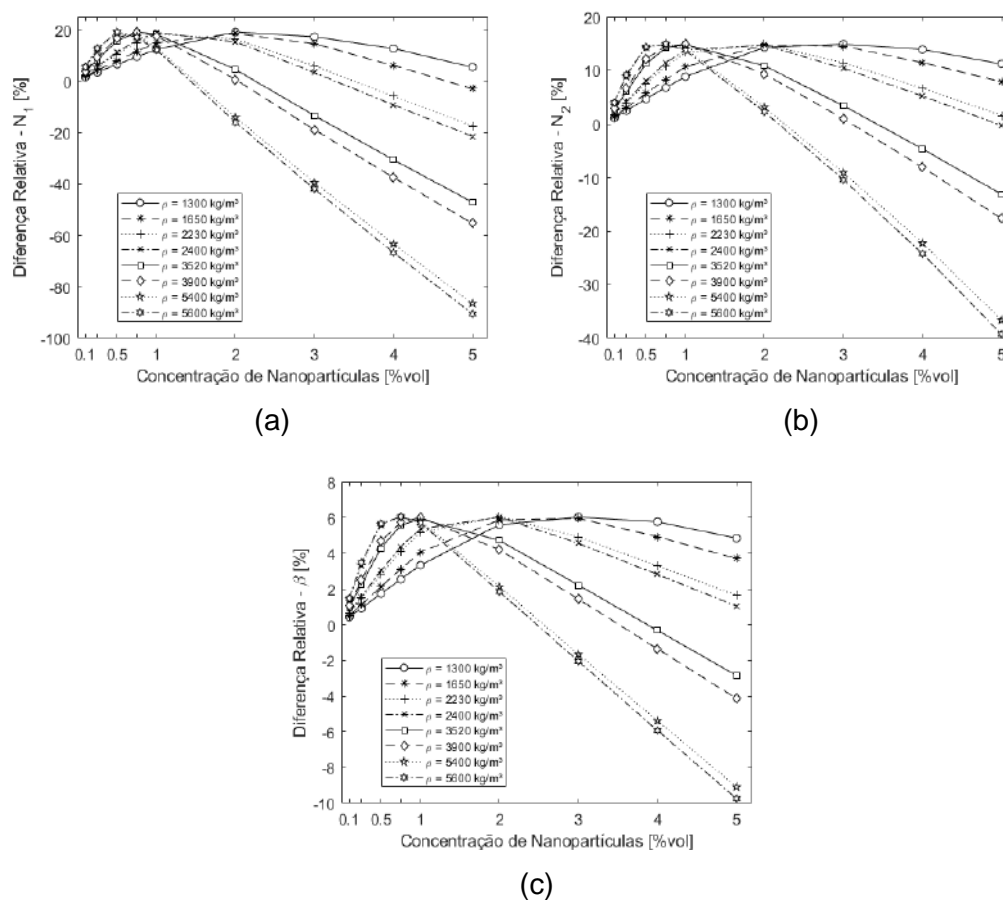


Figura 31: Diferenças relativas para os parâmetros de ajuste para a curva de líquido saturado. (a)  $N_1$ , (b)  $N_2$ . (c)  $\beta$ .

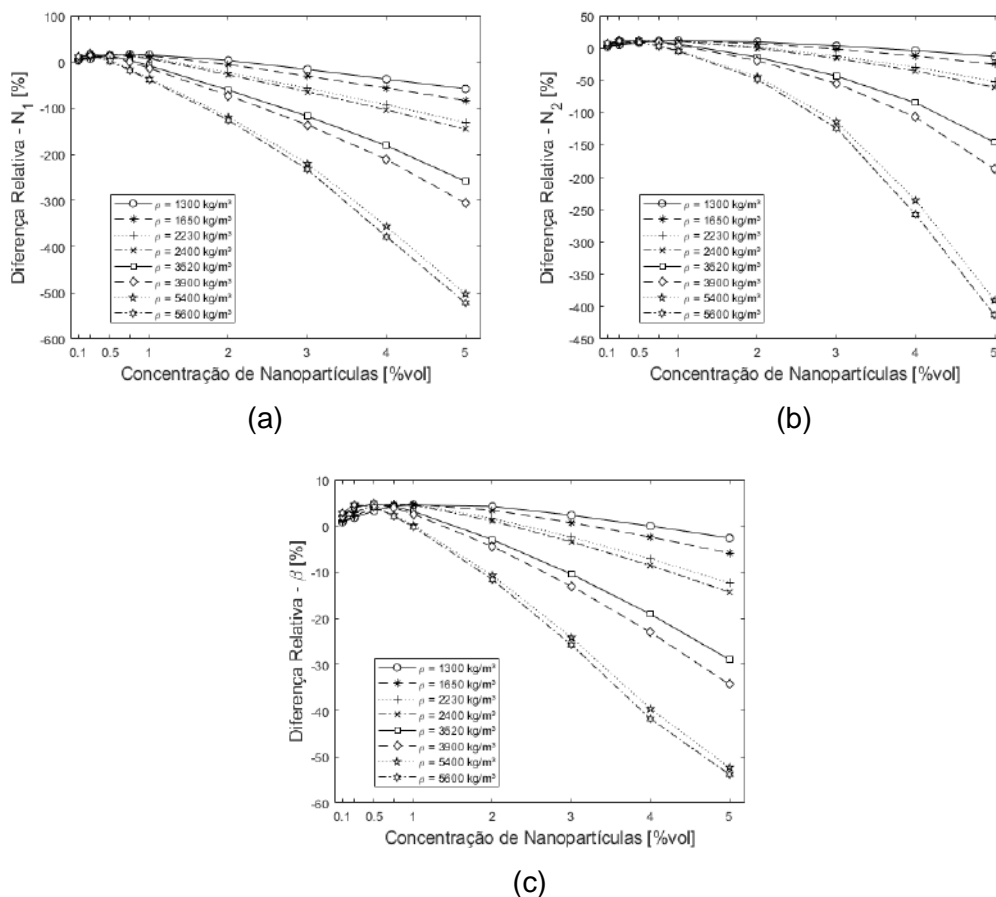


Figura 32: Diferenças relativas para os parâmetros de ajuste para a curva de líquido saturado. (a)  $N_1$ , (b)  $N_2$ , (c)  $\beta$ .

Comparando os dois conjuntos de curvas e avaliando os fatores de escala, notou-se que as diferenças relativas associadas ao lado líquido são inferiores do que as observadas para o lado vapor, indicando que ele seria o mais adequado para uso. Não há um limite estabelecido para a concentração de nanopartículas no uso da metodologia, apesar de ter se observado na literatura um uso máximo de 5% em volume. Acredita-se que observando os fatores de escala, pode-se determinar um limite de concentração. Estipulando uma diferença máxima de 20% para o parâmetro  $N_1$ , uma concentração máxima de 2% em volume é permitida. Assim, os outros erros associados ao  $N_2$  e  $\beta$ , se encontram perto de 15% e 6%, respectivamente (CARVALHO et al., 2020).

A Figura 33 demonstra o ajuste de curva para o R410A com as nanopartículas consideradas, com 1% em concentração volumétrica utilizando ambas as curvas de saturação.

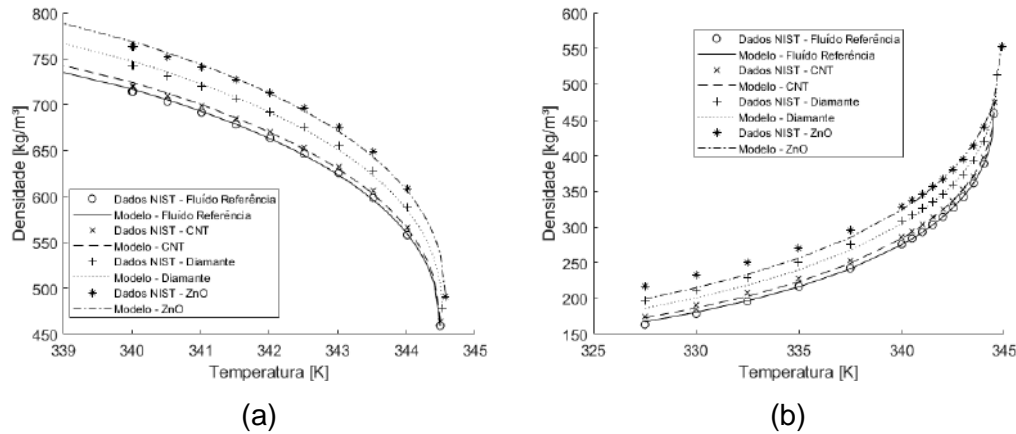


Figura 33: Densidade do refrigerante R410A puro e embebido de diferentes nanopartículas a 1% de concentração em volume. (a) Linha de saturação líquida. (b) Linha de saturação vapor.

O método é bom o suficiente para simular a densidade do nanofluido utilizando ambas as curvas de saturação. Entretanto o lado líquido parece apresentar melhores resultados e não parece superestimar os valores para os novos parâmetros críticos. Ao se observar a influência da densidade da nanopartícula no modelo, via  $R^2$ , fez-se uma análise da variação dos parâmetros críticos para dois fluidos base – R410A e R744 – para diferentes densidades de nanopartículas, conforme mostrado na Figura 34.

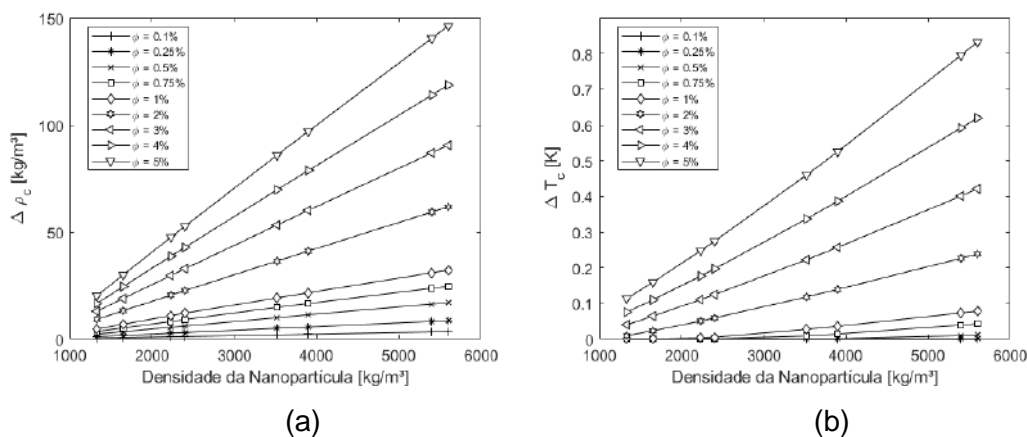


Figura 34: Variação dos parâmetros críticos do refrigerante R410A em função da densidade da nanopartícula. (a) Densidade ( $\Delta \rho_c$ ). (b) Temperatura ( $\Delta T_c$ ).

Os resultados mostram que a relação entre a variação dos parâmetros críticos com a densidade da nanopartícula seguindo um comportamento linear.



Além disso, demonstram que o impacto da natureza da nanopartícula possui afeta, com grande peso, sobre os resultados, observando-se que as maiores variações ocorrem para partículas mais densas, e ela é mais acentuada em maiores concentrações.

O procedimento é avaliado para diversos refrigerantes, com o objetivo de utilizá-lo na predição parâmetros críticos para um nanolubrificante. Entretanto, existe uma escassez de dados experimentais referentes à densidade saturada dos óleos lubrificantes perto do ponto crítico, de forma que o procedimento não poderia ser aplicado.

A fim de superar esta barreira, o método é utilizado para diferentes alcanos. Busca-se encontrar uma relação entre a quantidade de carbonos na cadeia molecular e a variação das propriedades críticas. Dados referentes ao líquido saturado de alcanos com 1 a 20 carbonos na cadeia molecular foram utilizados (MALONEY, 2008), variando a concentração volumétrica (de 0,1 a 5%) de nanopartículas de diamante. Observou-se que para um baixo número de carbono, a variação dos parâmetros críticos é instável. Assumindo que usualmente óleos lubrificantes são compostos de longas cadeias de carbono, propõem-se correlações que consigam prever a variação dos parâmetros críticos para maiores quantidades de carbono na cadeia, 10 a 20 (CARVALHO et al., 2020).

A Figura 35 demonstra que a variação dos parâmetros críticos para longas cadeias de carbono possui uma dependência linear.

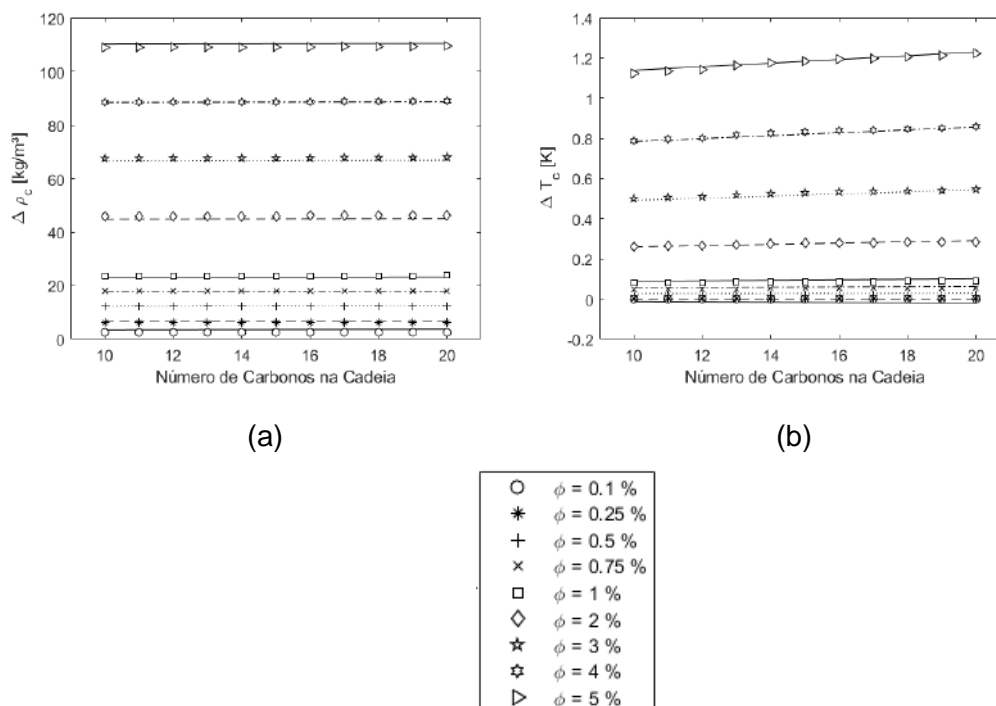


Figura 35: Variação dos parâmetros críticos de diferentes alcanos à diferentes concentrações de nanopartículas de diamante. (a) Densidade ( $\Delta \rho_c$ ). (b) Temperatura ( $\Delta T_c$ ).

Os resultados indicam que a densidade da nanopartícula resulta em maior impacto do que a quantidade de carbonos, estes por sua vez não são responsáveis por significativas alterações. Acredita-se que as correlações desenvolvidas possam ser utilizadas em cadeia maiores de carbono, dado o comportamento linear da variação (CARVALHO et al., 2020).

Como observado anteriormente, o óleo lubrificante é composto de carbono, oxigênio e hidrogênio (HUBER; LEMMON; FRIEND, 2002). Para verificar a influência de outros componentes na variação de parâmetros críticos, o mesmo procedimento foi realizado para alguns derivados do propano, tais como: propeno e propino (insaturação), acetona (presença de oxigênio), R1234yf, R1234ze, R245fa e R227ea (presença de flúor), como mostrado na Figura 36.

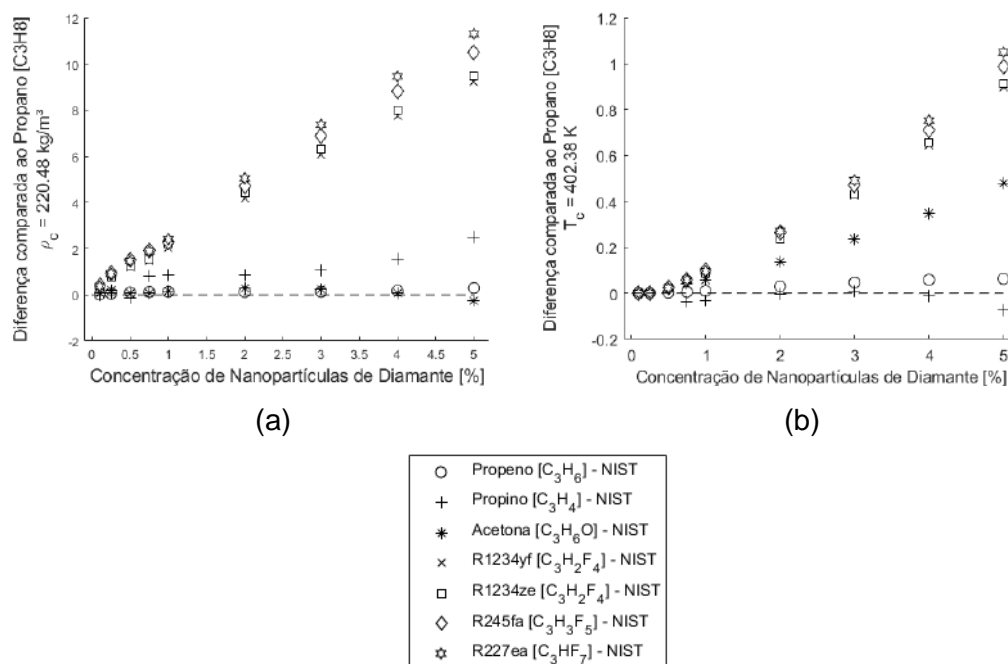


Figura 36: Variação dos parâmetros críticos de derivados do propano. (a) Densidade. (b) Temperatura.

Como verificado, o flúor possui o maior impacto no que concerne a variação dos parâmetros críticos (responsável pelas maiores mudanças) devido a sua maior eletronegatividade, enquanto o oxigênio e hidrogênio não demonstram impactos significativos (CARVALHO et al., 2020).

O procedimento apresentado é modificado para que possa ser utilizado no presente trabalho. A adequação feita diz respeito à base utilizada para a concentração de nanopartículas. No método apresentado se utiliza a base volumétrica e neste estudo se usa a base mássica. Uma vez feita a transformação, notou-se que a concentração aqui utilizada é muito inferior às consideradas no procedimento, de forma que novas correlações foram escritas para cada concentração. Os dados referentes às densidades dos alcanos à 25 °C (MALONEY, 2008) foram utilizados como padrão para a conversão da base volumétrica em mássica.

A Figura 37 mostra a relação da variação dos parâmetros críticos com a quantidade de carbonos na cadeia molecular dos alcanos. Inicialmente se observa que a variação referente à temperatura crítica segue um comportamento linear descrito pela Eq. (143), porém apresentando valores desprezíveis. A variação de densidade crítica pode ser descrita agora por uma função de potência, Eq. (144), e conseqüentemente a pressão crítica também.

$$y = ax + b \quad (143)$$

$$y = ax^b + c \quad (144)$$

O comportamento linear da variação dos parâmetros críticos em maiores quantidades de carbono também é observado. No entanto, a função de potência é boa o suficiente para acompanhar tais variações, dado que não parece haver instabilidades quando se trabalha com concentrações de nanopartículas pequenas. As constantes das Eqs. (143-144) são descritas na Tabela 9.

Tabela 9: Constantes para as funções de variação dos parâmetros críticos em alcanos.

	Concentração	a	b	c	R <sup>2</sup>
Temperatura	0,1	4.503e-10	1.151e-09	-	0,9254
	0,5	8.849e-08	2.173e-07	-	0,9430
	1,0	1.028e-06	1.697e-06	-	0,9582
Densidade	0,1	-0.7047	-0.8794	0.6056	0,9988
	0,5	-3.533	-0.8783	3.031	0.9988
	1,0	-7.092	-0.8789	6.083	0.9988
Pressão	0,1	-0.03694	-0.9402	0.03145	0.9958
	0,5	-0.1861	-0.9241	0.1592	0.9958
	1,0	-0.3764	-0.9108	0.323	0.9958

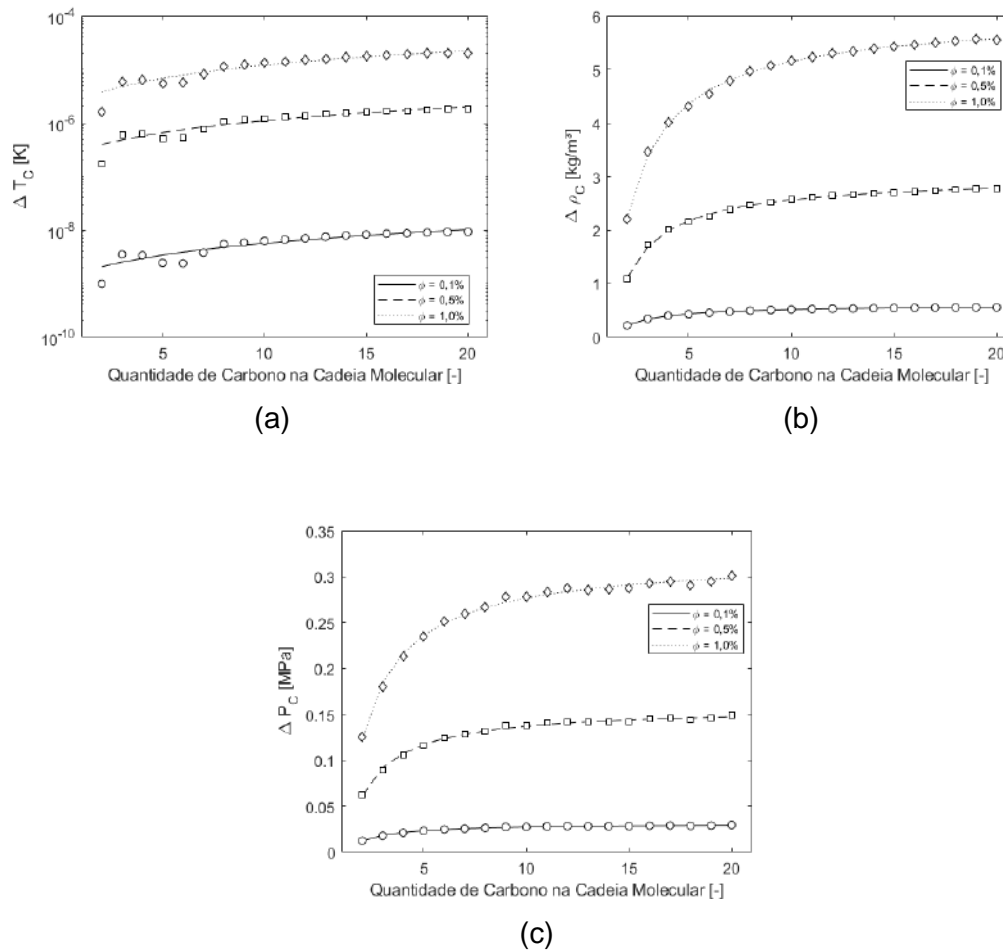


Figura 37: Variação dos parâmetros críticos para diferentes alcanos.(a) Temperatura ( $\Delta T_c$ ). (b) Densidade ( $\Delta \rho_c$ ). (c) Pressão ( $\Delta P_c$ ).

### 5.3. Validação dos resultados para os trocadores

Após a seleção das correlações para o coeficiente de troca de calor, procedeu-se à validação utilizando apenas refrigerante no sistema sem nanolubrificante. A validação é feita utilizando os modelos referentes aos trocadores de calor operando independentemente, ou seja, não fazendo parte de um ciclo integrado. Os dados de entrada para os cálculos são: as temperaturas de entrada de ambos os fluidos (refrigerante e água), pressão de operação e vazão mássica de refrigerante. A água foi suposta estar a 100 kPa. É feita a análise frente ao coeficiente de troca de calor bifásico, temperatura de saída do trocador de calor e a taxa de transferência de calor, comparando com os resultados de projeto.

### 5.3.1. Evaporador

As correlações mencionadas na seção 3.3.2.1 são apresentadas nas Figura 38, para diferentes frequências de operação do compressor, junto do coeficiente de transferência de calor de projeto.

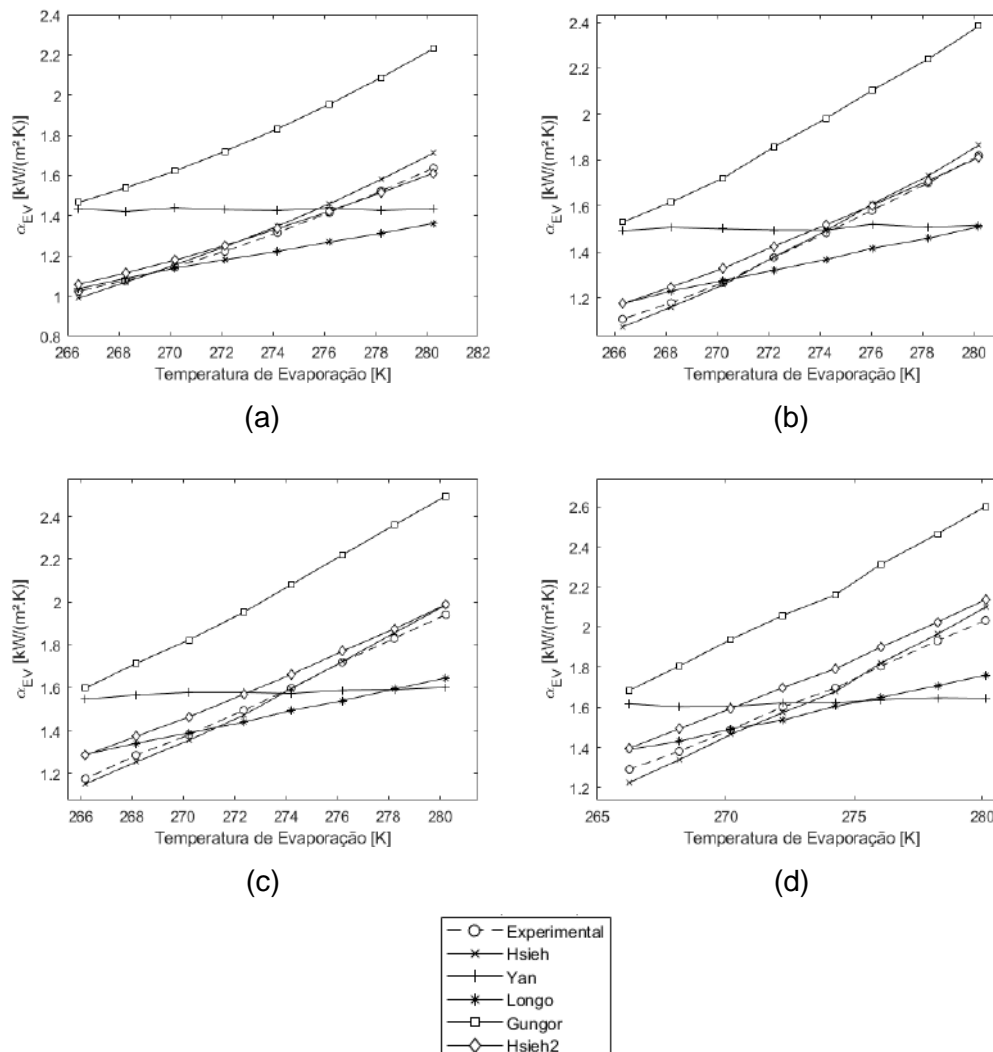


Figura 38: Coeficientes de transferência de calor de evaporação ( $\alpha_{eb}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Deve-se ressaltar que os resultados são apresentados para correlações desenvolvidas para diferentes condições de operações: velocidade mássica, fluido de trabalho, fluxo de calor, tipo de trocador e temperatura de evaporação. Pelos resultados analisados, foi considerada a mais adequada ao presente modelo a correlação proposta por Hsieh *et al.* (2002), por se aproximar dos resultados desejados, e por ser dedicada a trocadores de calor do tipo placas utilizando

R410A, mesmo que as condições de operação (velocidade mássica e temperatura de evaporação) sejam diferentes. As correlações de Kandlikar (1990) e Sun & Mishima (2009) foram testadas, entretanto não foram adicionadas aos resultados por serem utilizadas para tubos lisos e micro canais.

Depois de feita a escolha da correlação mais adequada ao estudo, é necessário fazer uma avaliação da mesma, Figura 39.

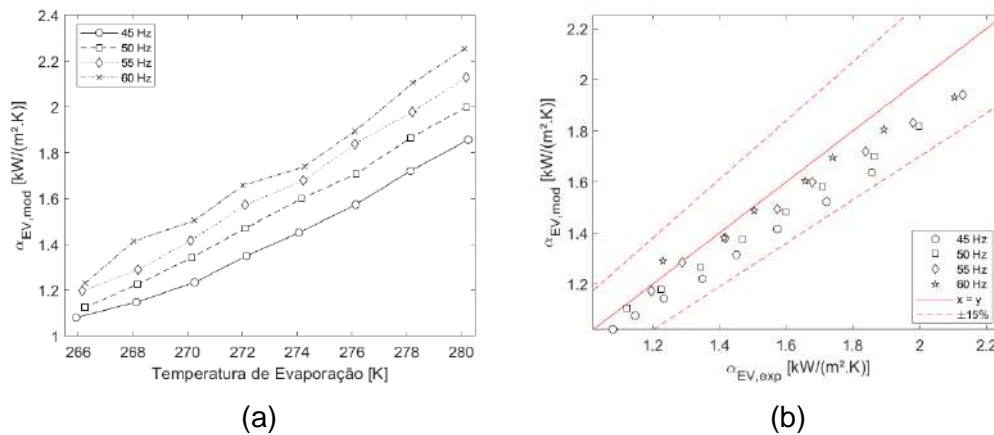


Figura 39: Resultados para o coeficiente de troca de calor por evaporação ( $\alpha_{EV}$ ).

(a) Modelo. (b) Comparativo Modelo-Projeto.

É possível observar que o coeficiente cresce de acordo com a temperatura de saturação do evaporador que, por sua vez, está associado a maiores vazões mássicas de refrigerante. Sob estas condições há um maior fluxo de calor, e assim um maior número de Boiling, Eq. (74). Estas condições também são responsáveis um número de Reynolds e de Prandtl maiores, envolvidos diretamente no cálculo do coeficiente, e aumento da evaporação da nucleação. A diferença relativa entre o que é calculado com o modelo e com o valor de projeto cresce de acordo com a temperatura de saturação, e diminui de acordo com a frequência de operação do compressor, apresentando um máximo de 13,5 %.

Hsieh *et al.* (2002) em seu trabalho reporta uma incerteza de 14,5% para o coeficiente de troca de calor bifásico. A Figura 39 demonstra que a diferença relativa entre o resultado do modelo e de projeto é inferior à incerteza reportada pelos autores, a partir do método de Kline & McClintock (1953), demonstradas na Figura 40.

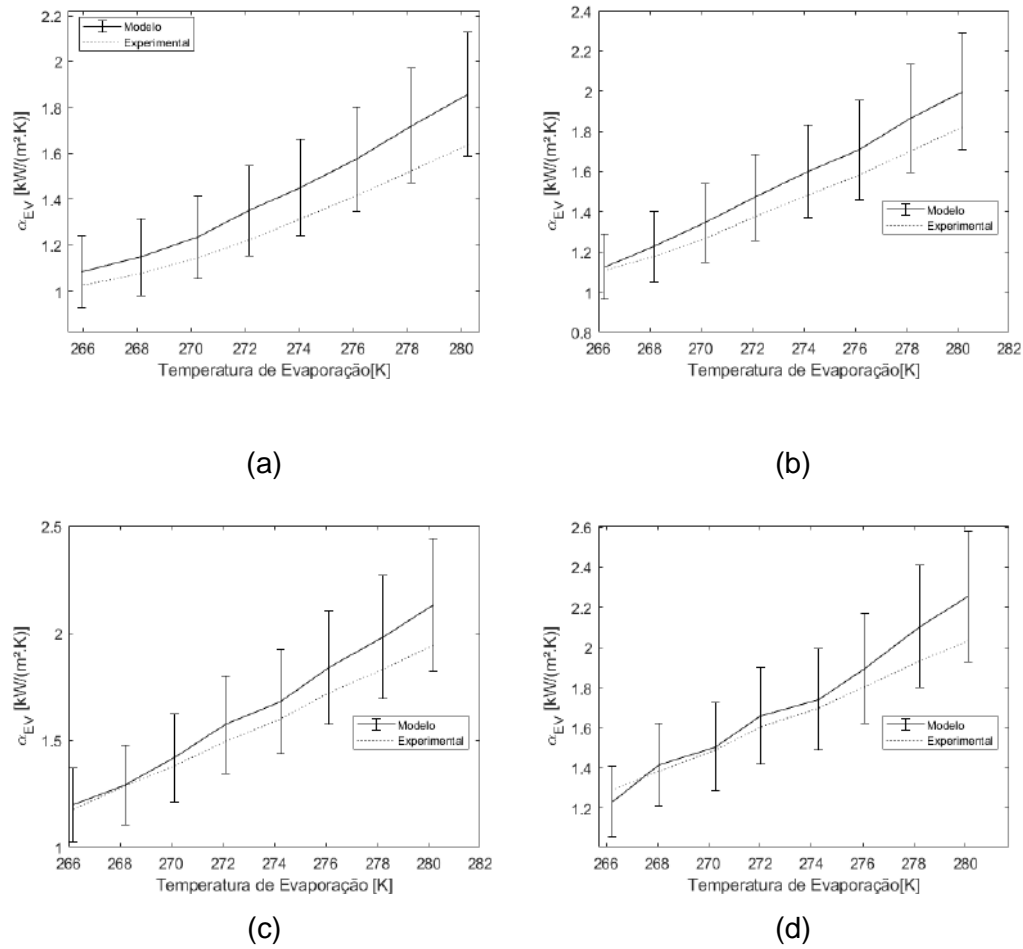


Figura 40: Incertezas relacionadas à correlação de Hsieh *et al.* (2003). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

A Figura 41 mostra os resultados referentes ao fator de atrito e queda de pressão referentes à região bifásica utilizando a correlação de Hsieh *et al.* (2002), calculados a partir das Eqs. (89) e (102).



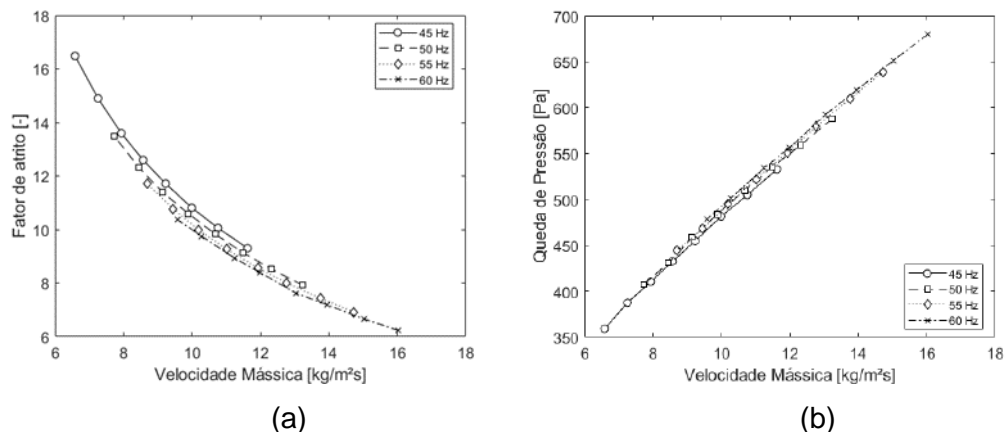


Figura 41: Resultados para o fator de atrito (Esquerda) e queda de pressão (Direita) evaporador.

Observa-se que à medida que o fator de atrito diminui, a queda de pressão aumenta de acordo. Como é de se esperar, maiores vazões mássicas estão associadas a maiores perdas de cargas, e assim maior queda de pressão, assim como maiores fatores de atrito são encontrados em menores números de Reynolds. Em razão da pequena queda de pressão em relação à pressão de operação, ela é desconsiderada na modelagem.

A taxa de transferência de calor é analisada inicialmente de forma integral, e depois para cada zona. A Figura 42 apresenta os resultados encontrados para a taxa de transferência integral, e a Figura 43 apenas para a zona de superaquecimento.

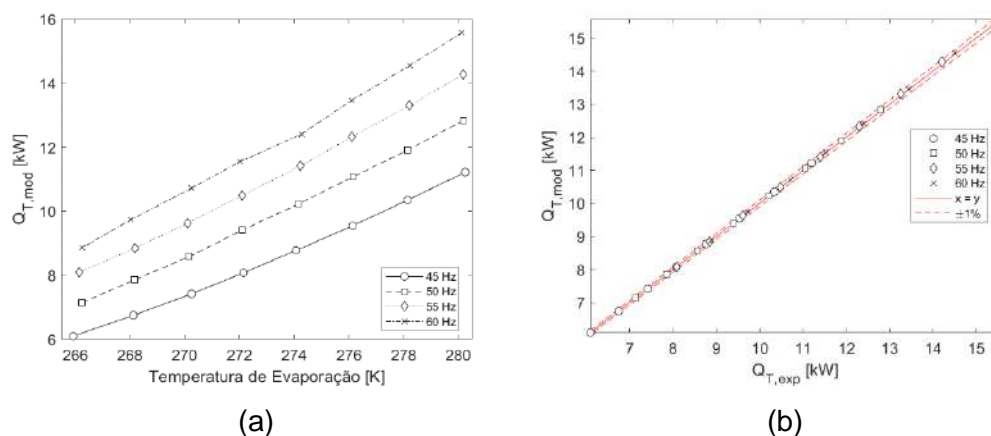


Figura 42: Resultados referentes à taxa de transferência de calor integral do evaporador. (a) Modelo. (b) Comparativo Modelo-Projeto.

Quando se observa a taxa integralmente, Figura 42, observa-se que a diferença entre as duas abordagens é pequena, chegando a uma diferença máxima de apenas 0,5 %. Uma vez que a pressão de operação e a temperatura de entrada do refrigerante são fixadas, os resultados referentes à zona de evaporação são os mesmos entre ambas as abordagens, de forma que a diferença se concentra na zona de superaquecimento.

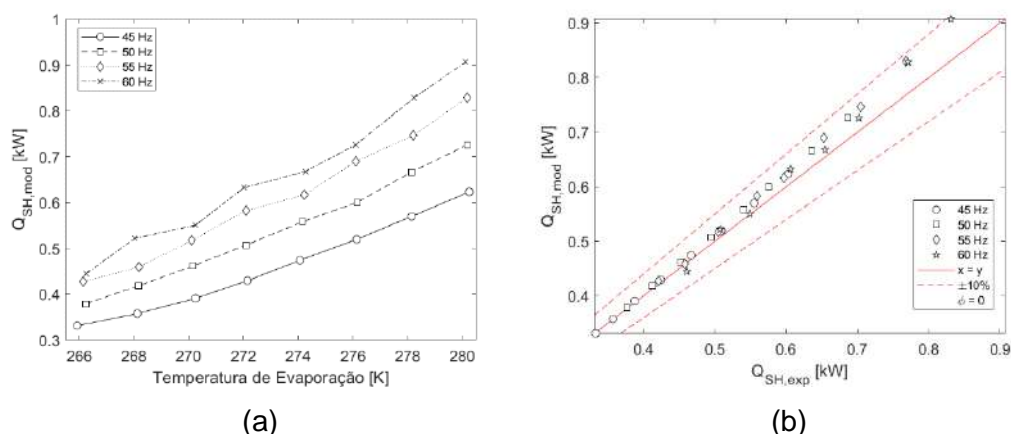


Figura 43: Resultados referentes à taxa de transferência da zona de superaquecimento do evaporador. (a) Modelo (b) Comparativo Modelo-Projeto.

A Figura 43 mostra este resultado, e se observa uma diferença relativa máxima de 9%. A diferença possui a tendência de crescer com a temperatura de evaporação e também com a frequência de operação do compressor, assim como a própria taxa de transferência de calor. O cálculo demonstra que a maior troca de calor é destinada à zona de evaporação, como é de se esperar, e que a diferença realmente está voltada pra zona de superaquecimento, uma vez que a diferença relativa da taxa integral e da zona possuem o mesmo comportamento.

As temperaturas de saída do refrigerante são enfim comparadas, e se observam resultados próximos para ambos os métodos, chegando-se a uma máxima diferença de 0,32 %.

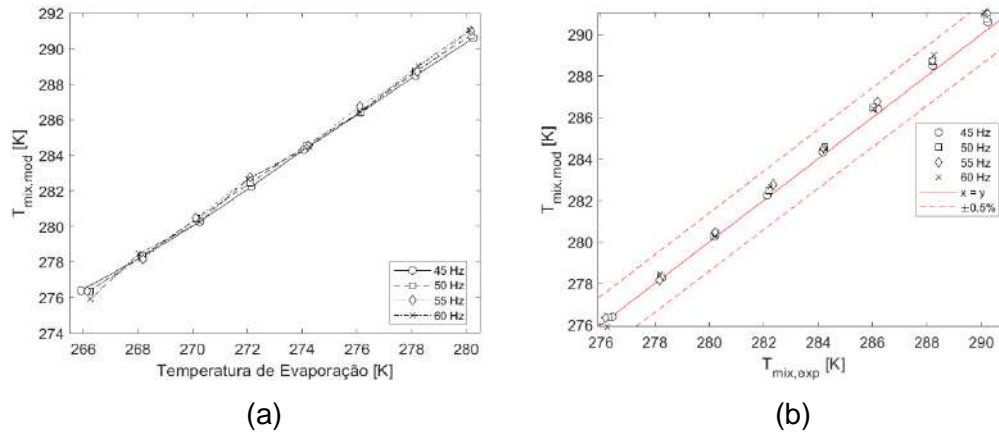


Figura 44: Resultados para a temperatura de saída do refrigerante. (a) Modelo.  
(b) Comparativo Modelo-Projeto.

A Figura 44 indica que a diferença relativa entre as temperaturas segue o mesmo comportamento verificado para a taxa de transferência de calor, Figura 43, indicando que a temperatura de saída do refrigerante é ditada pela zona de superaquecimento, ou seja, pela área e taxa de transferência de calor referentes à zona.

### 5.3.2. Condensador

As correlações mencionadas na seção 3.3.2.2 são apresentadas na Figura 45 para diferentes frequências de operação do compressor, junto com o coeficiente de troca de calor de projeto. Sabendo da existência do dessuperaquecimento, os dados referentes a zona são calculados, e então se encontra as condições de projeto (experimental) para a zona de condensação. A zona de subresfriamento é calculada junto à condensação, uma vez que ela é pequena.

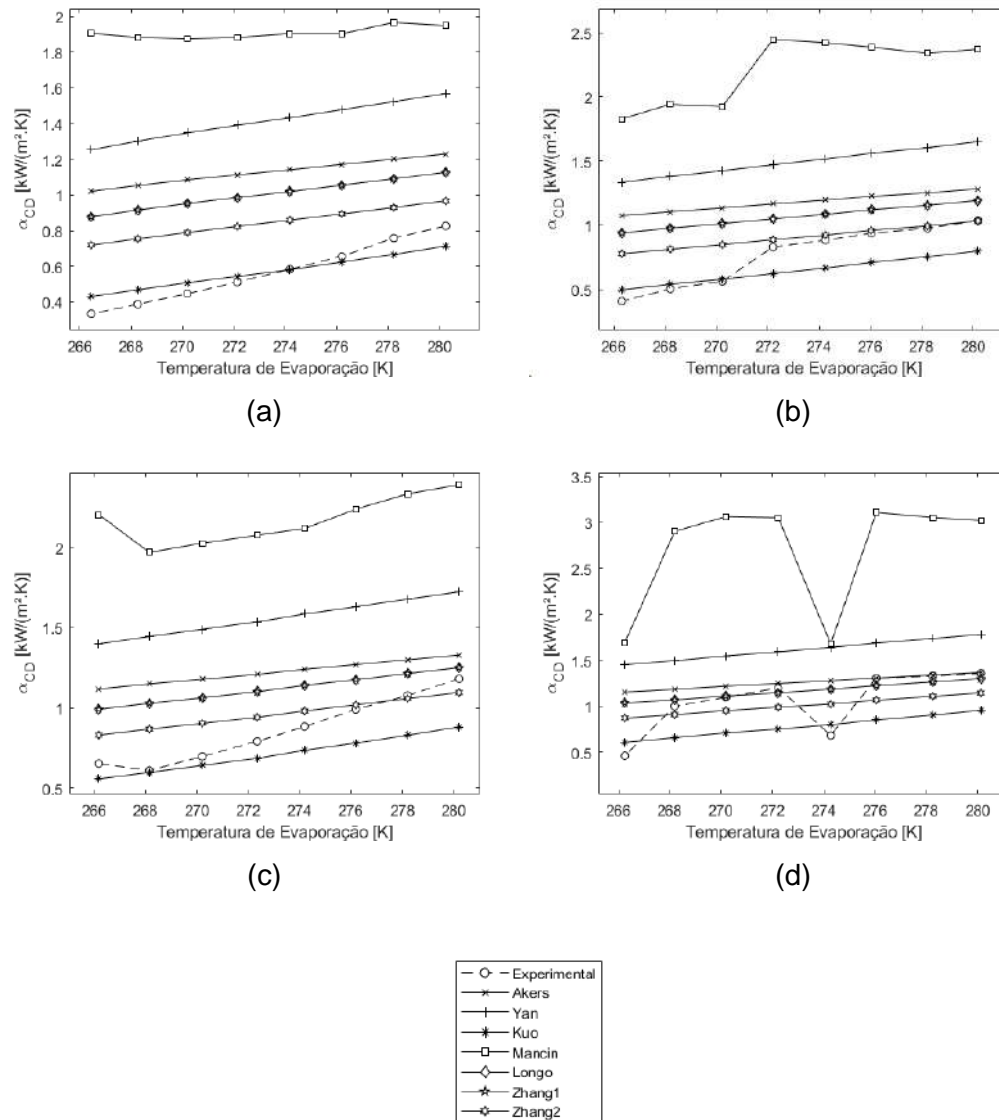


Figura 45: Coeficientes de transferência de calor de condensação ( $\alpha_{cd}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Observa-se que o coeficiente de troca de calor da zona de condensação, segue o mesmo comportamento apresentado para a região de evaporação no que diz respeito à temperatura de evaporação.

A correlação escolhida para uso no presente estudo foi desenvolvida por Kuo *et al.* (2005) uma vez que ela é dedicada ao uso do refrigerante R410A em trocadores do tipo placas com escoamento vertical, apesar das condições de testes não serem as mesmas encontradas neste trabalho (velocidade mássica e pressão de condensação). É possível se observar que a correlação proposta por Mancin *et al.* (2012) possui o mesmo comportamento do resultado de projeto, entretanto ela não foi escolhida pelo fato de a correlação apresentar resultados

superestimados em todos os casos. A correlação de Cavallini *et al.* (2006) foi testada, entretanto seus resultados não foram apresentados por se tratar de tubos lisos.

Os resultados referentes ao condensador utilizando o modelo apresentaram uma certa descontinuidade devido ao cálculo da vazão mássica da água no condensador que não foi controlada durante o experimento, como observado na Figura 46.

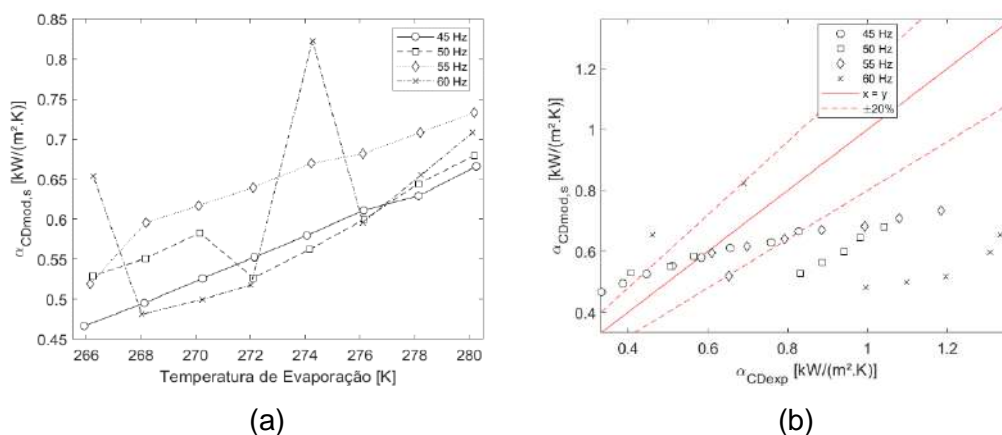


Figura 46: Resultados para o coeficiente de troca de calor de condensação. (a) Modelo. (b) Comparativo Modelo-Projeto.

Os resultados aqui encontrados utilizando o modelo para o coeficiente de troca de calor de condensação (KUO *et al.*, 2005) indicam que este, assim como observado para o evaporador, cresce com a frequência de operação e com a temperatura de evaporação, e também a diferença relativa entre os resultados do modelo e de projeto, chegando a elevadas diferenças de até 35%.

A frente destas grandes diferenças, se desenvolveu uma correção descrita pela Eq. (145), abaixo, de forma a tentar a corrigir tal disparidade. Pela comparação entre os resultados supracitados, observou-se que a correção deveria contemplar tanto o efeito de translação quanto o de variação da amplitude.

$$\alpha_{correção} = \alpha_{correlação} \cdot (A \cdot G^n) + B \quad (145)$$

A correção foi feita pelo método dos mínimos quadrados entre os coeficientes calculados pela correlação e pelo resultado de projeto, e é corrigida em função da velocidade mássica. A Figura 47 demonstra a comparação entre a correlação original, a correção e o valor experimental, junto com a incerteza

assumida pelo autor (KUO et al., 2005). O cálculo das incertezas foi realizado a partir do método desenvolvido por Kline & McClintock (1953).

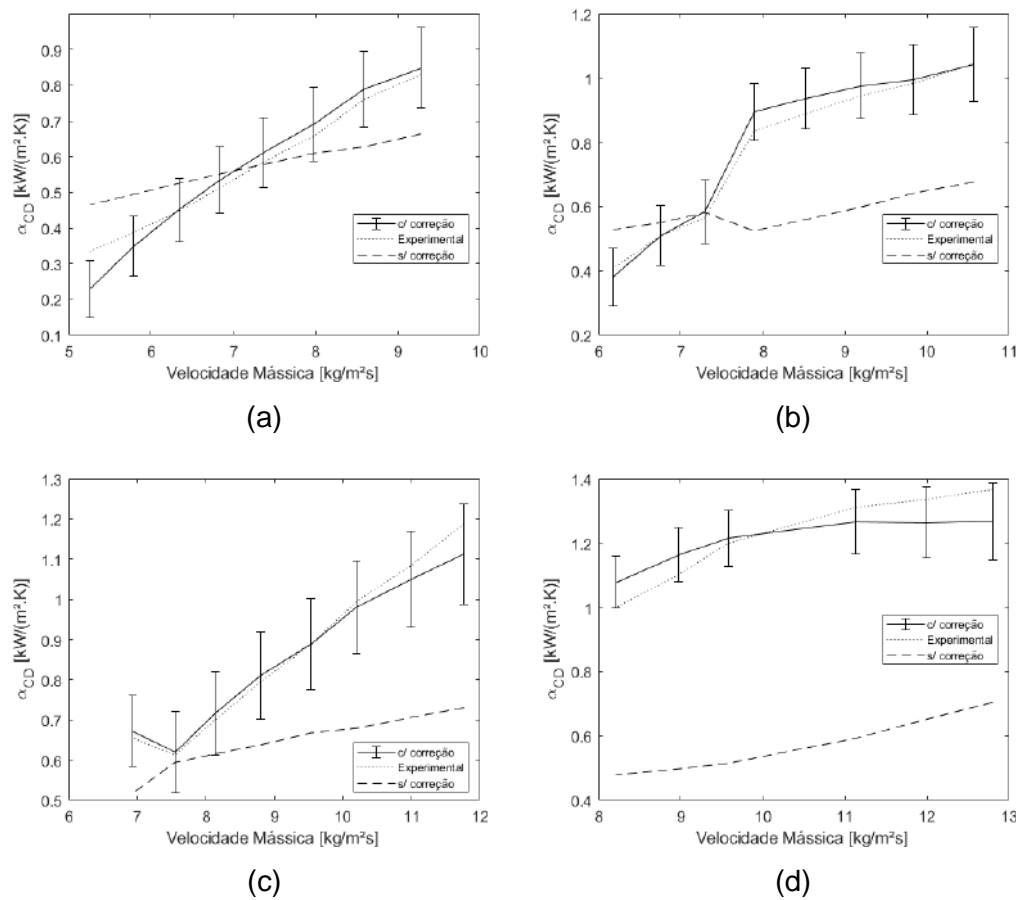


Figura 47: Incerteza relacionadas à correlação de Kuo *et al.* (2005) e correção para casos sem nanopartículas. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Observando os resultados da Figura 47 pode parecer que a escolha da correlação foi inadequada. Entretanto, quando o mesmo procedimento foi realizado para os casos com a presença de nanopartículas, a correlação pareceu estar mais próxima dos valores de projeto, dado que para estes casos não foram apresentadas descontinuidades nos dados. As Figuras G1 e G2, presentes no Apêndice G, apresentam as demais correções para as outras concentrações de nanopartículas. A Tabela 10 demonstra os coeficientes utilizados para a correção da Eq. (145), junto com o coeficiente  $R^2$ .

Tabela 10: Coeficientes para a correção da correlação do coeficiente de troca de calor de condensação, Eq. (145).

$\phi$ [%]	A	B	n	R <sup>2</sup>
0,0	-35,5612	-1,2559	2,2895	0,9769
0,1	0,1307	0,8383	0,1344	0,9274
0,5	0,0235	1,4527	0,2949	0,9575

A Figura 48 mostra os resultados da correção para todas as frequências e a diferença relativa para os resultados de projeto. Quando comparados com a Figura 47, os resultados com correção apresentam uma resposta superior, demonstrando a efetividade da correção para o coeficiente.

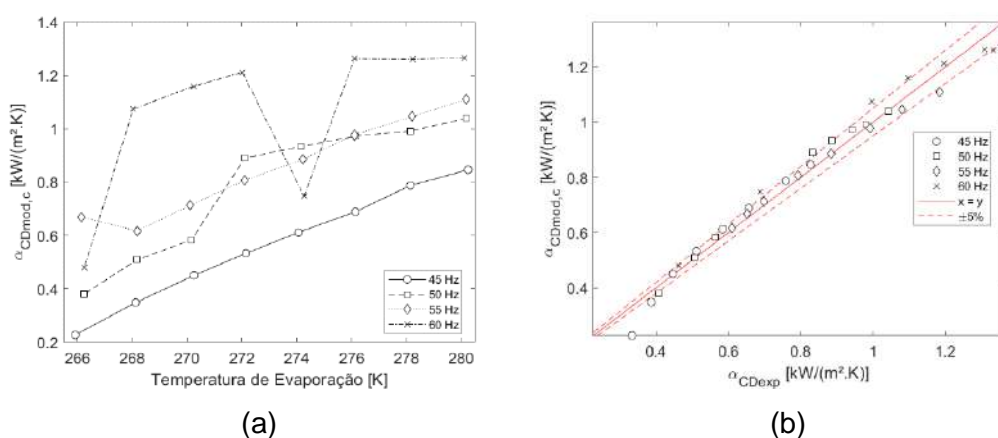


Figura 48: Resultados para o coeficiente de troca de calor de condensação com correção. (a) Modelo. (b) Comparativo Modelo-Projeto.

Kuo *et al.* (2005) desenvolvem uma correlação que descreve o coeficiente de atrito da região bifásica, Eq. (114). Entretanto, uma vez que foi feita a correção do coeficiente de troca de calor da região, optou-se pela análise mediante o procedimento descrito nas Eqs. (126-129), a partir dos dados experimentais. A queda de pressão bifásica é calculada para todos os casos disponíveis, e então, através do método da regressão, é encontrada o coeficiente angular que dita a relação entre ambos os parâmetros, Figura 49.

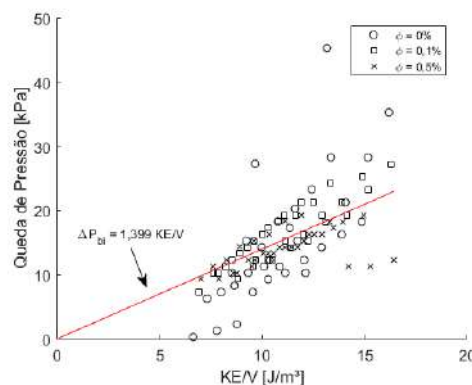


Figura 49: Relação entre a queda de pressão bifásica e energia cinética por unidade de volume.

Os resultados indicam uma relação linear entre a queda de pressão da região bifásica com a energia cinética por unidade volume. Similarmente ao que foi apresentado com o evaporador, a queda de pressão cresce de acordo com o fluxo de massa devido às maiores perdas de carga. A queda de pressão encontrada é muito menor do que as pressões de operação do condensador, de forma que ela será desconsiderada durante a modelagem.

Os resultados são apresentados com e sem a correção do coeficiente de troca de calor. A correção é implementada no modelo da seguinte maneira: inicialmente as contas são feitas utilizando a correlação original, e depois da convergência do modelo, uma última iteração é realizada utilizando a correção apresentada. O coeficiente de troca de calor do subresfriamento passa a ser considerado o valor de saída da zona de condensação.

A temperatura de saída do refrigerante é apresentada na Figura 50 junto dos resultados experimentais e de saturação, e Figura 51 apresenta a diferença relativa entre ambos os resultados a partir do modelo com o valor de projeto.



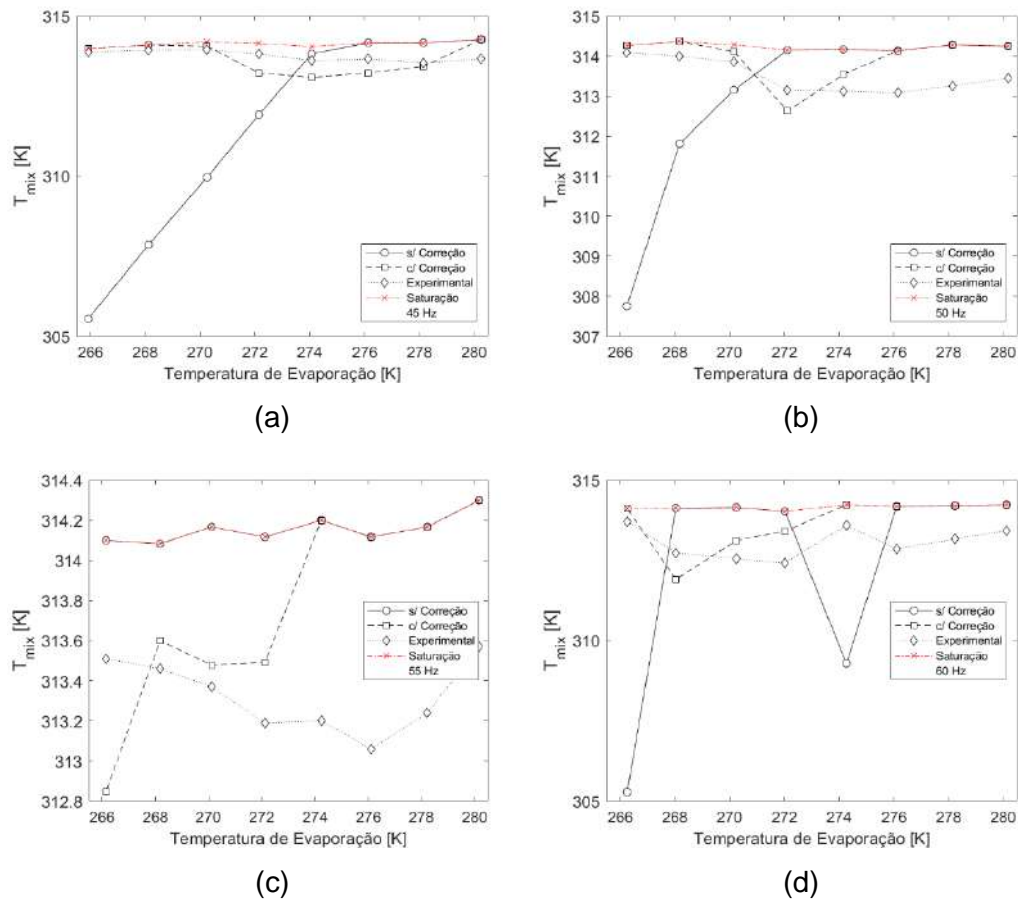


Figura 50: Resultados para temperatura de saída do refrigerante do condensador, com e sem correção. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

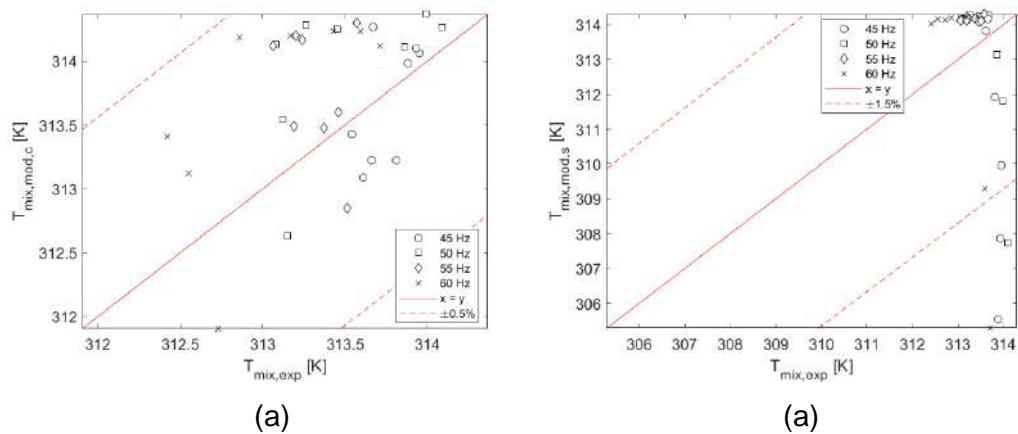


Figura 51: Comparativo Modelo-Projeto. (a) Com correção. (b) Sem correção.

A interpretação dos resultados deve ser feita junto dos resultados da Figura 46. As respostas do modelo que apresentam uma temperatura menor de saída do refrigerante correspondem aos resultados com maior coeficiente de troca de calor, uma vez que se obtém uma menor área de troca de calor destinada à

condensação e maior área para o subresfriamento. A área de desuperaquecimento é a mesma para todas as abordagens uma vez que se tem a temperatura de entrada de refrigerante e pressão de operação fixas. Os casos que apresentam um coeficiente inferior ao de projeto apresentam temperaturas de saída superiores aos medidos experimentalmente. Para estes casos é necessário observar se há um grau de subresfriamento, indicando se o refrigerante sai líquido subresfriado, ou uma mistura bifásica. As diferenças relativas, Figura 51, mostram uma disparidade entre o modelo com e sem a correção, mostrando valores máximos de 0,43% e 2,7%, respectivamente, indicando que a correção se mostra adequada.

A taxa de transferência de calor no condensador é analisada em dois momentos, integralmente e separada por zonas, a partir das Figuras 57 e 58 respectivamente.

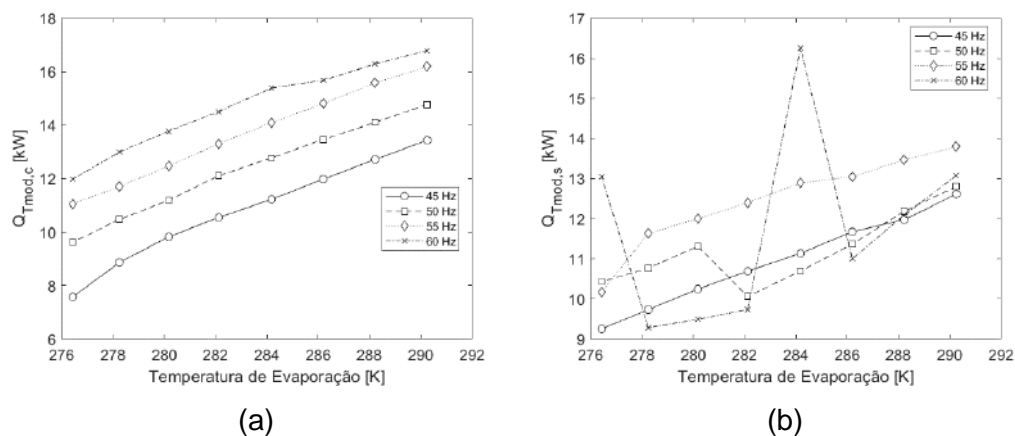


Figura 52: Resultados para a taxa de transferência de calor integral do condensador para o modelo. (a) Com correção. (b) Sem correção.

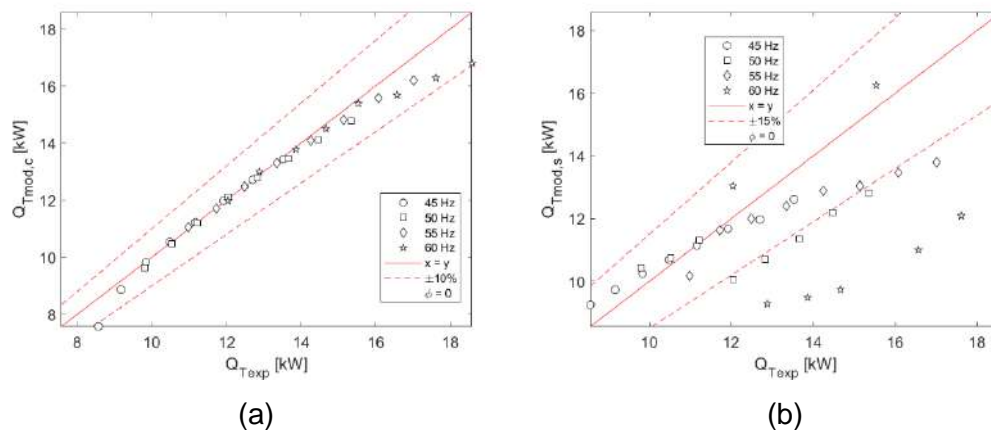


Figura 53: Comparativo Modelo-Projeto. (a) Com correção. (b) Sem correção.

A análise integral mostra o resultado da soma das zonas (Figura 52), e se observa uma grande disparidade referente ao modelo sem a correção do coeficiente de troca de calor, corroborando para a necessidade da correção. A maior diferença relativa observada nesta condição é de 34%, enquanto para o modelo corrigido é de 11,8 %.

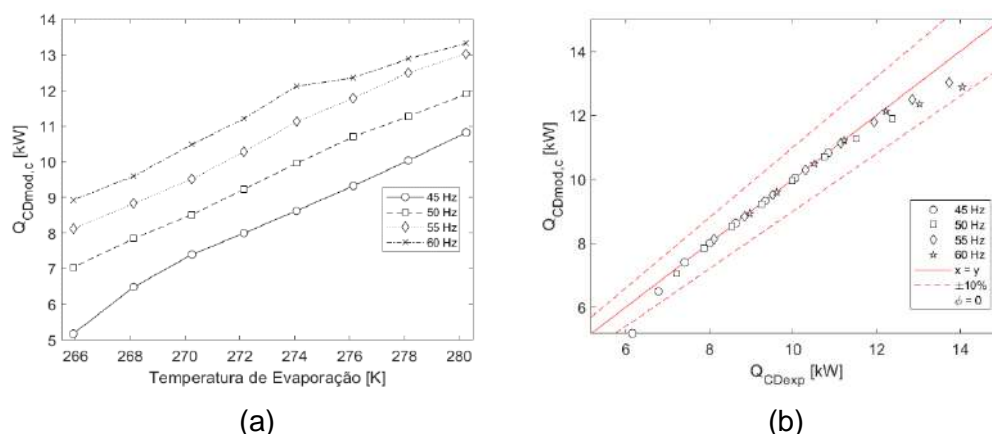


Figura 54: Resultado para a taxa de transferência de calor da zona de condensação. (a) Modelo. (b) Comparativo Modelo-Projeto.

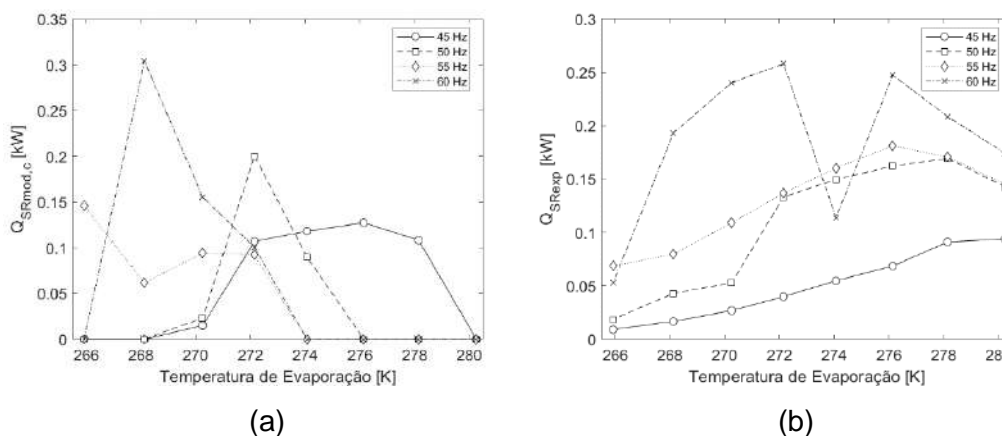


Figura 55: Resultado para a taxa de transferência de calor da zona de subresfriamento para o modelo. (a) Com correção. (b) Sem correção.

A análise de cada zona é feita apenas com o modelo corrigido, uma vez que se concluiu que a correção é necessária. É de se esperar que a taxa de transferência de calor referente ao desaquecimento sejam muito próximas para o modelo e projeto. Entretanto, as taxas referentes às zonas de condensação, Figura 54, e subresfriamento, Figura 55, são respostas do

coeficiente de troca de calor. Uma análise análoga à feita para a temperatura deve ser realizada no tocante dos coeficientes de troca de calor. Maiores coeficientes de condensação são responsáveis por uma maior área destinada ao subresfriamento, permitindo uma maior troca de calor, e maiores graus de subresfriamento. Quando os coeficientes são baixos, é possível que não haja subresfriamento, de forma que o refrigerante sai como mistura bifásica, e a taxa de transferência de calor de condensação é menor.

### 5.3.3. Compressor

A temperatura de descarga do compressor é avaliada mediante a um mapeamento em função da eficiência volumétrica e razão das pressões de sucção e descarga, mediante a Eq. (68), como demonstrado na Figura 56 contemplando todas as concentrações de nanopartículas. Verificou-se que a Eq. (146), polinomial de primeiro grau para a eficiência e segundo grau para as razões das pressões, seria boa o suficiente para descrever mapeamento. Os valores das constantes da Eq. (146) são apresentados na Tabela 11.

Tabela 11: Coeficientes para o mapeamento da temperatura de descarga do compressor.

C1	C2	C3	C4	C5	R <sup>2</sup>
259,7	60,67	56,61	-43,6	-1,361	0,9966

$$T_d = C_1 + C_2 \eta_{vol} + C_3 \left( \frac{P_d}{P_s} \right) + C_4 \eta_{vol} \left( \frac{P_d}{P_s} \right) + C_5 \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^2 \quad (146)$$

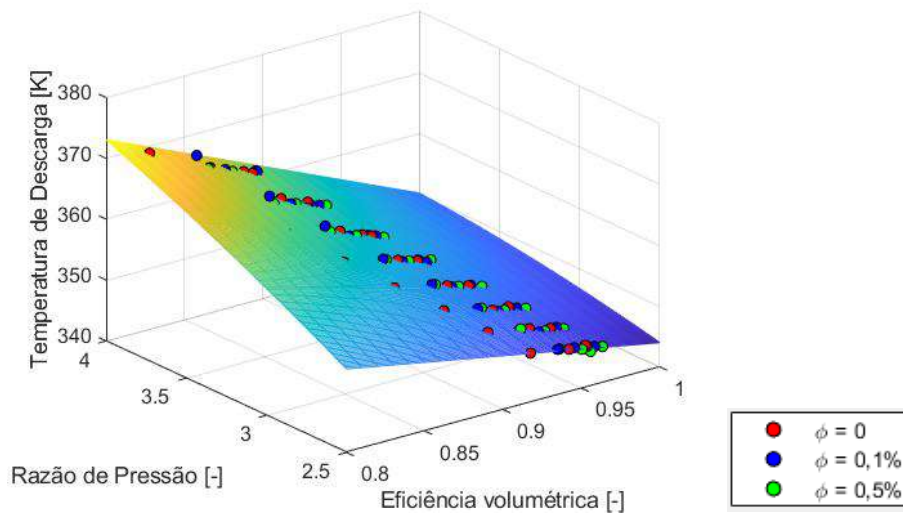


Figura 56: Mapeamento da temperatura de descarga do compressor.

As maiores razões de pressão estão associadas a menores temperaturas e pressões de evaporação, uma vez que a pressão do condensador é mantida constante. A temperatura de descarga decresce com o aumento da eficiência volumétrica e diminuição da razão de pressão. Estas condições são responsáveis por maiores vazões mássicas no sistema, que permitem que a condição na saída do compressor seja alcançada a menores temperaturas.

#### 5.4. Efeito do óleo

Apesar da validação ter sido feita considerando apenas refrigerante, sabe-se que há óleo na mistura já que as nanopartículas são misturadas a ele. Desta forma, fez-se uma análise na influência do óleo sobre as características de troca de calor, considerando que o óleo permanece na fase líquida através do sistema.

As propriedades termofísicas do óleo utilizado nesta pesquisa foram retiradas da literatura (PICO; BANDARRA FILHO, 2018), e os cálculos da mistura foram feitos segundo as Eqs. (12-15) na seção 3.2.1. O modelo não prevê a simulação de fenômenos complexos do óleo durante a operação do ciclo de refrigeração. Na realidade, estuda-se o seu impacto nas propriedades termodinâmicas e termofísicas. A revisão bibliográfica, seção 2.3.3, demonstrou que o óleo vem a ser responsável por aumentar a viscosidade dinâmica e diminuir a condutividade térmica da mistura, propriedades chave para o cálculo do coeficiente de troca de calor. A análise é feita para concentrações de 0,1%, 0,5% e 1,0% de óleo na mistura, uma vez que se considerou esses valores comuns de

circulação em um sistema. Serão demonstrados os casos para frequência de operação de 50 Hz e 55 Hz, enquanto os demais casos, referentes às frequências de 45 Hz e 60 Hz, estão presentes no Apêndice H.

O coeficiente de troca de calor da zona de evaporação é apresentado na Figura 57, e o coeficiente referente à zona de superaquecimento na Figura 58.

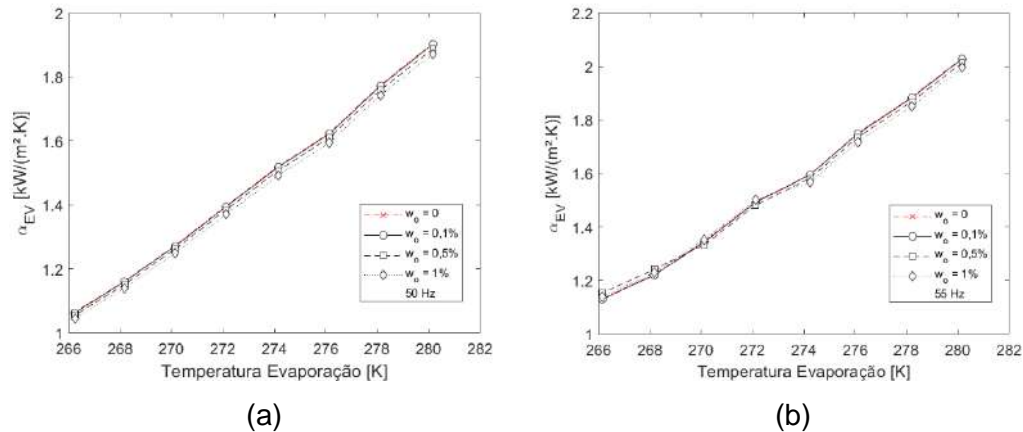


Figura 57: Impacto da concentração de óleo na mistura no coeficiente de troca de calor de evaporação ( $\alpha_{EV}$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz.

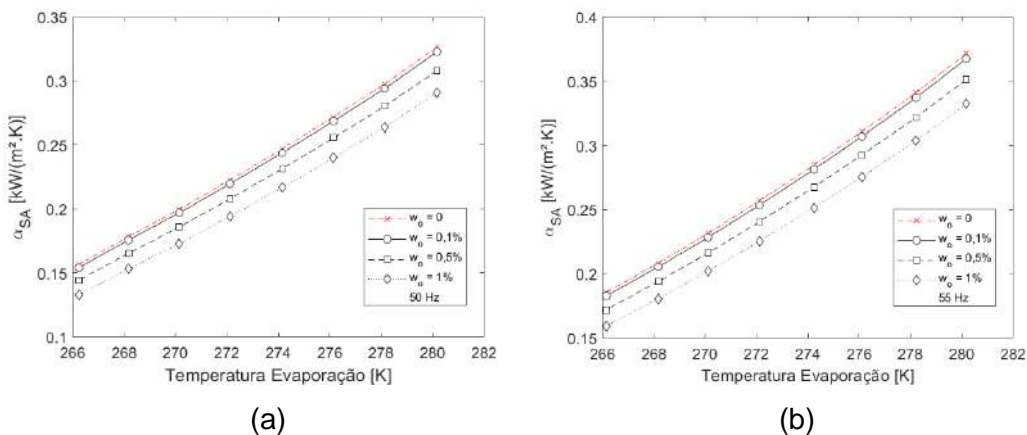


Figura 58: Impacto da concentração de óleo na mistura no coeficiente de troca de calor de superaquecimento ( $\alpha_{SA}$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz.

O coeficiente de troca de calor de evaporação apresenta, na maioria dos casos, um decréscimo de seu valor, decorrente das características do óleo. A condutividade térmica e viscosidade dinâmica são propriedades que estão diretamente ligadas aos números de Reynolds e Prandtl, que por sua vez são relacionados ao cálculo do coeficiente. O mesmo comportamento é visto mais significativamente para a zona de superaquecimento.

A taxa de transferência de calor da zona de superaquecimento é mostrada na Figura 59, e as temperaturas de saída na Figura 60.

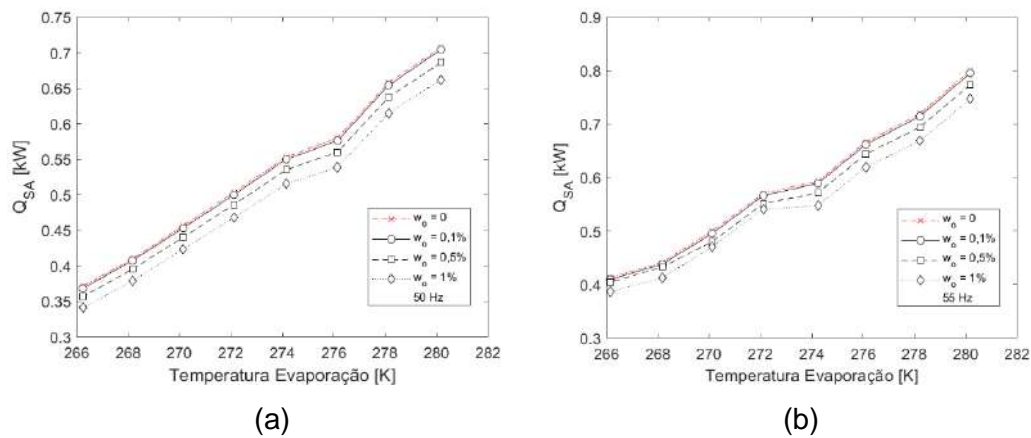


Figura 59: Impacto da concentração de óleo na mistura na taxa de transferência de calor de superaquecimento ( $Q_{SA}$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz.

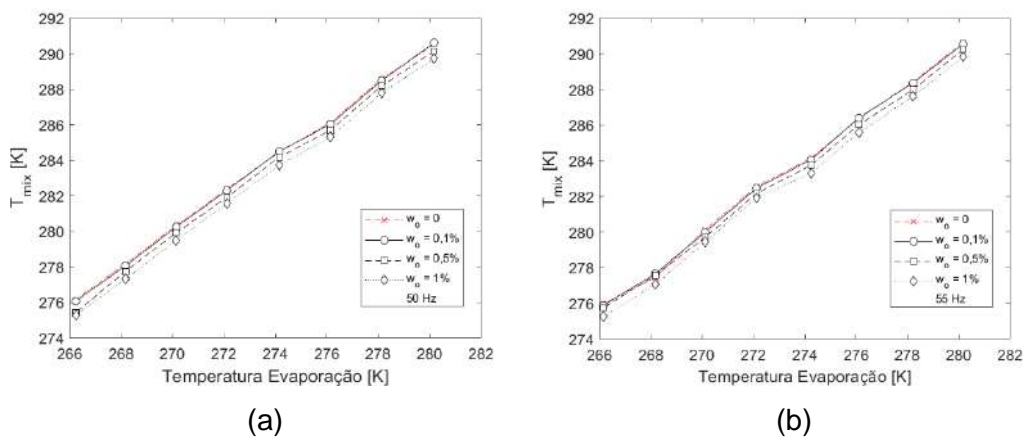


Figura 60: Impacto da concentração de óleo na mistura na temperatura de saída do refrigerante no evaporador. (a) 50 Hz. (b) 55 Hz.

O comportamento do coeficiente de troca de calor com a adição é responsável por uma diminuição da taxa de transferência de calor do evaporador, Figura 59, e consequentemente se espera que a temperatura de saída do refrigerante seja menor, Figura 60. A adição de óleo na mistura é responsável pela mudança das curvas de saturação do refrigerante, alterando assim os pontos de bolha e orvalho. Entretanto, as curvas de solubilidade referente ao óleo lubrificante não foram geradas. Assim, considerou-se que pela baixa quantidade de óleo considerada, as pressões de saturação não sofreriam alterações significativas (THOME, 1995).

A mesma análise é feita para o condensador, e se observou um comportamento similar às respostas dos coeficientes, da taxa de transferência de calor e das saídas do trocador. A Figura 61 mostra os resultados referentes ao coeficiente de troca de calor da zona bifásica.

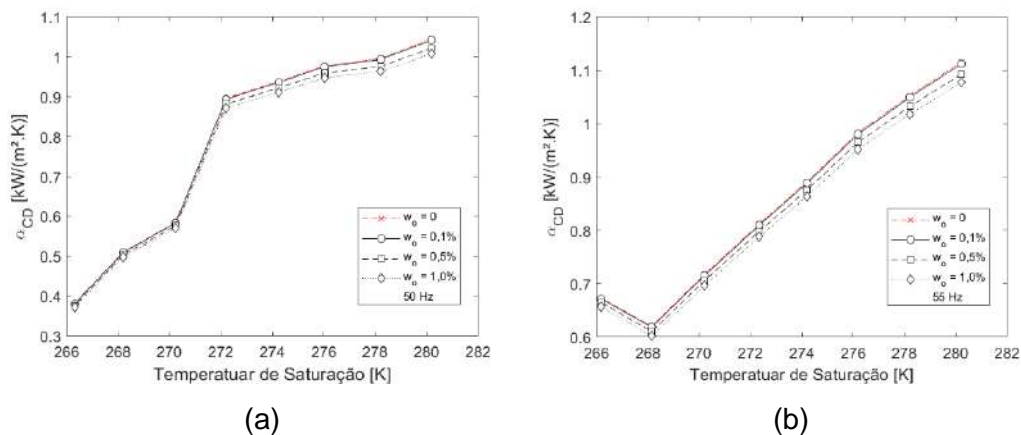


Figura 61: Impacto da concentração de óleo na mistura no coeficiente de troca de calor de condensação ( $\alpha_{CD}$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz.

De forma análoga ao que foi apresentado no evaporador, a adição de óleo é responsável por principalmente alterar os valores da condutividade térmica e viscosidade da mistura. O impacto no condensador é menor do que o observado no evaporador devido às temperaturas mais elevadas, e maior participação da fase líquida na região bifásica.

A taxa de transferência de calor é analisada integralmente (Figura 62) e apenas para região de condensação (Figura 63).



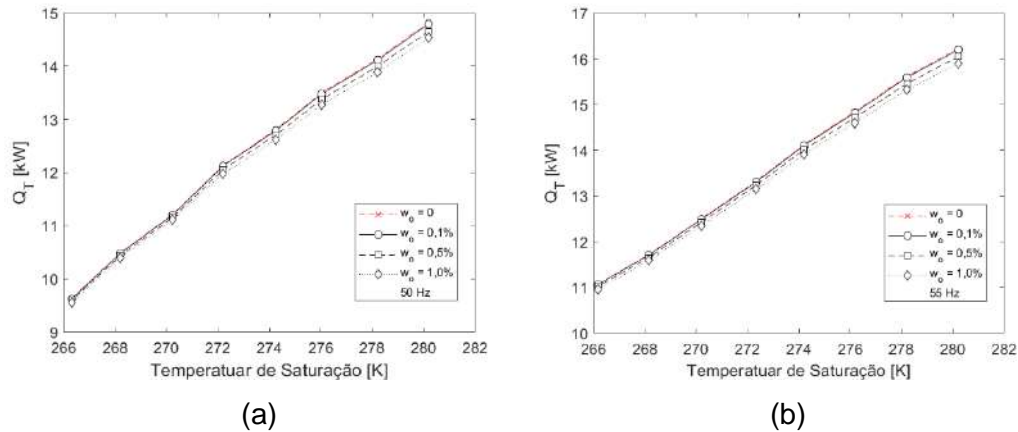


Figura 62: Impacto da concentração de óleo na mistura na taxa de transferência de calor integral do condensador ( $Q_T$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz.

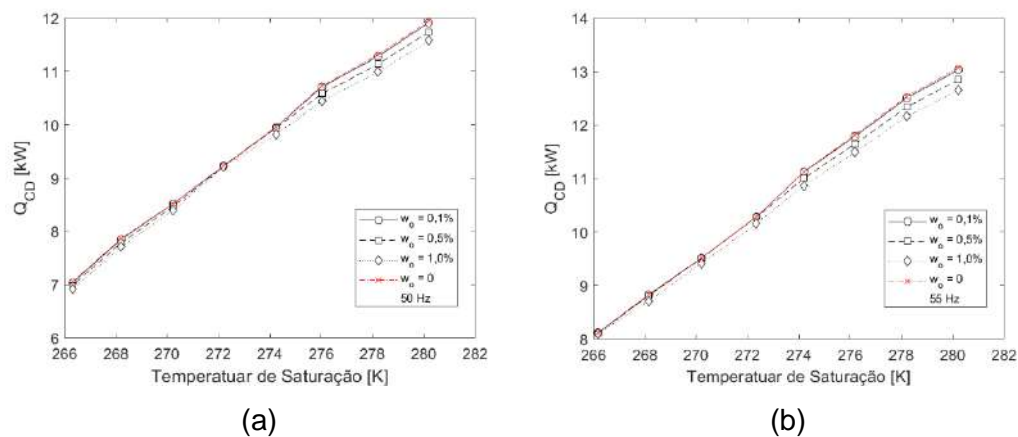


Figura 63: Impacto da concentração de óleo na mistura na taxa de transferência de calor de condensação do condensador ( $Q_{CD}$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz.

A taxa de transferência de calor total do condensador diminui de acordo com a adição de óleo, uma vez que segue a diminuição do coeficiente apresentado anteriormente. É de se esperar que essa variação seja regida pela zona de condensação, como é observado na Figura 63. Uma vez que os coeficientes de troca de calor diminuem com a adição do óleo, é de esperar que a taxa de transferência siga a mesma tendência, e é possível que a condensação seja incompleta sem o subresfriamento.

A temperatura de saída do condensador é apresentada na Figura 64 para as diferentes concentrações de óleo, junto da temperatura de saturação do refrigerante R410A.

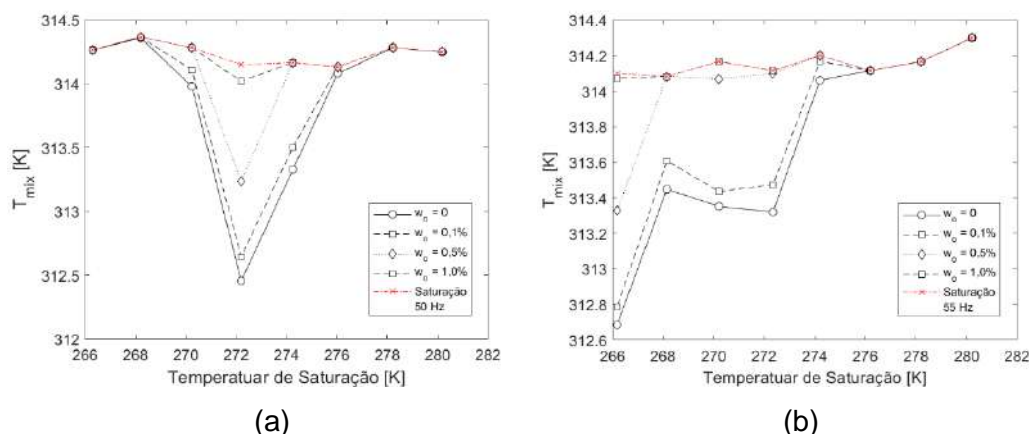


Figura 64: Impacto da concentração de óleo na mistura na temperatura de saída do refrigerante no condensador ( $T_{mix}$ ). (a) 50 Hz. (b) 55 Hz.

Observa-se que em alguns casos, o modelo conseguiu detectar um grau de subresfriamento. Entretanto, a adição de óleo é responsável por tornar este efeito cada vez mais fraco devido às menores taxas de transferência de calor apresentadas anteriormente. Esse efeito no subresfriamento é verificado a medida que as respostas se aproximam da temperatura de saturação. Nestes casos, fica indicado que o a mistura sai do trocador como uma mistura bifásica.

## 5.5. Avaliação de convergência do Simplex modificado

A validação do método do simplex modificado é realizada de duas maneiras. A primeira consiste na avaliação do impacto da escolha do simplex inicial (triângulo equilátero) e do caminho percorrido pelo mesmo (seção 5.5.1) na resposta final. A segunda etapa consiste em analisar o tipo de critério de convergência utilizado, comparando nos resíduos e máxima diferença da temperatura nos vértices do triângulo (seção 5.5.2).

Para a seção 5.5.1 o caso escolhido é o que apresenta uma concentração nula de nanopartículas, frequência de operação de 50 Hz e temperatura de saturação igual a -7 °C. Para a seção 5.5.2, onde é feita a análise residual do modelo, é apresentado os resultados para as quatro diferentes frequências para a temperatura fixa de evaporação de 3 °C e concentração nula de nanopartículas. Como os demais resultados referentes às outras condições de operação possuem um comportamento semelhante no que refere à convergência, eles são apresentados no Apêndice I.

### 5.5.1. Mapeamento dos processos

O procedimento do simplex modificado e a sua aplicação em um ciclo de refrigeração foram apresentados nas seções 4.1 e 4.2, respectivamente. A metodologia empregada para que a versão final do modelo tenha sido encontrada será descrita.

Foi abordado que para a inicialização do método, é necessário a escolha de ponto equidistantes, no caso um triângulo equilátero. Contudo, existem quatro permutações diferentes que podem ser escolhidas para a orientação do triângulo, Figura 65, com os dados experimentais na origem. Entretanto, qualquer que seja a orientação, o método de otimização prevê a convergência para o mesmo ponto. Um mapeamento é realizado a fim de verificar tal suposição e observar o comportamento da malha.

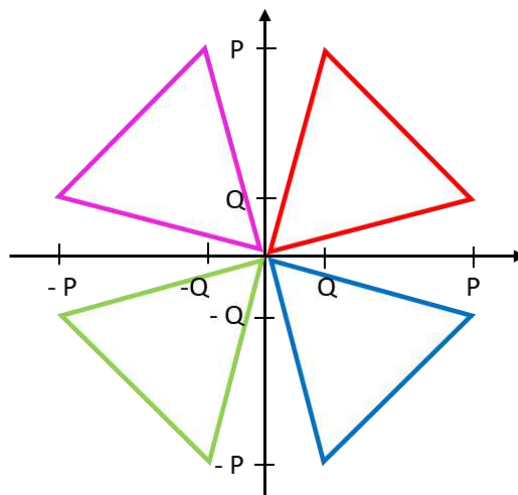


Figura 65: Permutações possíveis para o triângulo equilátero inicial.

As adequações feitas ao simplex modificado foram baseadas nas respostas do mapeamento. Os resultados do primeiro estágio do modelo (simplex modificado tradicional) são apresentadas nas Figuras 66-68.

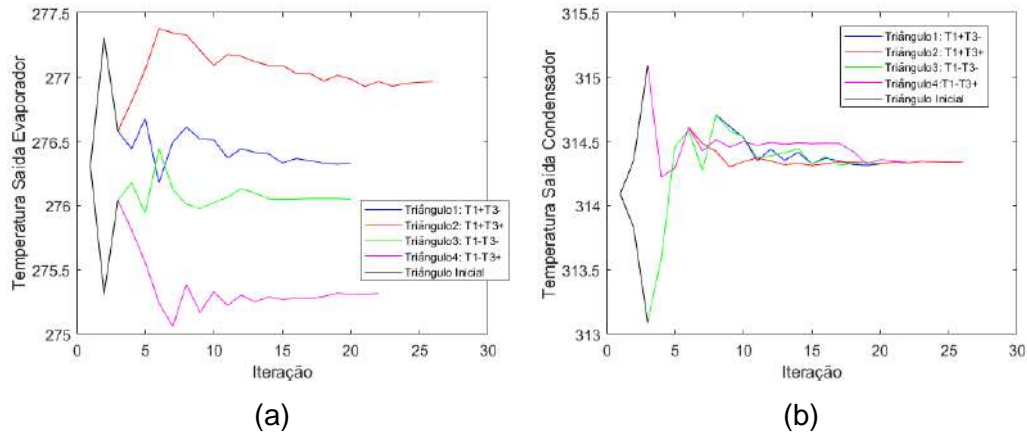


Figura 66: Evolução das temperaturas de saída da mistura. (a) Evaporador. (b) Condensador.

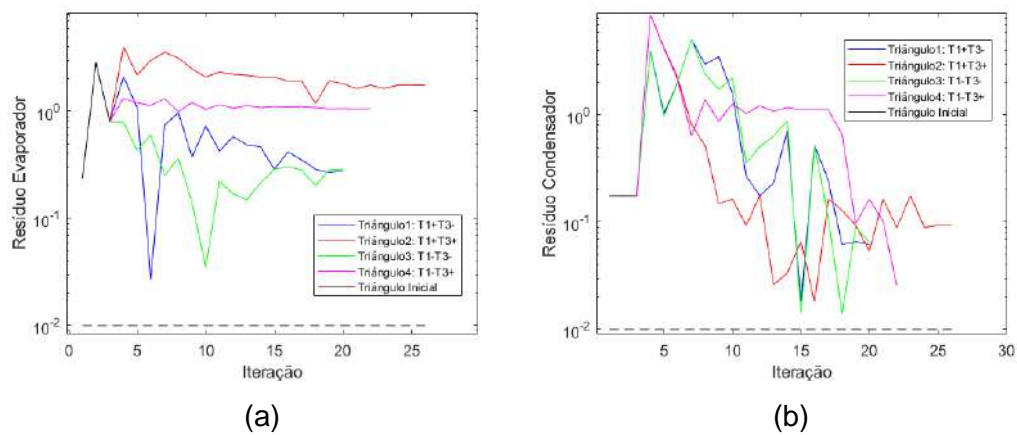


Figura 67: Resposta residual dos trocadores de calor. (a) Evaporador. (b) Condensador.

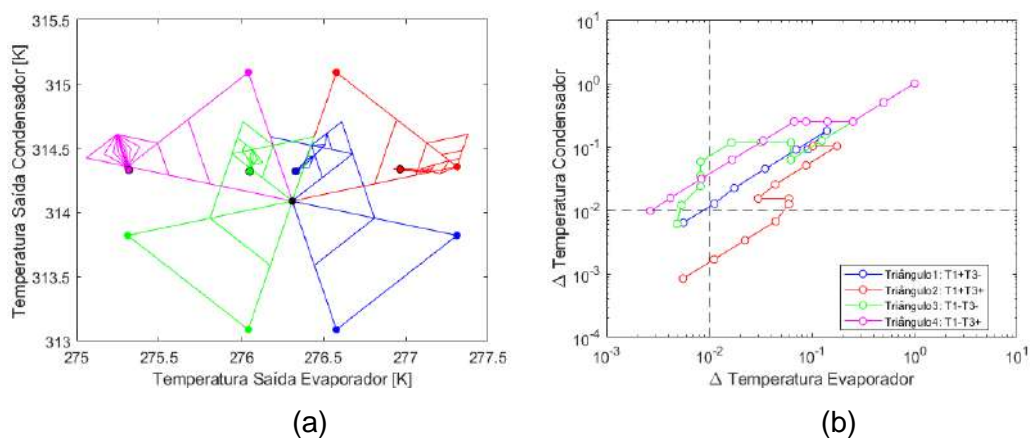


Figura 68: Mapeamento do simplex modificado. (a) Evolução dos triângulos de temperatura. (b) Evolução das diferenças entre os vértices do triângulo.

Em um primeiro momento, quando nenhuma das modificações haviam sido feitas, observou-se uma grande discrepância entre os valores das respostas das temperaturas de saída do evaporador para os quatro triângulos (Figura 66), e consequentemente uma grande disparidade entre os resíduos (Figura 67). O movimento da temperatura do evaporador ficou restringido, de forma que a diferença entre os vértices convergia rapidamente dificultando a otimização do problema. Outra tendência verificada foi de que a temperatura de saída da mistura no condensador, para determinados casos, se encontrava na região bifásica de forma que não se verificava um grau de subresfriamento impedindo a minimização do resíduo. A Figura 68 mostra o mapeamento feito com ambas as temperaturas nos eixos, e também a máxima diferença entre os vértices dos triângulos, no domínio das temperaturas. Verifica-se uma rápida convergência das diferenças dos vértices do triângulo para o critério de convergência adotado, e também os diferentes caminhos adotados a partir dos triângulos iniciais.

A fim de contornar as limitações que o método de convergência apresenta, se estabeleceram então duas aplicações para o método do simplex, uma via título e outra via resíduos. O método agora considera junto das temperaturas as respostas dos títulos. Caso qualquer um dos títulos seja diferente de nulo, a classificação dos pontos é feita baseada nos títulos, de forma que a melhor resposta é aquela que é mais próxima de zero. Desta forma, foi possível forçar que as respostas do modelo conseguissem detectar um grau de subresfriamento. Outra medida tomada foi considerar apenas a temperatura do condensador durante as contrações maciças. Desta forma, é possível dar uma maior mobilidade à movimentação da temperatura do evaporador.

As Figuras 69-71 mostram as respostas do modelo com as primeiras modificações adotadas a fim de se obter uma melhor resposta.

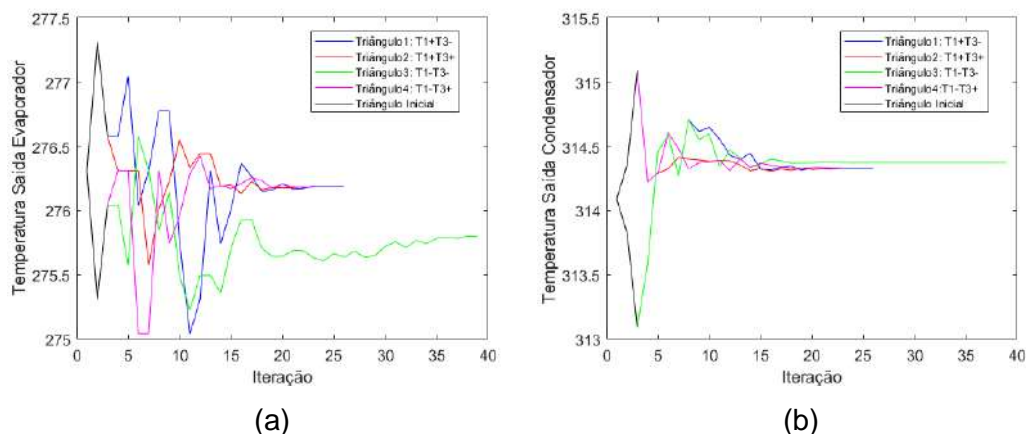


Figura 69: Evolução das temperaturas de saída da mistura. (a) Evaporador. (b) Condensador.

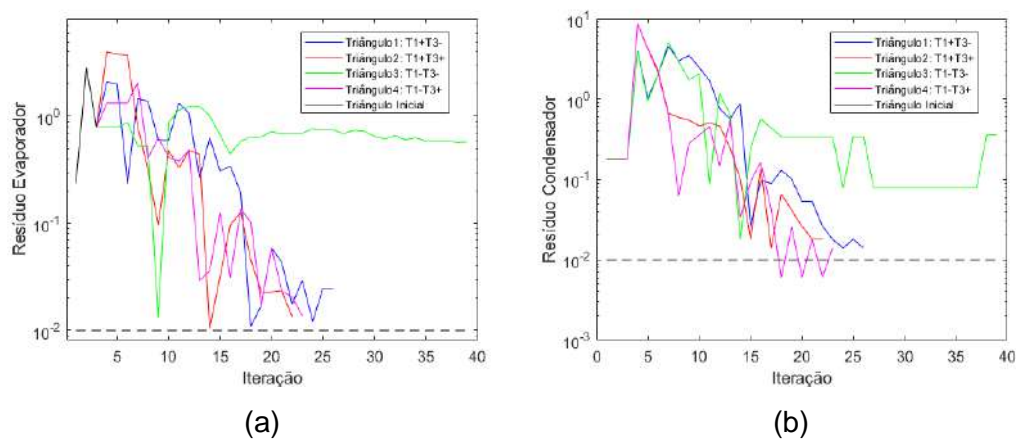


Figura 70: Resposta residual dos trocadores de calor. (a) Evaporador. (b) Condensador.

Observou-se uma melhora das respostas com as modificações realizadas no modelo, Figuras 75 e 76. O forçamento da resposta para fora da região bifásica e a menor limitação da temperatura do evaporador, permitiu que o modelo fizesse uma melhor otimização. Três triângulos convergiram para um mesmo ponto e tiveram seus resíduos minimizados com o decorrer do processo, enquanto apenas um continua com uma resposta destoante e com os resíduos que parecem não convergir para o critério imposto.

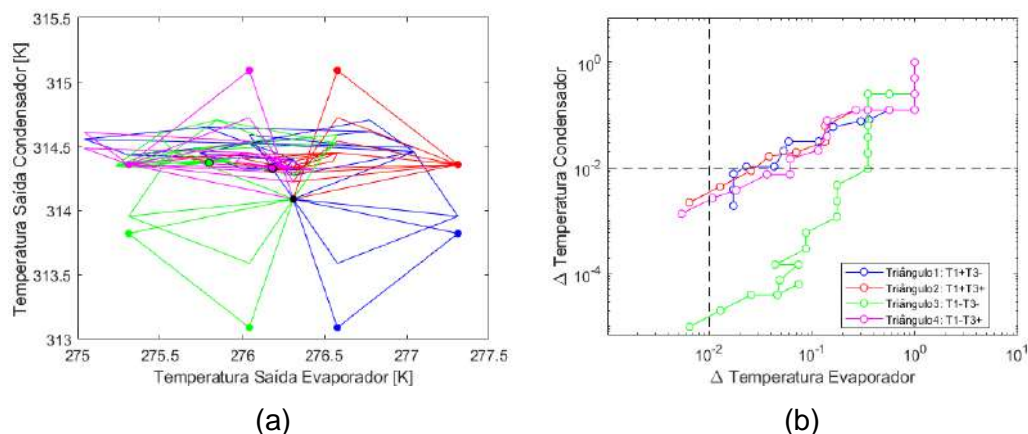


Figura 71: Mapeamento do simplex modificado. (a) Evolução dos triângulos de temperatura. (b) Evolução das diferenças entre os vértices do triângulo.

A Figura 71 apresenta o novo mapeamento das temperaturas indicando a maior mobilidade das temperaturas, que convergem a um ponto mais próximo. A Figura 71 também apresenta uma convergência mais lenta das diferenças máximas dos vértices dos triângulos.

Mesmo com as modificações, ainda se observou o modelo ainda apresentou algumas irregularidades. Em alguns casos, a resposta do condensador voltava para a região bifásica, impondo a necessidade de realizar uma contração maciça. Passou-se a considerar nestas ocorrências apenas o resíduo do condensador para a classificação dos pontos em razão do peso do resíduo do evaporador que estava sendo determinante. Outro comportamento observado do modelo foi a de entrar em looping. Houve eventos em que ambos os resíduos transitavam entre dois valores, ou transitavam próximos de um mesmo valor, impedindo a movimentação do triângulo. Quando tal comportamento é verificado, se impõe uma contração maciça considerando ambas as temperaturas.

As Figuras 72-74 apresentam as respostas finais do modelo após todas as considerações feitas para a otimização do mesmo.



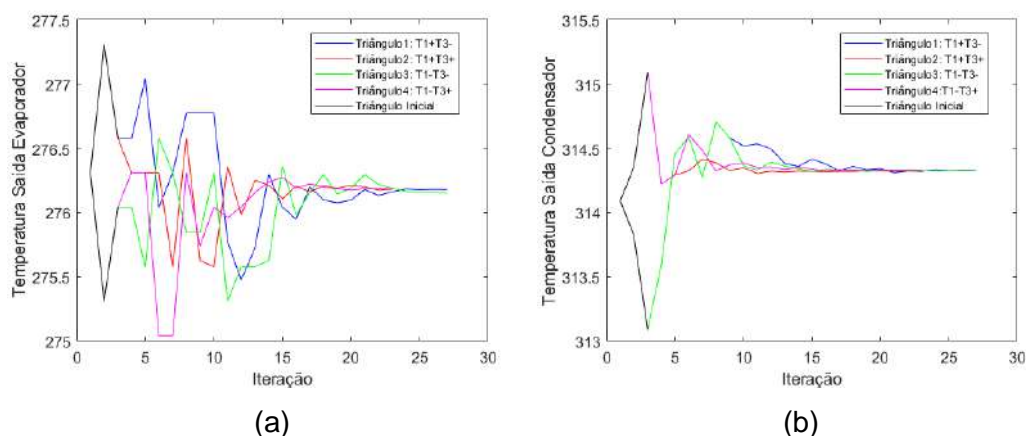


Figura 72: Evolução das temperaturas de saída da mistura. (a) Evaporador. (b) Condensador.

Observa-se pela Figura 72 que as respostas das temperaturas para ambos os trocadores de calor convergem para um ponto bem próximo, e assim os resíduos do modelo são praticamente os mesmos. Esse comportamento indica que independentemente da orientação dos vértices na escolha do primeiro triângulo, a resposta deve convergir para um ponto próximo em todos os casos, onde a diferença está na quantidade de iterações.

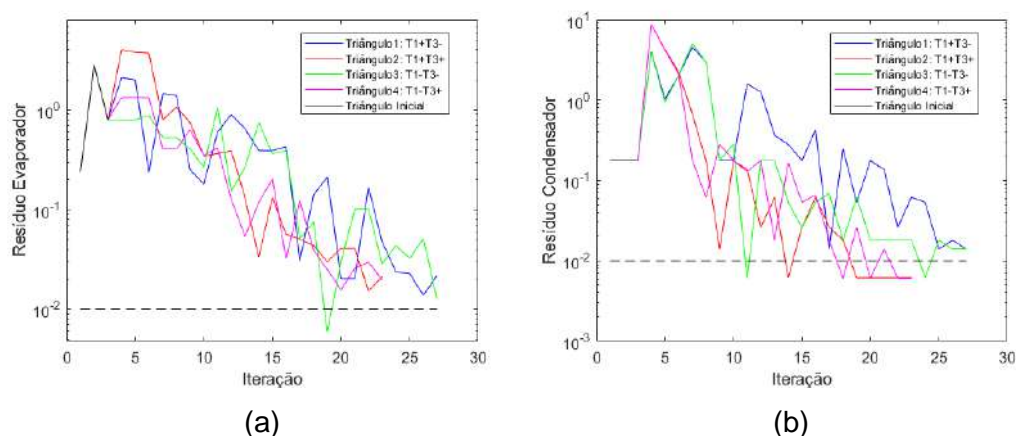


Figura 73: Resposta residual dos trocadores de calor. (a) Evaporador. (b) Condensador.

A Figura 73 mostra o caminho dos resíduos ao longo das iterações em ambos os trocadores, e se observa a convergência em todos os casos para um valor próximo do limite estipulado.



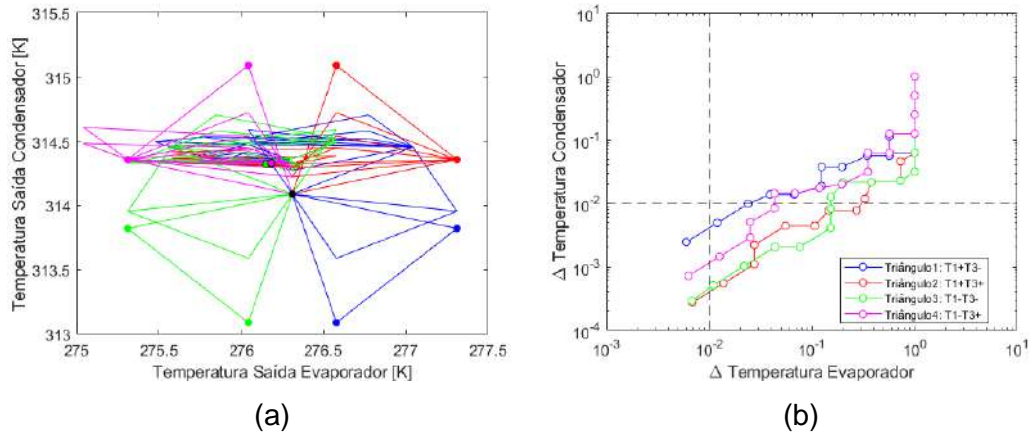


Figura 74: Mapeamento do simplex modificado. (a) Evolução dos triângulos de temperatura. (b) Evolução das diferenças entre os vértices do triângulo.

A Figura 74 mostra a evolução dos quatro triângulos no espaço das temperaturas, e das diferenças máximas dos vértices de cada triângulo. Verifica-se que o caminho é diferente a maior parte do tempo, porém os quatro triângulos acabam convergindo para um mesmo par de temperaturas. É possível observar também na Figura 74, a convergência mais rápida da diferença das temperaturas do condensador no triângulo do que para a do evaporador, uma vez que a curva corta o limite do condensador antes.

A Figura 75 apresenta uma comparação entre as diferenças das temperaturas nos vértices do triângulo com e sem a adaptação para o ciclo.

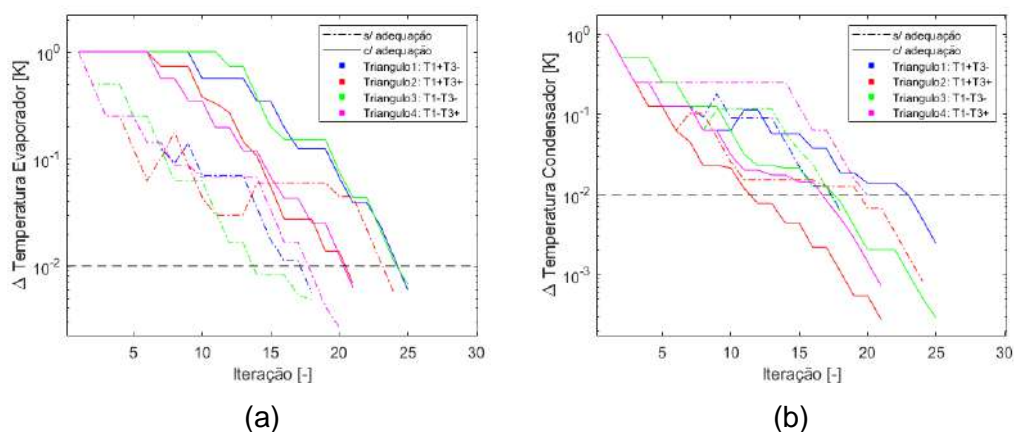


Figura 75: Comparação das diferenças dos vértices do triângulo. (a) Evaporador. (b) Condensador.

Observa-se que para a temperatura referente ao condensador, as adaptações não possuem uma influência tão marcante quanto para o evaporador. As adaptações feitas para o sistema resultam em uma convergência mais lenta para a temperatura do evaporador, uma vez que suas diferenças ocorrem depois de um maior número de iterações. Desta forma, há um maior movimento através da malha como demonstrado na Figura 74.

### 5.5.2. Análise residual

Após de ter feito a avaliação dos triângulos para a inicialização do processo, os resíduos foram verificados. Para este trabalho arbitrou-se um valor positivo P (temperatura de saída do evaporador) e negativo para Q (temperatura de saída do condensador).

A Figura 76 mostra a maior diferença entre os vértices do triângulo utilizado para a metodologia do simplex modificado em função da iteração. É possível observar a convergência das diferenças dos vértices do triângulo para o valor limite imposto na Eq. (142), indicada pela linha vermelha pontilhada. Os outros demais casos apresentaram um comportamento semelhante e são apresentados no Apêndice I.

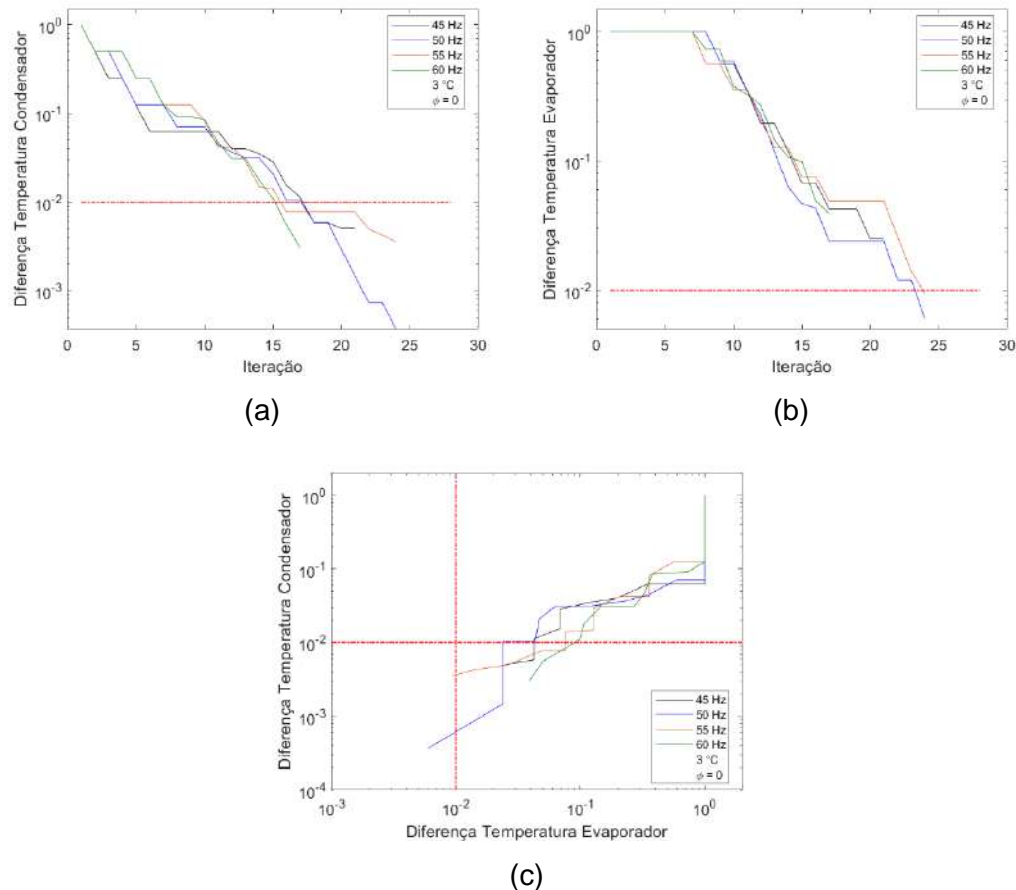


Figura 76: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração 0, frequência 50 Hz, Temperatura de saturação 3 °C.

As linhas que possuem o final abaixo do limite imposto indicam que tal condição foi satisfeita, e que nenhuma modificação em relação às temperaturas seria responsável por fazer significantes mudanças nas respostas dos resíduos. Com esta imagem é possível identificar qual dos critérios de convergência foi satisfeito. Se qualquer uma das curvas estiver no quadrante inferior esquerdo significa que a condição de ambas as diferenças das temperaturas nos vértices serem inferiores ao limite foi satisfeito, caso contrário o programa converge pelo critério dos resíduos.

Observando a Figura 76 consegue-se observar que os casos onde a frequência do compressor de 45 Hz e 60 Hz converge mediante a condição residual, uma vez que se chega a zero o valor descrito por Eq. (141) e que a última iteração referente a estes casos não se encontra no quadrante inferior esquerdo. As duas outras frequências, 50 Hz e 55 Hz, convergem por meio do critério dos vértices do triângulo, Eq. (142).

A Figura 77 mostra as respostas residuais de ambos os trocadores de calor, segundo o critério apresentado na Eq. (141).

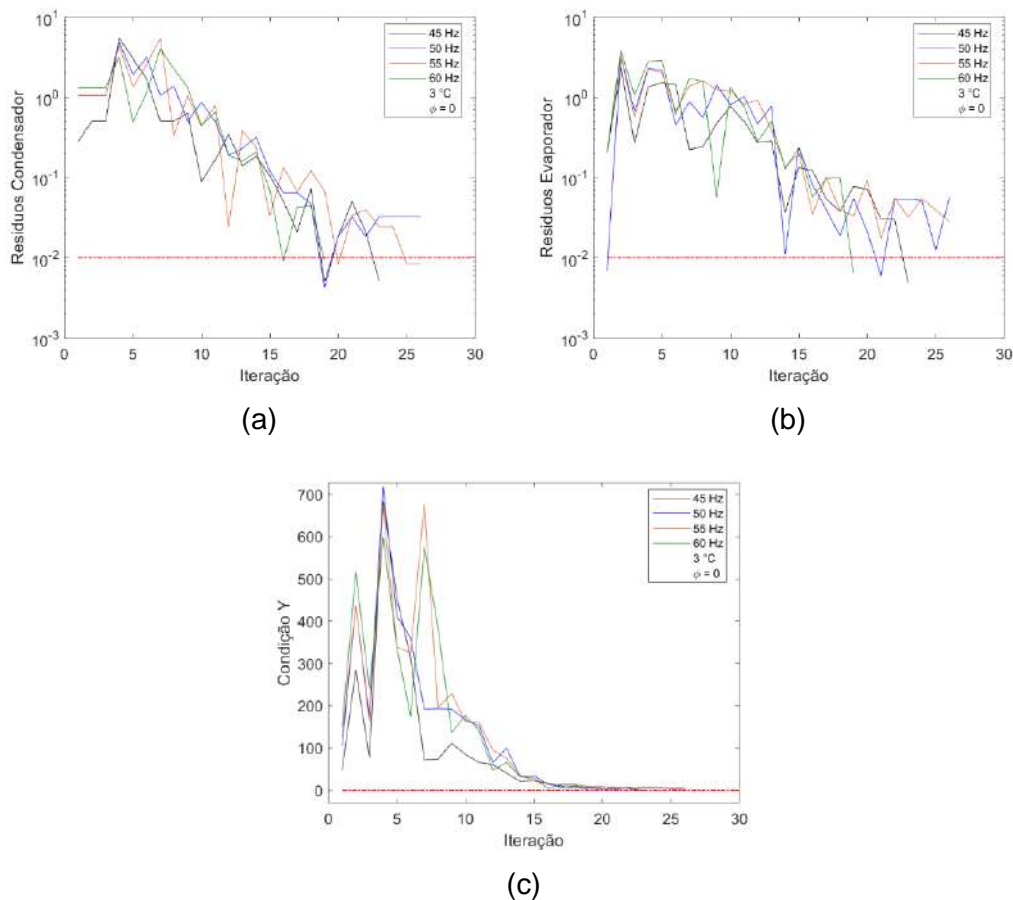


Figura 77: Resposta residual. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0, frequência 50 Hz, Temperatura de saturação 3 °C.

Observa-se a tendência de convergência das respostas durante a evolução do sistema, e que as respostas finais chegam perto do limite de convergência. Quando a curva está abaixo do limite (linha tracejada em vermelho) significa que a resposta referente ao trocador convergiu. A Figura 77 mostra a condição que verifica que ambas as respostas residuais são menores que o limite imposto, Eq. (141). Quando esta condição possui o valor igual a zero, ambos os trocadores convergiram a resposta ao mesmo tempo.

Foi possível observar pela análise residual que a maioria dos casos convergiram a partir do critério das diferenças das temperaturas dos vértices, somando um total de 70 dos 96 casos possíveis (73%), enquanto o outro critério possuiu um total de 26 casos (27%).

A quantidade de processos para todos os casos foi analisada, e são demonstradas na Figura 78 para todos os casos avaliados, cujas porcentagens são apresentadas na Figura 79.

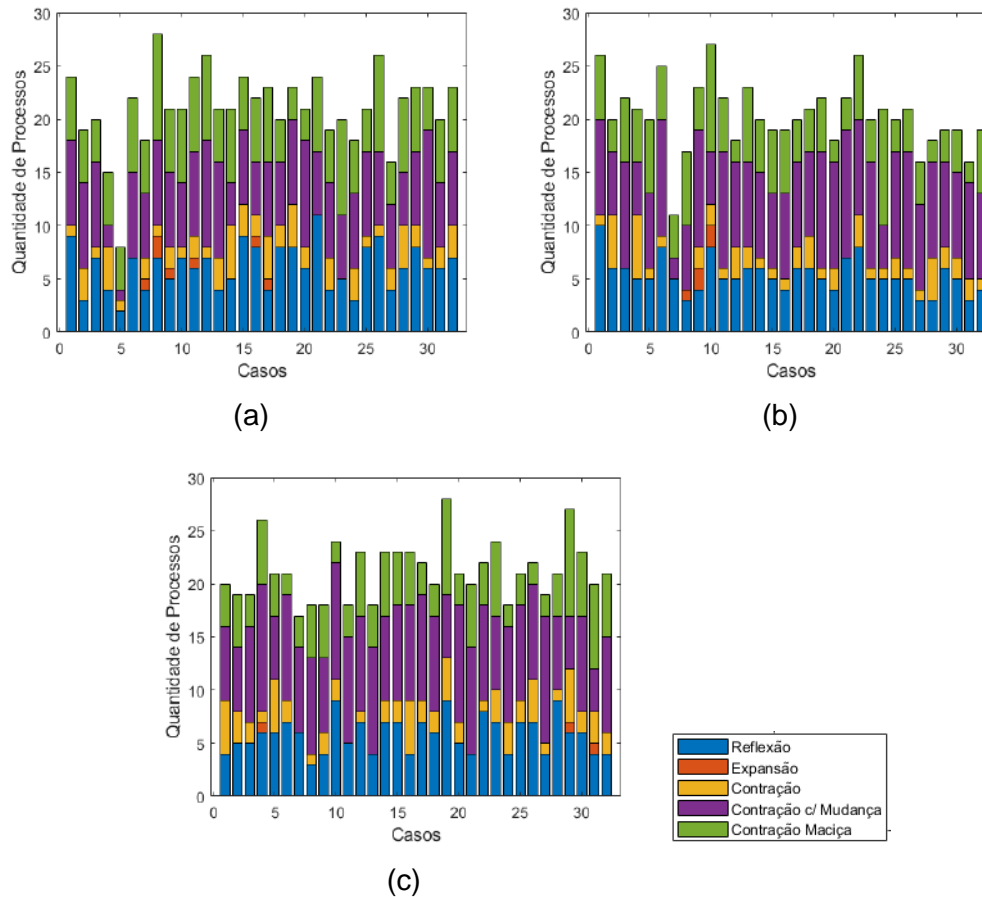


Figura 78: Quantidade de processos envolvidos em cada simulação. (a) 0%. (b) 0,1%. (c) 0,5%.

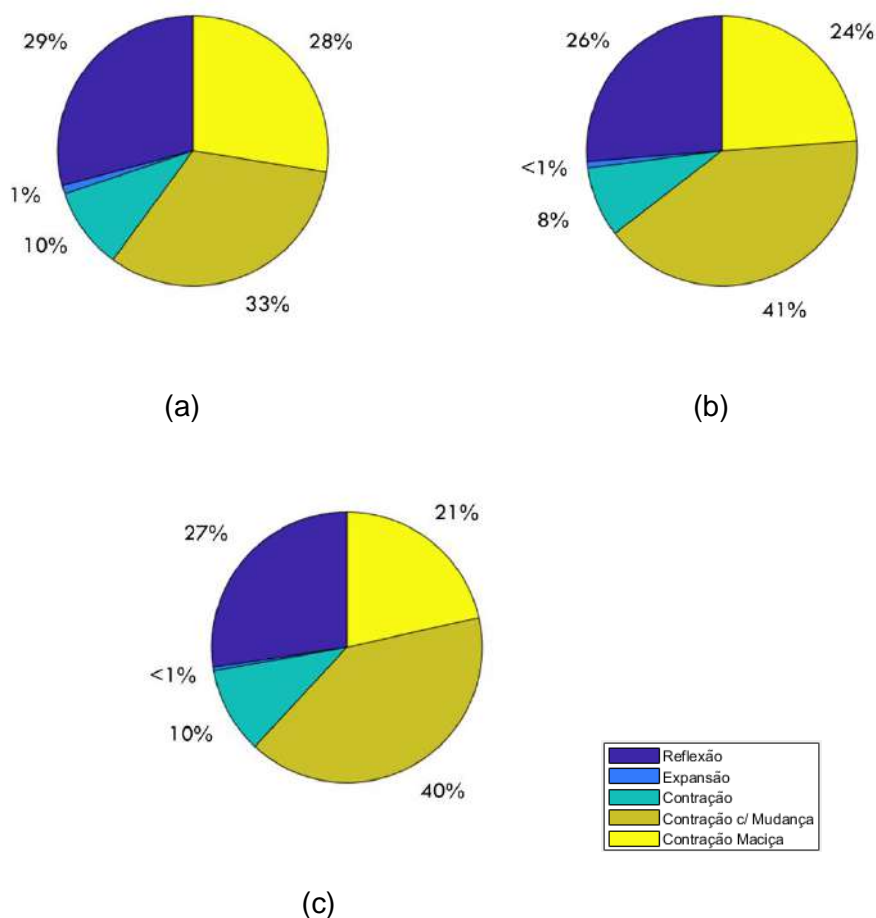


Figura 79: Parcelas dos processos envolvidos. (a) 0%. (b) 0,1%. (c) 0,5%.

É possível observar uma grande quantidade de processos que envolvem a contração dos pontos – com mudança de direção, 24%, e maciça, 38%. Poucos foram os casos onde houve a expansão, tendo uma parcela próxima de 1% para todas as concentrações. A contração normal possui a segunda parcela, em média de 9 % dos processos, e a reflexão possui uma média de 27%. Estes comportamentos se justificam devido aos 73% dos casos que convergiram pela diferença de temperatura além do processo normal de convergência que naturalmente reduz o tamanho do simplex.

## 5.6. Influência da nanopartícula

As condições experimentais avaliadas são: três concentrações de nanopartículas (0, 0,1% e 0,5%), oito temperaturas de saturação do evaporador (-7 °C a 7 °C em incrementos de 2 °C) e quatro frequência de operação do compressor (45 Hz a 60 Hz em incrementos de 5 Hz), somando um total de 96 casos diferentes. A quantidade de óleo circulando no ciclo de refrigeração não foi

medida experimentalmente, mas seu efeito foi verificado na seção 5.4. Sabe-se que a nanopartícula foi misturada ao óleo, de forma que para poder avaliar seu impacto nos parâmetros foi considerada uma concentração pequena de óleo circulando uniformemente no sistema de 0,1%.

São diversos os parâmetros a serem analisados no que diz respeito às zonas dos trocadores: coeficientes de troca de calor, área, efetividade, taxa de transferência de calor e temperatura de saída. O compressor também é analisado no que diz respeito às efetividades isentrópicas, volumétricas e de compressor, coeficiente politrópico e sua temperatura de saída. Os resultados são expostos a fim de avaliar o efeito das três variáveis que foram investigadas experimentalmente no valor dos parâmetros, e também analisar a diferença relativa ao valor de projeto.

A quantidade de informação seria muito grande para ser apresentada, conforme mostrado na Figura 80.

- **Avaliação Residual**
  - Resposta Condensador: (8 temperatura) x (3 concentrações) = 24
  - Resposta Evaporador: (8 temperatura) x (3 concentrações) = 24
  - Diferença Temperatura: (8 temperatura) x (3 concentrações) = 24
  - Processos: (3 concentrações) x (gráfico barra + gráfico torta) = 6
  - Total: 78 Figuras
- **Análise Evaporador**
  - Coef. Troca de calor: (2 zonas) x (3 concentrações) = 6
  - Área: (2 zonas) x (3 concentrações) = 6
  - Efetividade: (2 zonas) x (3 concentrações) = 6
  - Taxa de transferência de calor: (2 zonas) x (3 concentrações) + (3 integral) = 9
  - Saída Temperatura Refrigerante: (3 concentrações) = 3
  - Comparação partícula: (5 parâmetros) x (4 frequências) x (2 zonas) = 40
  - Total: 70 Figuras
- **Análise Condensador**
  - Coef. troca de calor: (2 zonas) x (3 concentrações) = 6
  - Área: (3 zonas) x (3 concentrações) = 9
  - Efetividade: (3 zonas) x (3 concentrações) = 9
  - Taxa de transferência de calor: (3 zonas) x (3 concentrações) + (3 integral) = 12
  - Saída Temperatura Refrigerante: (3 concentrações) = 3
  - Comparação partícula: (5 parâmetros) x (4 frequências) x (3 zonas) = 60
  - Total: 99 Figuras
- **Análise Compressor**
  - Eficiência: (3 eficiências) x (3 concentrações) = 9
  - Expoente. Politrópico: 3 concentrações
  - Mapeamento: 1 global
  - Total: 13 Figuras

Figura 80: Cálculo da quantidade de figuras geradas.

Esta seção apresenta a análise dos parâmetros referentes aos componentes do ciclo, mantendo fixa a frequência e variando as diversas variáveis, a fim de avaliar o impacto das nanopartículas. As imagens no Apêndice J apresentam os resultados mantendo fixas as concentrações de nanopartículas e variando as diversas variáveis, junto da diferença relativa com o valor de projeto.

### 5.6.1.Evaporador

O primeiro parâmetro analisado foi o coeficiente de troca de calor da região bifásica apresentado na Figura 81 em função da temperatura de evaporação.



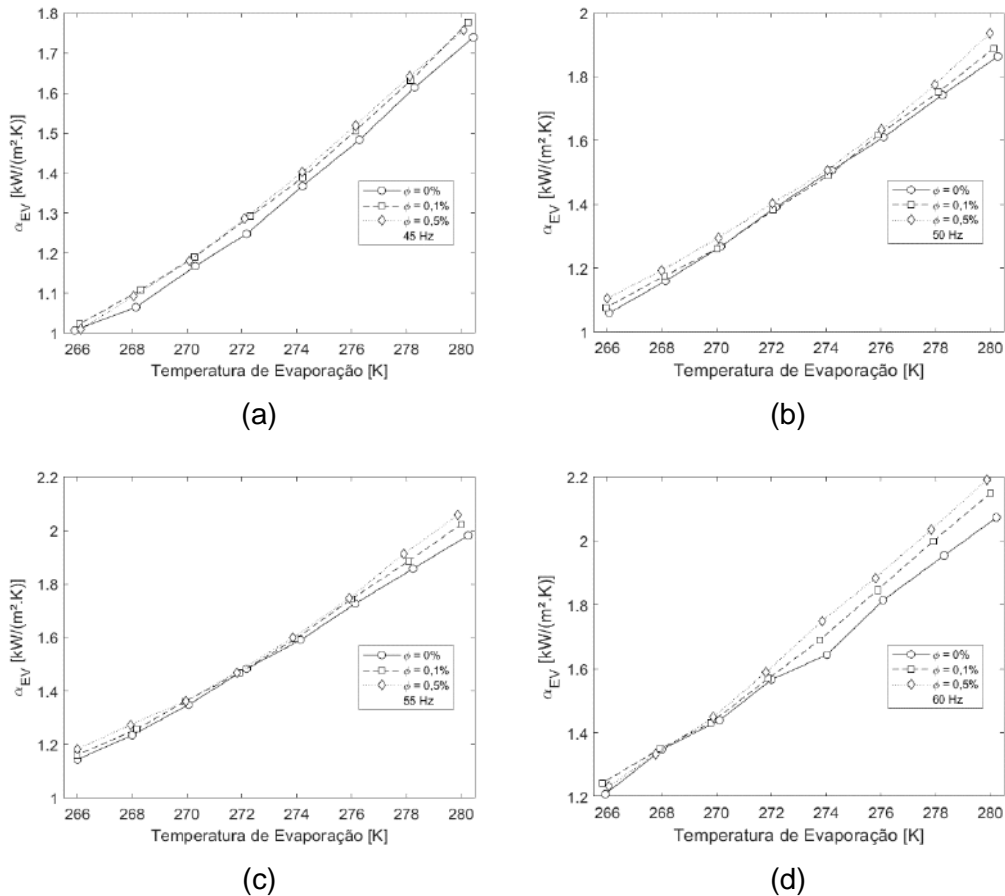


Figura 81: Resultados para o coeficiente de troca de calor de evaporação ( $\alpha_{EV}$ ) em função da temperatura de evaporação. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

O coeficiente de troca de calor por evaporação mostra um crescimento em função da temperatura de evaporação e com a frequência de operação, ambos envolvidos nas condições de operação do ciclo. O aumento da frequência é responsável por maiores vazões mássicas, enquanto a temperatura de evaporação possui uma influência na pressão de evaporação e também vazão mássica. O incremento destes parâmetros é responsável pelo aumento dos números de Reynolds e Prandtl, assim como o número de Boiling, todos eles envolvidos no cálculo do coeficiente, comportamento envolvidos na seção 5.3.1.

A adição de nanopartículas intensifica o coeficiente de troca de calor uma vez que há uma maior troca de calor, devido ao aumento da condutividade térmica da mistura, e assim se tem maiores fluxos de calor que estão envolvidos no cálculo do coeficiente. Os resultados apontam para um crescimento de até 4,1% e 6,4% do coeficiente para a adição de 0,1% e 0,5% de nanopartículas, respectivamente, comportamento descrito em (NAIR; TAILOR; PAREKH, 2016; YANG et al., 2020).

A observação das Figuras J1-J3, no Apêndice J, demonstra que a diferença relativa entre o valor do modelo e o de projeto chegam a um máximo de 10,4% para a concentração de 0,5% de nanopartículas. Entretanto, verifica-se para os casos sem nanopartículas que as diferenças relativas são inferiores do que as observadas na seção 5.3.1, indicando que a metodologia de cálculo mantendo o grau de superaquecimento fixo ao invés da pressão resulta em resultados melhores.

O comportamento do coeficiente de troca de calor da zona de superaquecimento possui um comportamento similar ao verificado para a zona bifásica, como verificado na Figura 82.

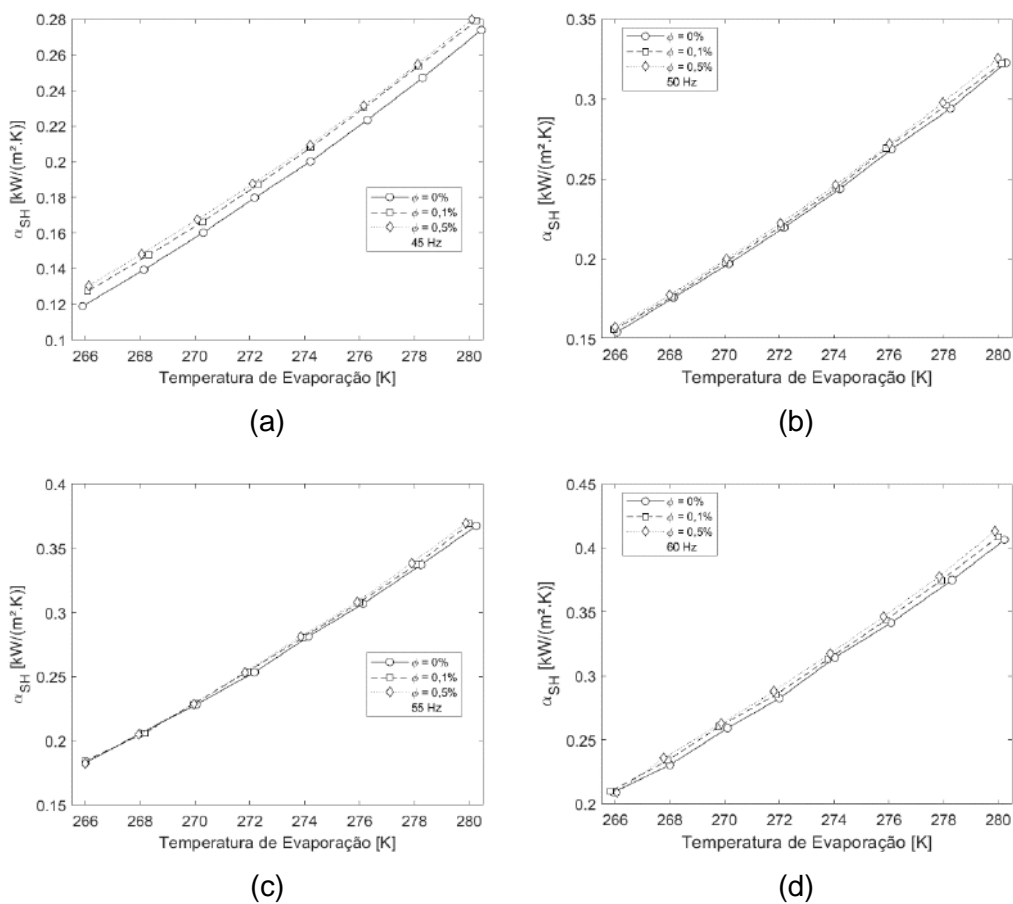


Figura 82: Resultados para o coeficiente de troca de calor de superaquecimento ( $\alpha_{SA}$ ) em função da temperatura de evaporação. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

A frequência de operação e temperatura de evaporação apresentam um impacto positivo maior do que a adição de nanopartículas. Quando feita a

comparação com o valor de projeto, se observa uma diferença relativa muito pequena, indicado pelas Figuras J4-J6, no Apêndice J.

As áreas das zonas do evaporador foram calculadas, e é demonstrado pelo resultado para a região de evaporação na Figura 83.

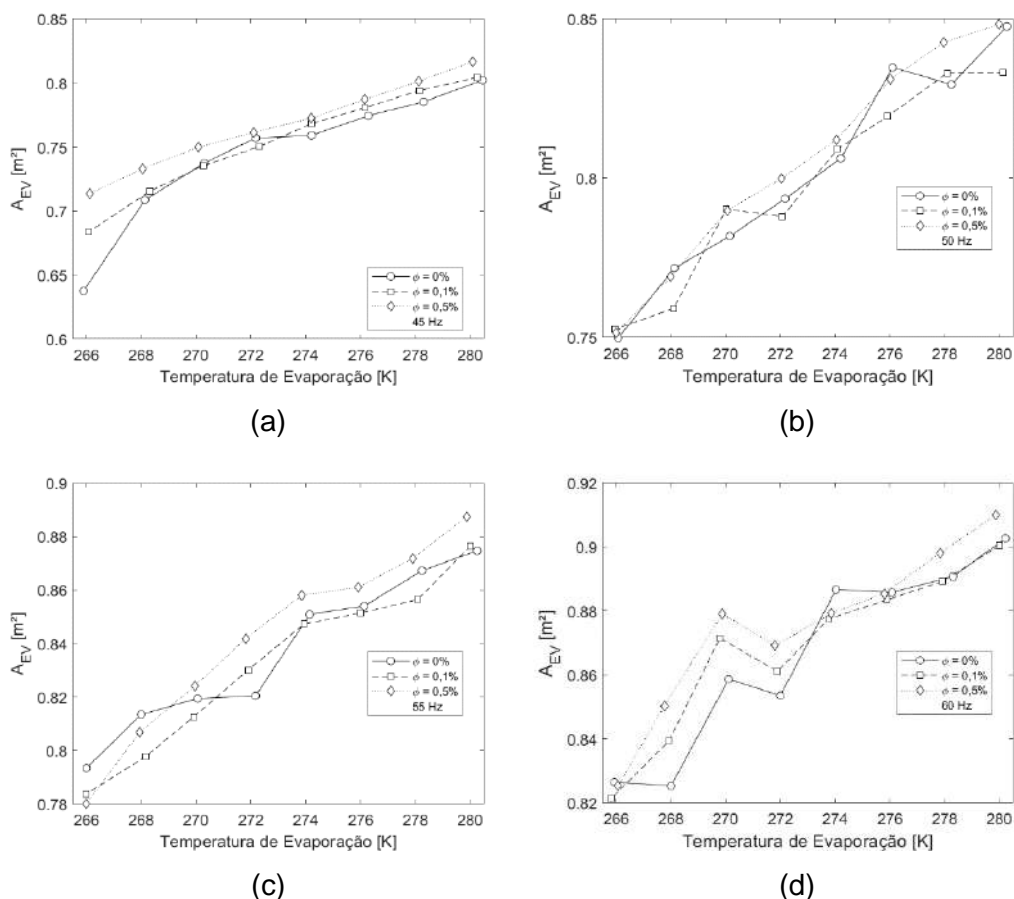


Figura 83: Resultados para a área de evaporação ( $A_{EV}$ ) em função da temperatura de evaporação. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Como observado na seção 3.3.1.1, as áreas são descritas em função dos coeficientes de troca de calor e taxa de transferência de calor de ambas as zonas. Observando a Figura 83, verifica-se que a área da região bifásica cresce de acordo com a temperatura de evaporação e frequência do compressor, uma vez que há a intensificação da taxa de transferência de calor para a região. É de se esperar que o crescimento do coeficiente de troca de calor da zona de evaporação seria responsável por uma diminuição da área, entretanto aqui, o aumento da taxa de transferência de calor tem um efeito mais marcante.

O efeito da nanopartícula não fica bem definido sobre as áreas, dado que ambos os coeficientes de troca de calor crescem com sua adição à mistura, e as

áreas são calculadas de acordo com a interação dos coeficientes. A área da zona de superaquecimento é calculada pela a Eq. (43).

As Figuras 84 e 85 apresentam as taxas de transferência de calor para ambas as zonas do evaporador.

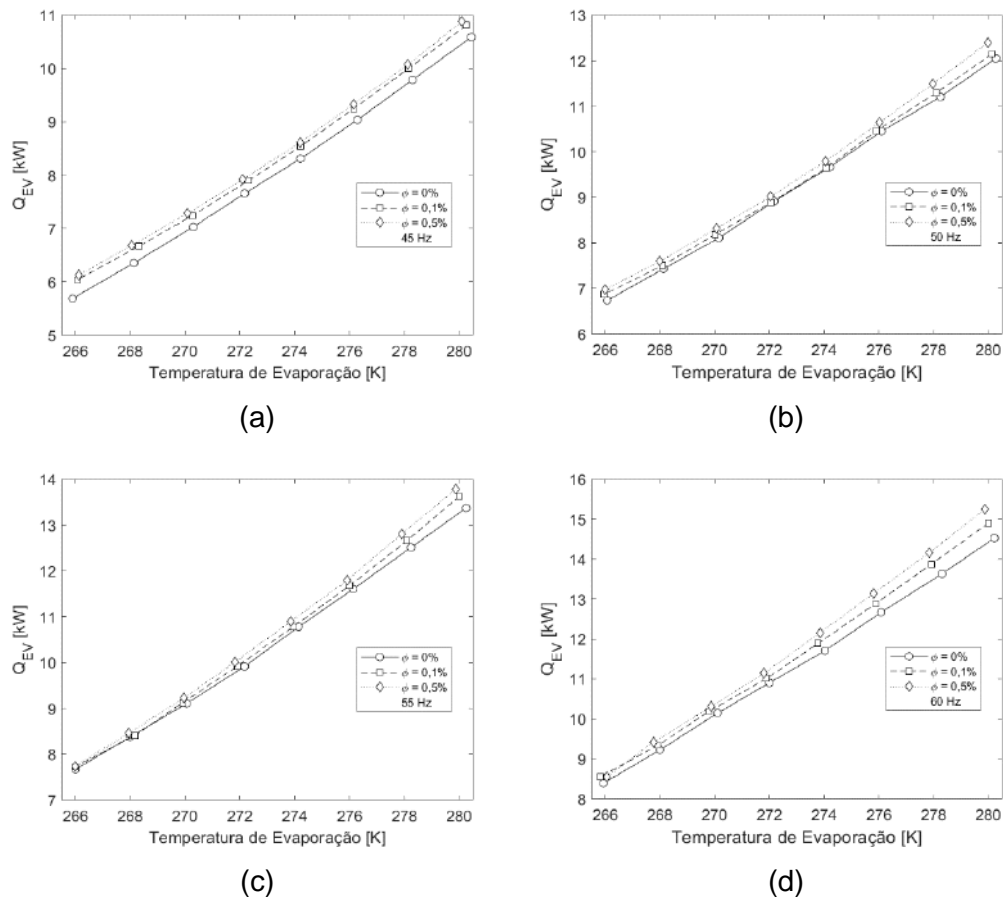


Figura 84: Resultado para a taxa de transferência de calor da zona de evaporação ( $\dot{Q}_{EV}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

A taxa de transferência de calor de evaporação é analisada, e se observa o crescimento tanto com a frequência de operação e temperatura de evaporação, uma vez que a intensificação destes está associada com o aumento do coeficiente de troca de calor bifásico como visto anteriormente. A adição de nanopartículas também é responsável por uma maior taxa de transferência de calor, uma vez que ela favorece a troca de calor pelo aumento da condução térmica da mistura, Figura 84.

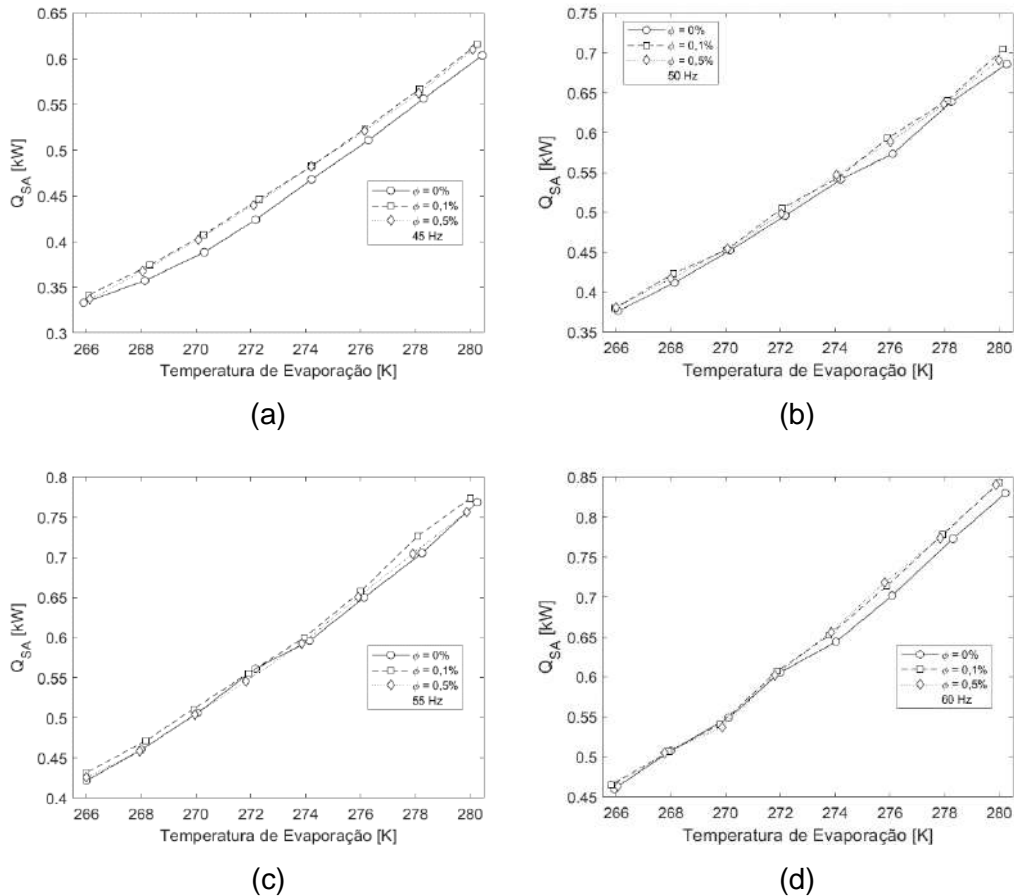


Figura 85: Resultado para a taxa de transferência de calor da zona de superaquecimento ( $\dot{Q}_{SA}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

A taxa de transferência de calor da zona de superaquecimento apresenta o mesmo comportamento em relação às variáveis analisadas, embora em menor intensidade (Figura 85). Quando se compara os casos sem nanopartículas com a adição de 0,1% e 0,5%, encontra-se um acréscimo da taxa de transferência de calor da zona de evaporação de 6,2% e 7,8% respectivamente. Para a região de superaquecimento, acréscimos de 5,3% e 3,75% são observados. O aumento da taxa de transferência de calor é reportado nos trabalhos de Bhattad *et al.* (2018) e Nair *et al.* (2016).

A metodologia do ciclo integrado mostra ter diferenças relativas menores do que a abordagem do trocador sozinho. Na seção 5.3.1 as diferenças apontavam um máximo de 9,1% para a taxa de transferência de calor para a zona de superaquecimento, enquanto nesta abordagem um máximo de 1,72% é encontrado sem a presença de nanopartículas. Erros relativos máximos de 2,12% e 1,37% são encontrados para a zona de superaquecimento e evaporação para todos os casos investigados, indicando que essa abordagem apresenta menores

erros, devido a um maior número de processos simulados permitindo um ajuste mais fino. As diferenças relativas são apresentadas nas Figuras J10-J15, no Apêndice J.

Após serem feitos os cálculos das áreas e taxas de transferência de calor, o fluxo de calor através do evaporador pode ser encontrado. A Figura 86 mostra os resultados referentes à zona de evaporação.

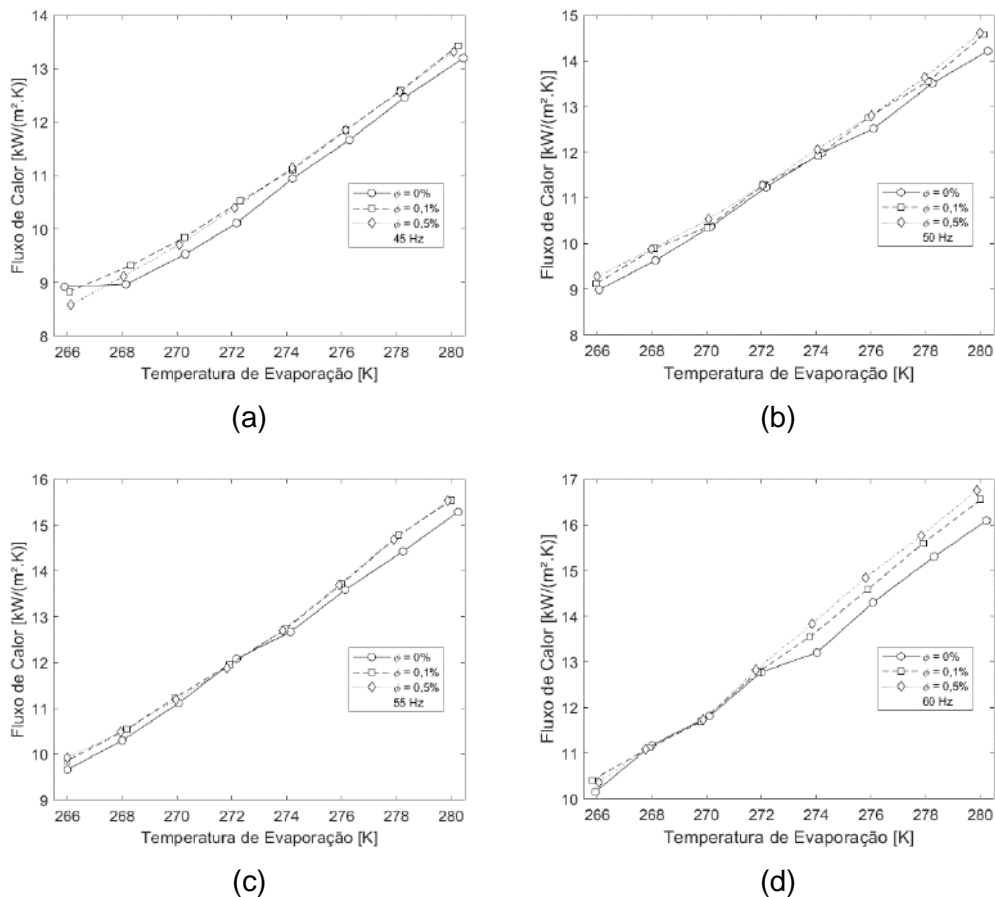
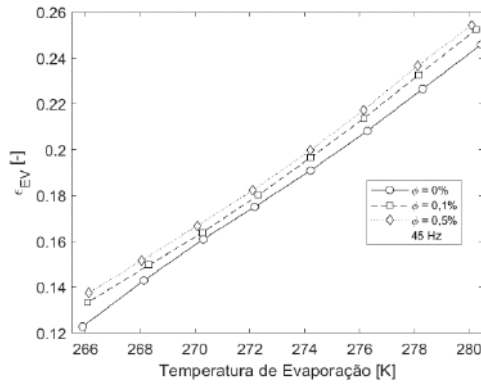


Figura 86: Resultado para o fluxo de calor na região de evaporação. (a) 45 Hz.

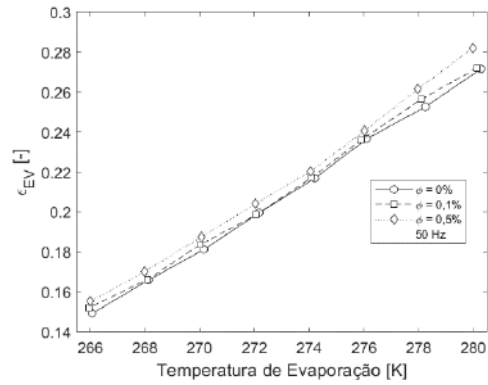
(b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Observando a Figura 86, se nota o efeito da nanopartícula em relação ao aumento fluxo de calor na zona de evaporação, uma vez que a sua presença é responsável por taxas de transferência de calor. Esse resultado corrobora para os maiores valores de coeficiente de troca de calor da região bifásica (Figura 81), uma vez que o fluxo de calor é diretamente proporcional ao número de Boiling, Eq. (74).

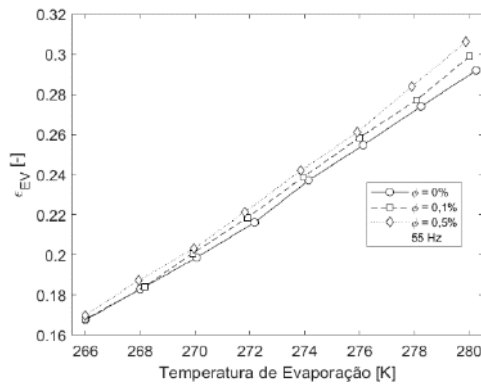
As efetividades são descritas em função da taxa de transferência de calor e área das zonas do evaporador, e apresentadas nas Figuras 92 e 93.



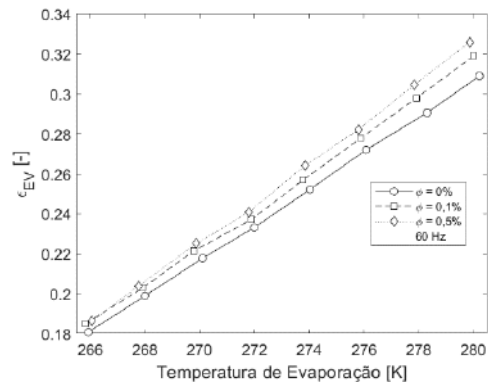
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 87: Resultado para a efetividade da zona de evaporação ( $\epsilon_{EV}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

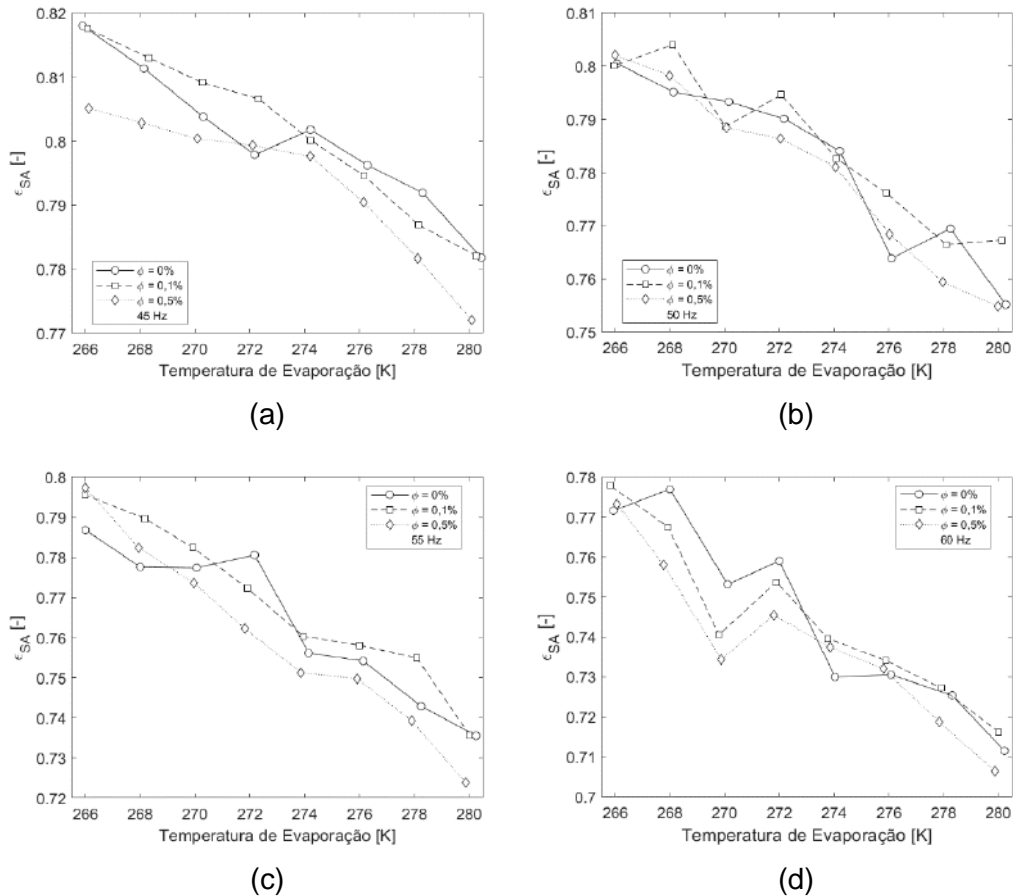


Figura 88: Resultado para a efetividade da zona de superaquecimento ( $\epsilon_{SA}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Ambas as efetividades aparentam ter um comportamento similar ao encontrado para as áreas. Observando a zona de evaporação (Figura 87), sua efetividade cresce de acordo com sua área, uma vez que há um melhor aproveitamento da transferência de calor. A zona de superaquecimento (Figura 88) por outro lado, apresenta um comportamento contrário, onde sua efetividade decresce de acordo a área, mesmo apresentando um crescimento da taxa de transferência de calor sobre tais condições.

Como a temperatura de evaporação e o grau de superaquecimento são controladas experimentalmente para as diferentes frequências de operação e concentrações de nanopartículas, é difícil avaliar o impacto da adição da nanopartícula no que diz respeito a temperatura de saída, Figura 89.



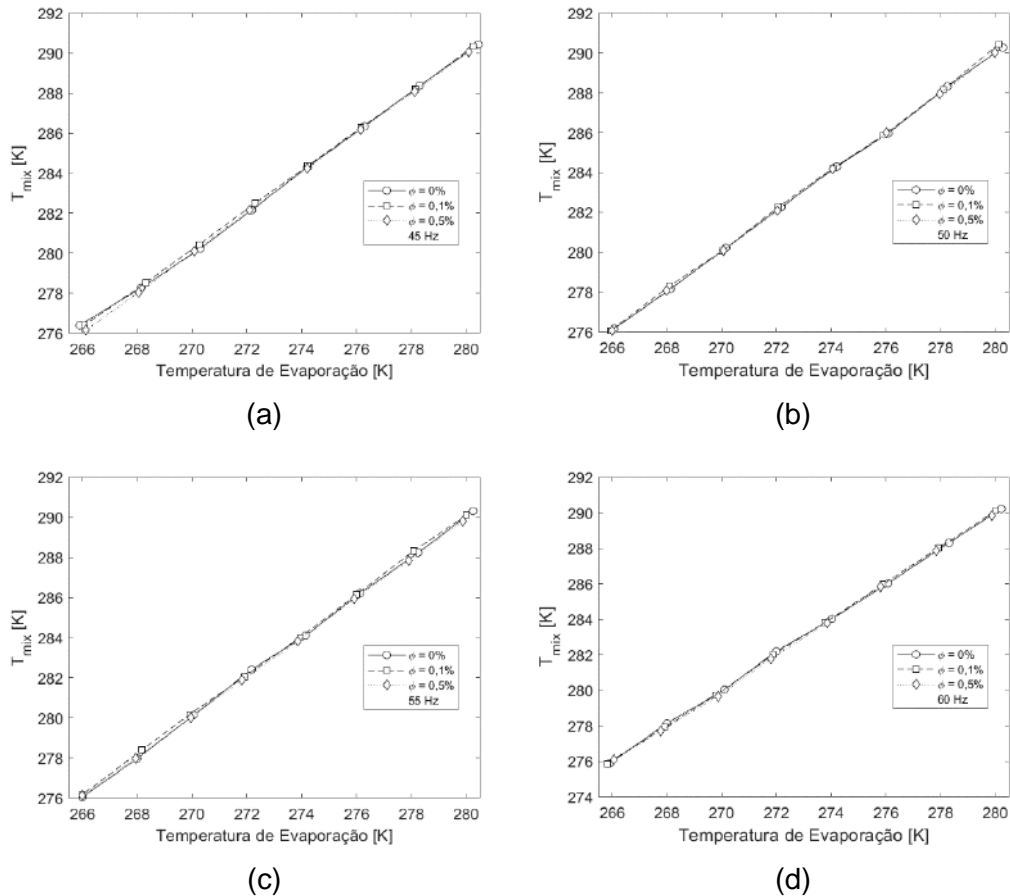


Figura 89: Resultado para a temperatura de saída da mistura no evaporador ( $T_{mix}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

As Figuras J22-J24, no Apêndice J, mostram que as temperaturas de saída encontradas pelo modelo se aproximam bastante daquelas que foram medidas experimentalmente, chegando a uma diferença máxima de 0,19 %.

A pressão de saturação do evaporador foi calculada a partir do modelo e comparada com os resultados experimentais.

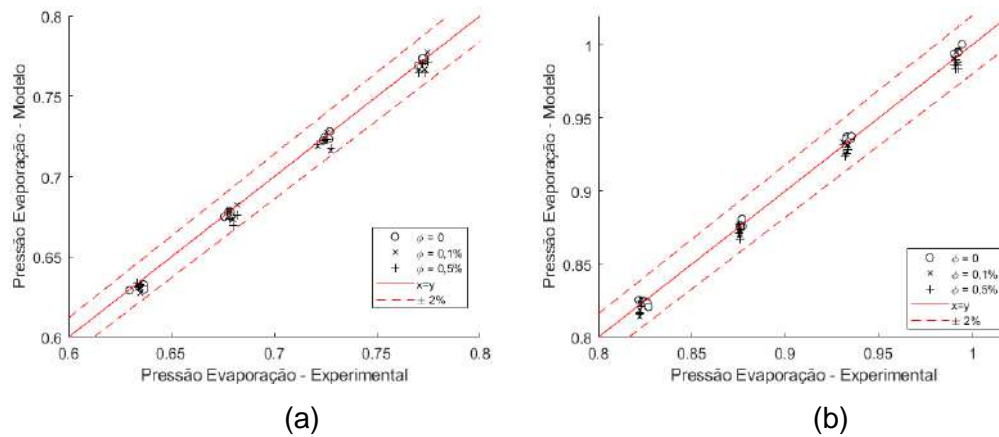


Figura 90: Diferença relativa entre os dados do modelo e experimentais.  
 (a) Temperaturas de evaporação de -7 a -1 °C. (b) Temperatura de evaporação 1 a 7 °C.

Verifica-se pela Figura 90 que as pressões de saturação previstas pelo modelo são boas o suficiente, uma vez que quando comparadas com os dados experimentais, apresentam uma diferença relativa que permanece dentro de uma janela de 2%.

### 5.6.2. Condensador

O coeficiente de troca de calor de condensação é o primeiro parâmetro a ser analisado, e é apresentado na Figura 91.

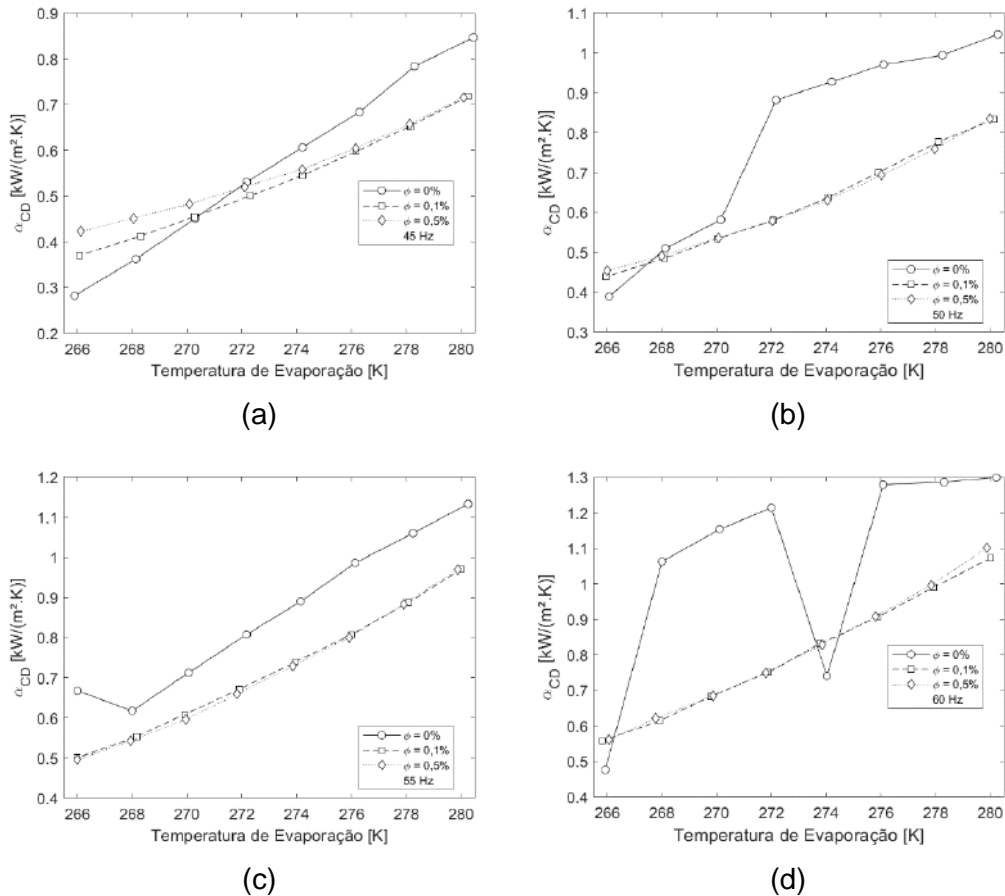


Figura 91: Resultados para o coeficiente de troca de calor de condensação ( $\alpha_{CD}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

O comportamento do coeficiente da zona bifásica é semelhante ao que foi observado para o evaporador no que diz respeito à frequência do compressor e temperatura de evaporação. Entretanto, a adição de nanopartícula à mistura não possui um comportamento bem definido. Os resultados indicam que a sua adição seria responsável por uma diminuição do valor do coeficiente apesar dos maiores fluxos de calor associados. Isso pode se dar pelo fato de a adição de nanopartículas ser responsável por menores temperaturas de descarga no compressor, como será demonstrado posteriormente na seção do compressor, implicando em menores temperaturas de condensação.

As Figuras J25-J27, no Apêndice J, mostram os resultados mantendo a concentração de nanopartículas fixa e variando as outras duas variáveis junto dos erros relativos. É possível observar uma significativa queda nos erros quando comparados com os casos da validação na seção 5.3.2, que diminuem de um máximo de 32% para 15,8%, devido ao refino da simulação.

O coeficiente de troca de calor referente à zona de dessuperaquecimento é apresentado na Figura 92.

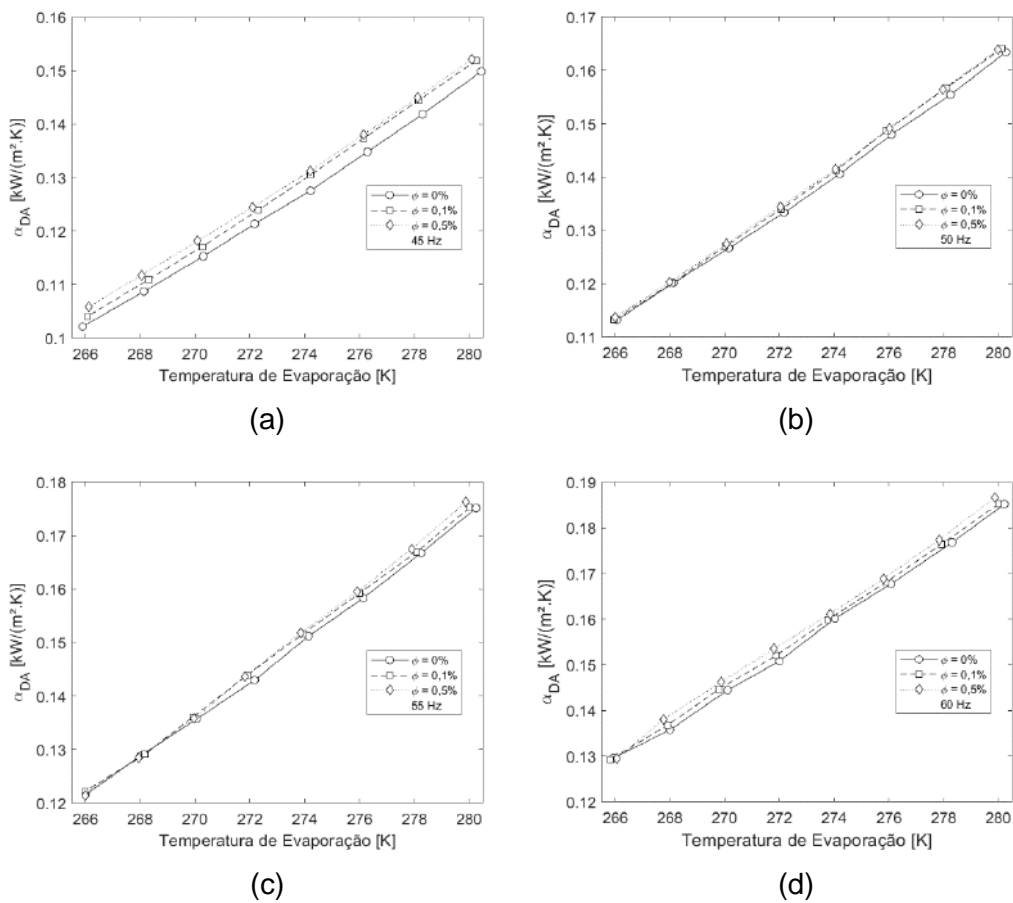
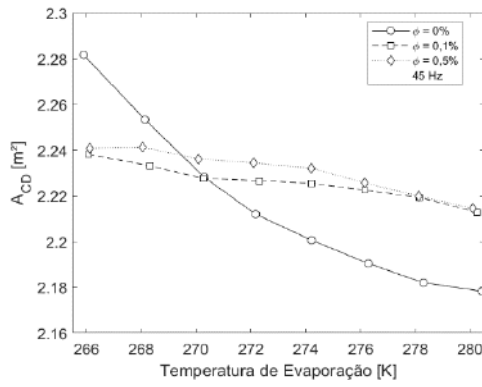


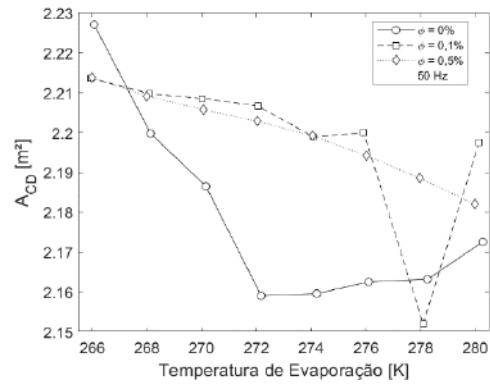
Figura 92: Resultados para o coeficiente de troca de calor de dessuperaquecimento ( $\alpha_{DA}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Quando colocado em perspectiva, o coeficiente de troca de calor de dessuperaquecimento tem um leve crescimento com a adição de nanopartículas, devido ao acréscimo da propriedade de condutividade térmica. O aumento do fluxo de massa (ou seja, da frequência) é responsável também pelo aumento do valor do coeficiente, e se observa que seu impacto é mais marcante do que a adição de nanopartícula.

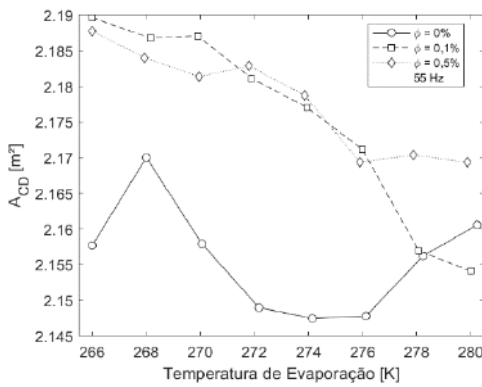
A análise das áreas do condensador é um pouco mais complexa que a do evaporador, uma vez que se contempla a avaliação simultânea de três zonas e são contempladas nas Figuras 93-95.



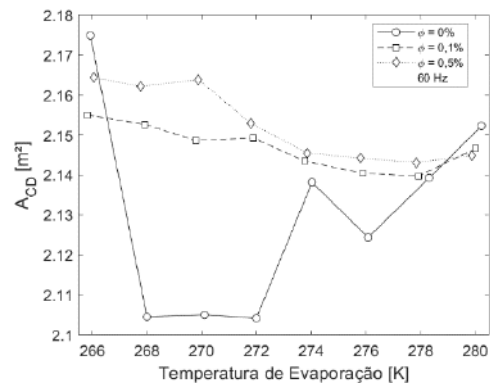
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 93: Resultados para a área de condensação ( $A_{CD}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

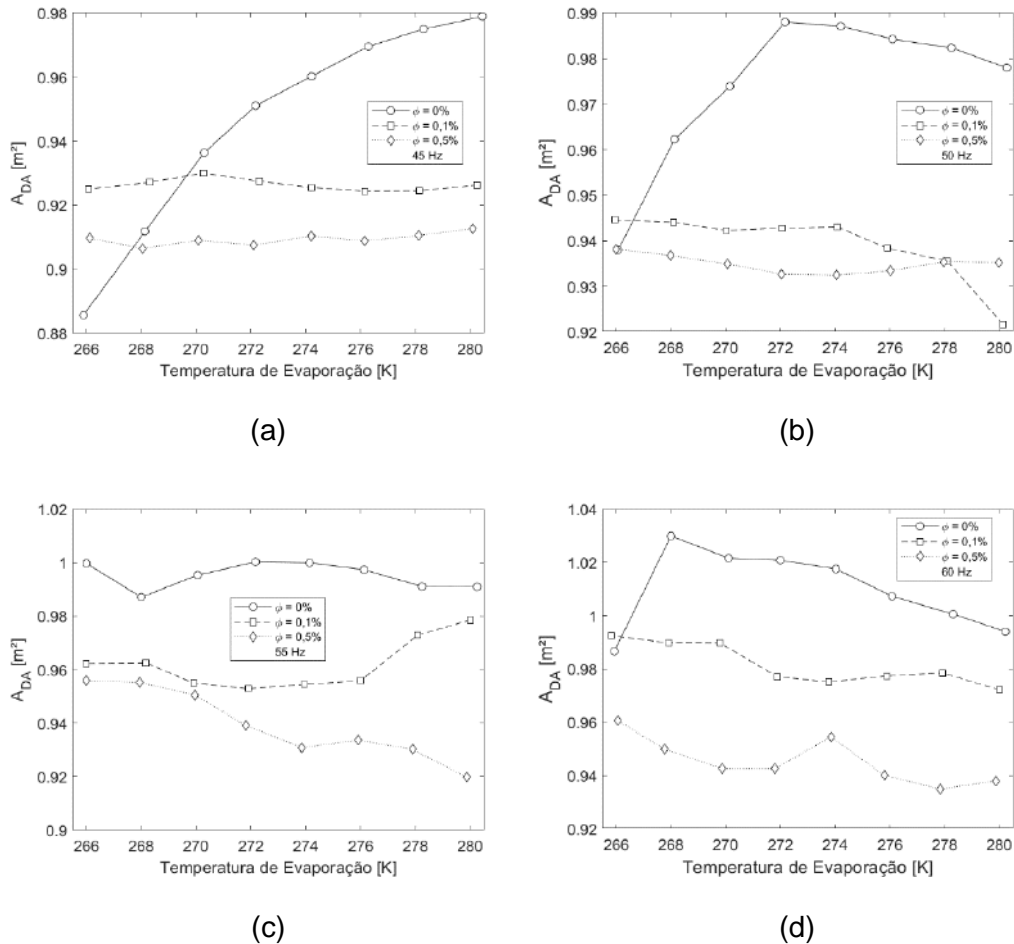


Figura 94: Resultados para a área de desuperaquecimento ( $A_{DA}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

A área referente à zona de desuperaquecimento é menor para os casos em que a concentração de nanopartícula é maior, enquanto para a zona de condensação o caso é justamente o oposto, Figuras 93 e 94. As áreas são descritas em função dos coeficientes de troca de calor e taxa de transferência de calor.

Verifica-se que as ocorrências das menores áreas estão associadas a valores maiores dos coeficientes, como observado nas Figuras 91 e 92. Os resultados indicam que a área sobre as diferentes condições testadas possui a tendência de permanecerem constantes, apresentando pequenas variações quando existem.

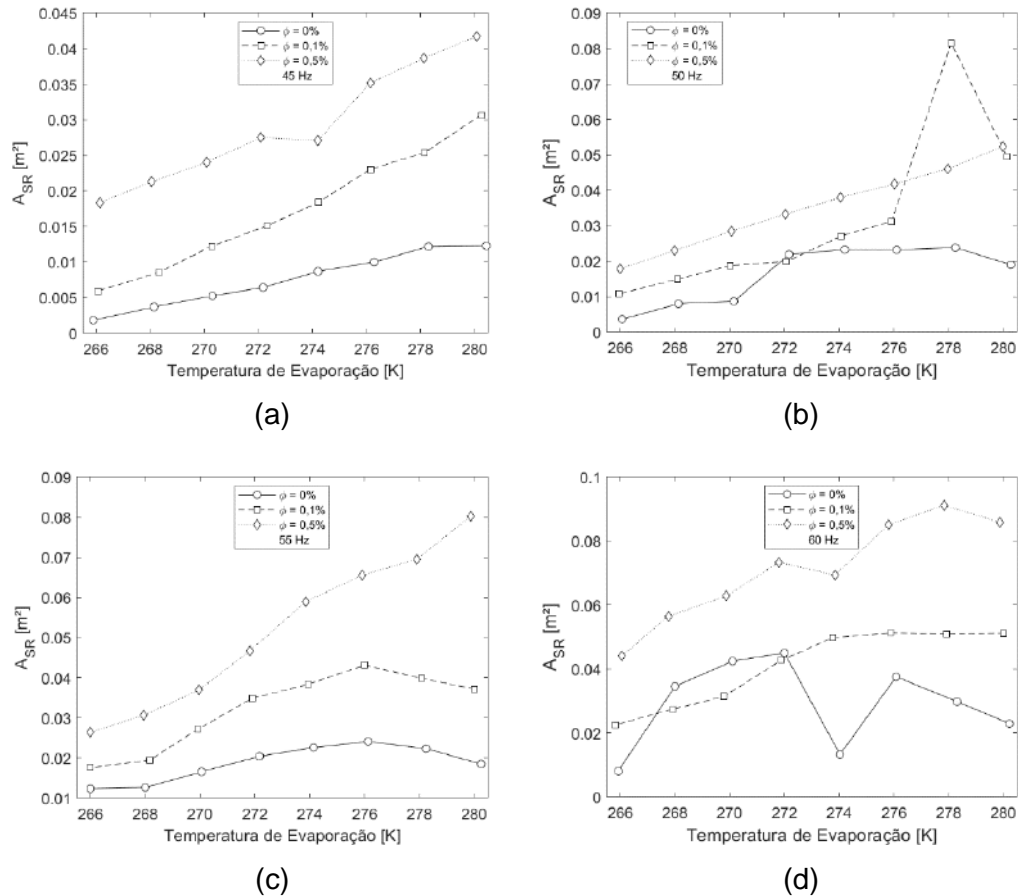
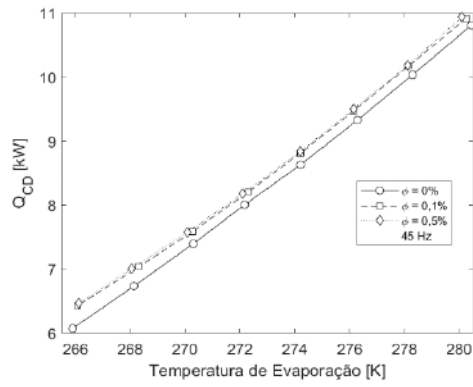


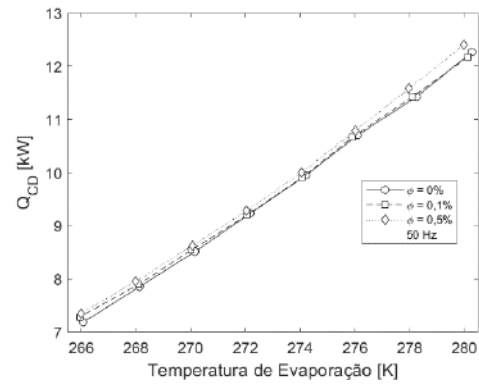
Figura 95: Resultados para a área de subresfriamento ( $A_{SR}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Subtraindo as duas áreas da área total de troca de calor do condensador, é possível encontrar a área destinada ao subresfriamento. Observa-se que, a discrepância entre as curvas referentes ao desuperaquecimento são maiores do que as do condensador, quando se compara os casos das nanopartículas. Desta forma, a área destinada ao subresfriamento seria maior para os casos em que há maiores concentrações de nanopartículas, o que seria responsável por maiores taxas de transferências de calor para a região de subresfriamento, e assim maiores graus de subresfriamento (Figura 95).

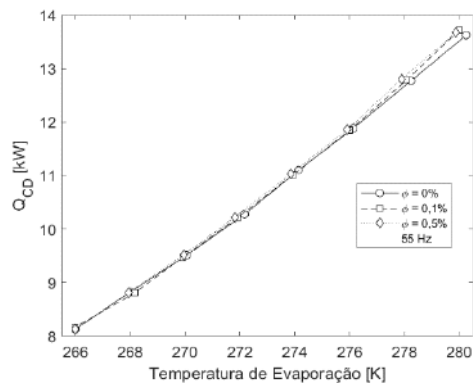
A taxa de transferência de calor é estudada para as três zonas do condensador, e apresentadas nas Figuras 96-98. Os resultados são consequências das condições de operação impostas, uma vez que foi observado que a temperatura de saída do compressor impacta os resultados.



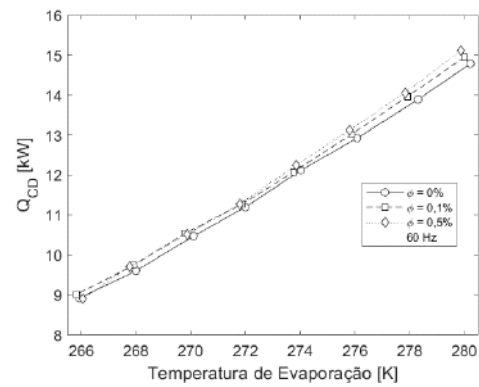
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 96: Resultados para a taxa de transferência de calor de condensação ( $\dot{Q}_{CD}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.



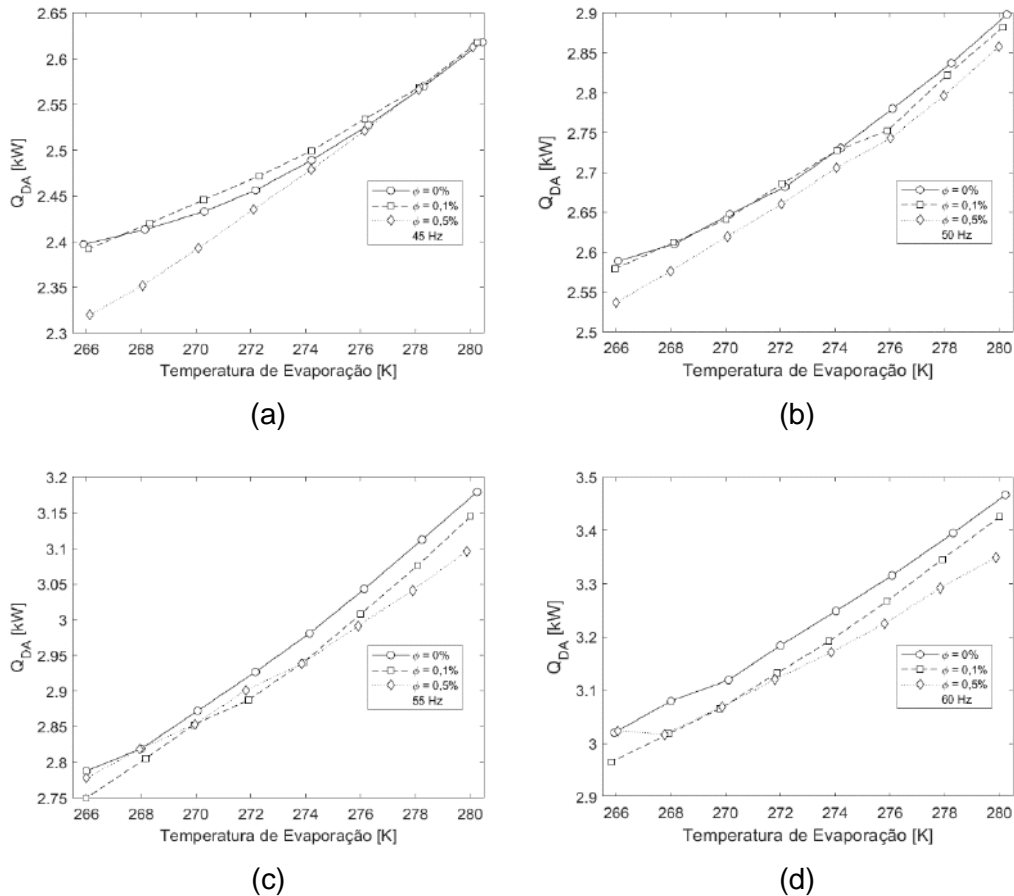


Figura 97: Resultados para a taxa de transferência de calor de superaquecimento ( $\dot{Q}_{DA}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

As taxas de transferência de calor são ditadas pelas condições de operação e também pelo coeficiente de troca de calor. Em todas as regiões, a taxa de transferência de calor cresce de acordo com ambos a frequência de operação e temperatura de evaporação devido ao maior fluxo de massa envolvido. A zona de desuperaquecimento (Figura 97) é mais intensa nos casos em que não há nanopartículas, enquanto para a zona de condensação (Figura 96), a adição de nanopartícula é responsável por uma maior taxa de transferência de calor. Este efeito é decorrente da temperatura de saída do compressor que são menores devido à adição de nanopartículas.

A zona de subresfriamento (Figura 98) possui uma pequena quantidade de transferência de calor, a qual se mostra ser maior nos casos que a área da zona também maior.

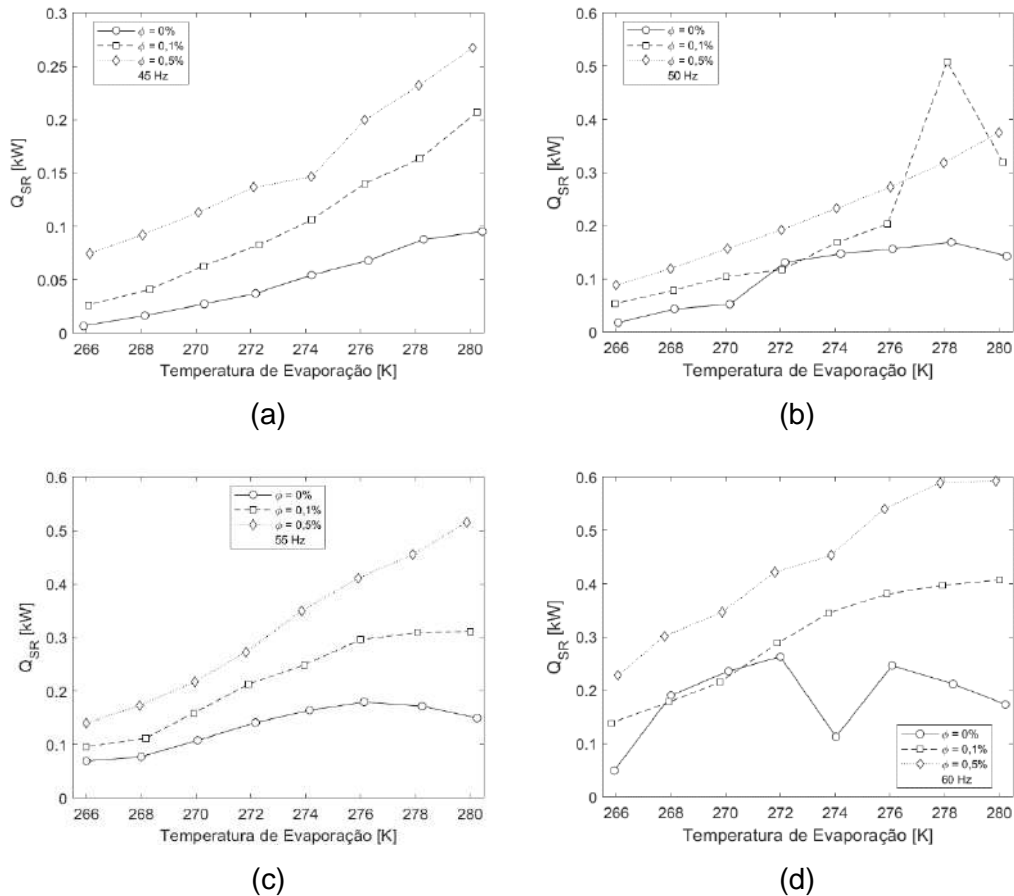
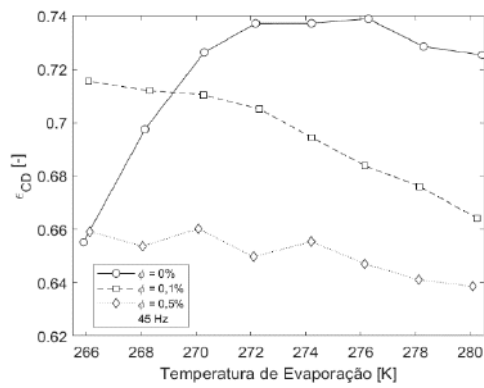


Figura 98: Resultados para a taxa de transferência de calor de subresfriamento ( $\dot{Q}_{SR}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

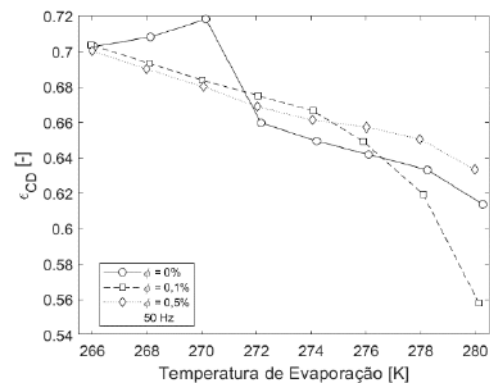
É importante ressaltar que em todos os casos foram detectados algum grau de subresfriamento, e que é ele que dita a temperatura de saída do condensador.

Quando analisado integralmente, ou seja, somadas as taxas de calor de todas as zonas, a adição de nanopartículas é responsável por um aumento de até 4,4% e 4,56% para adição de 0,1% e 0,5%. Estes resultados indicam que a nanopartícula possui um forte impacto para concentrações inferiores a 0,1%.

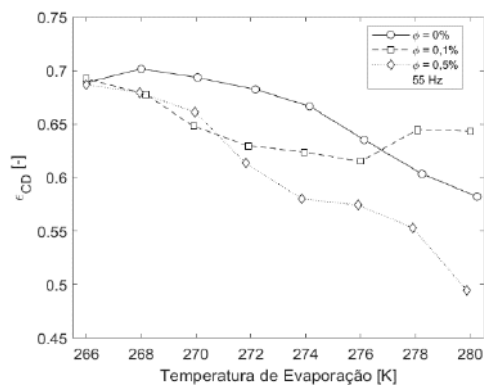
As efetividades das zonas do condensador são investigadas. Como observado na seção 3.3, a efetividade é descrita pelos outros parâmetros previamente apresentados. É complexo descrever um comportamento claro para as efetividades do condensador dada a iteração simultânea das três áreas, apresentadas nas Figuras 99-101.



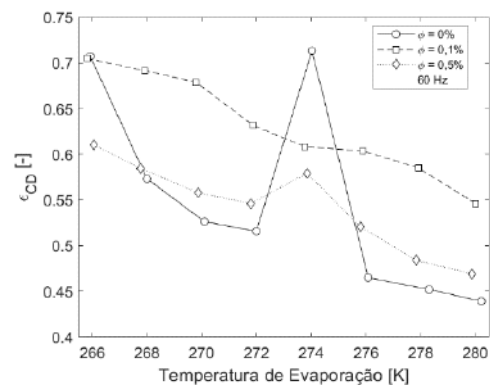
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 99: Resultados para a efetividade de condensação ( $\epsilon_{CD}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

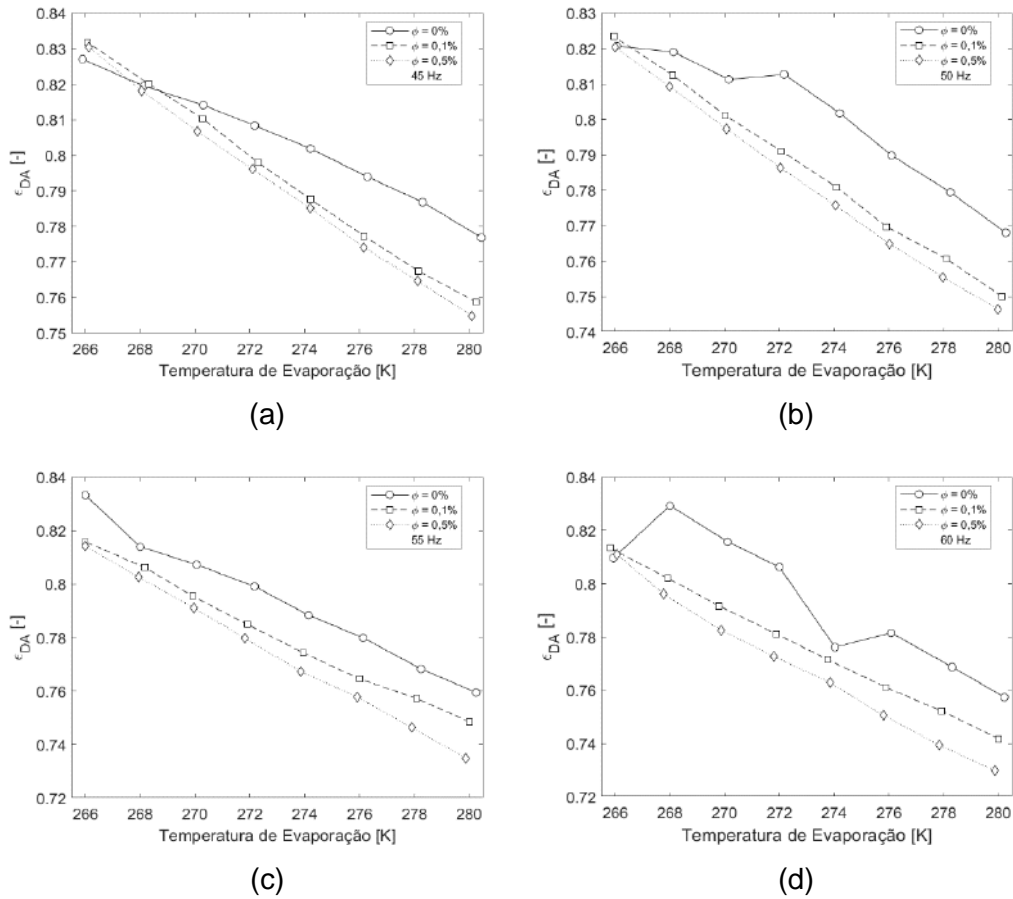


Figura 100: Resultados para a efetividade de dessuperaquecimento ( $\epsilon_{DA}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Ambas as efetividades de condensação e dessuperaquecimento, na maioria dos casos, decrescem com o aumento da temperatura de evaporação e frequência, ou seja, as efetividades decaem com o aumento do fluxo de massa. Para a região de dessuperaquecimento, a adição de nanopartículas é responsável por uma queda, enquanto para a condensação não há um comportamento bem definido.

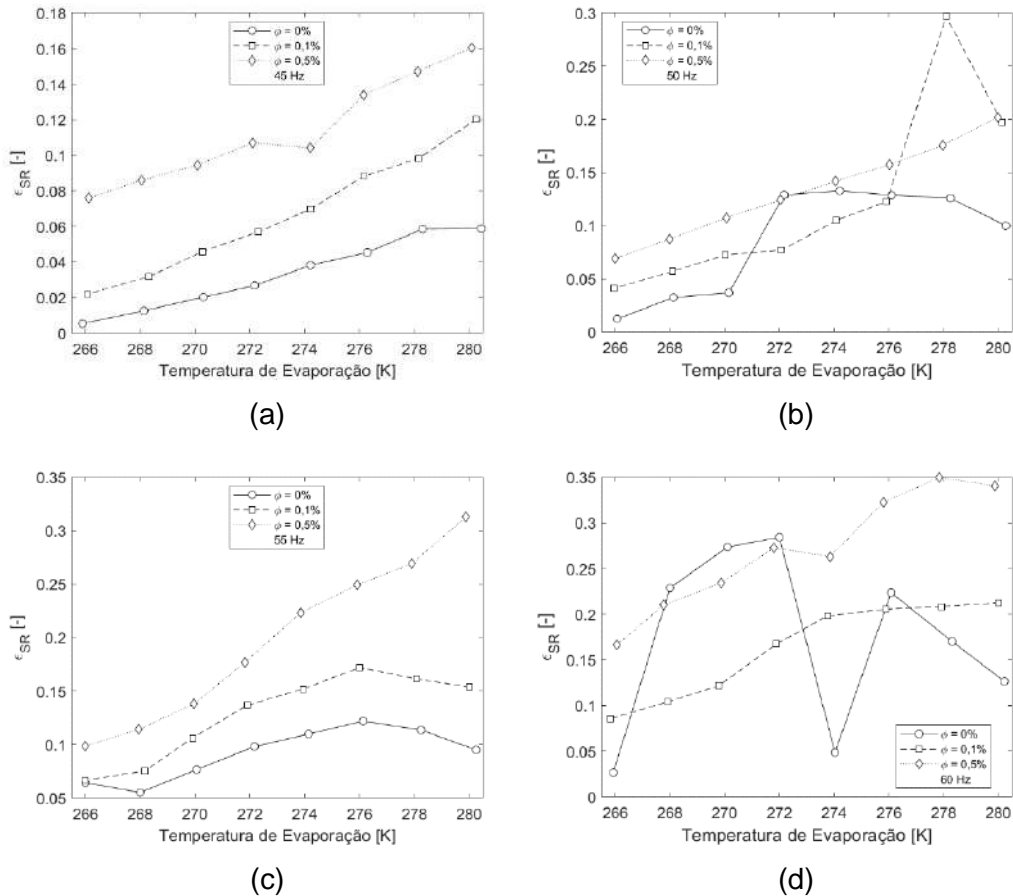


Figura 101: Resultados para a efetividade de subresfriamento ( $\epsilon_{SR}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Entretanto, a efetividade de subresfriamento cresce de acordo com as três variáveis (temperatura de evaporação, frequência do compressor e concentração de nanopartículas), como foi verificado nos resultados para sua área e taxa de transferência de calor. Espera-se então que aumento da concentração de nanopartículas e o do fluxo de massa sejam responsáveis por um aumento do grau de subresfriamento.

A temperatura de saída da mistura é resposta de todos os parâmetros analisados anteriormente e é apresentada na Figura 102.

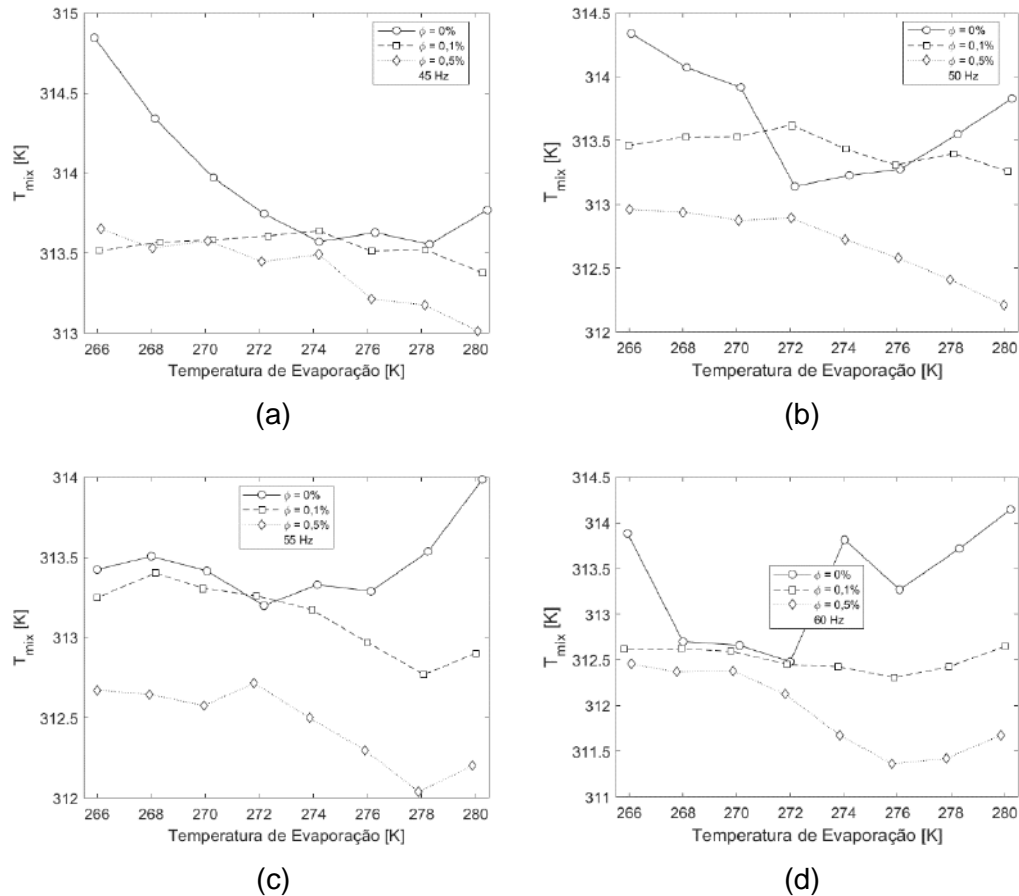


Figura 102: Resultados para a temperatura de saída da mistura ( $T_{mix}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Observou-se que para os casos em que há maior concentração de nanopartículas, maiores era a taxa de transferência de calor de subresfriamento envolvida. Desta forma, as condições são mais favoráveis para uma maior variação da temperatura na saída, e se observa que para os casos com 0,5% de concentração de nanopartículas, a temperatura de saída é menor indicando um maior grau de subresfriamento. Outro fator com impacto nos resultados foi a frequência do compressor, onde as maiores velocidades de rotação indicam maiores variações na temperatura pela zona de subresfriamento, Figuras J61-J63, no Apêndice J, devido a maior vazão mássica. A adição de 0,1% de nanopartículas é responsável pela diminuição em até 0,5% da temperatura de saída, enquanto para 0,5% de nanopartículas a temperatura diminui em até 0,83%.

Quando se compara as diferenças relativas entre o método do ciclo integrado e o utilizado na validação dos resultados, se observa um menor erro nos resultados referente ao ciclo, onde há um máximo de 0,31% a 0,42%.

É feita uma comparação entre as pressões de saturação do condensador pelos cálculos realizados pelo modelo de simulação e os dados experimentais.

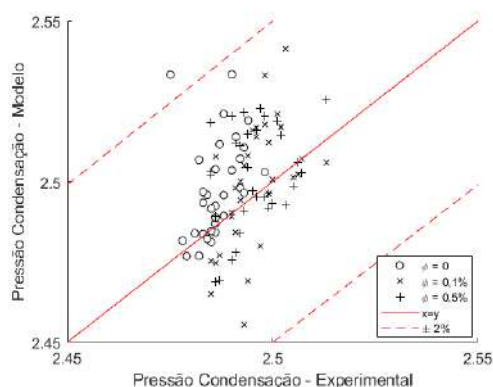


Figura 103: Diferença relativa entre a pressão de saturação do condensador entre os dados do modelo e experimental.

Observa-se pela Figura 103 que os resultados previstos pelo modelo são bons o suficientes uma vez que as diferenças relativas com os dados experimentais aparecem contidos em uma janela de 2%.

### 5.6.3. Compressor

A função de mapeamento para a temperatura de descarga do compressor foi alterada de forma a aderir as condições da mistura. Ou seja, o mapeamento foi feito mais uma vez, entretanto foi considerado dessa vez a mistura refrigerante-nanolubrificante. A Tabela 12 apresenta as constantes do mapeamento, segundo a Eq. (146).

Tabela 12: Coeficientes para o mapeamento da temperatura de descarga do compressor.

	C1	C2	C3	C4	C5	R <sup>2</sup>
$\phi = 0$	248,1	73,48	57,67	-45,4	-1,234	0,9987
$\phi = 0,1$	200,8	115	83,49	-66,01	-2,491	0,9974
$\phi = 0,5$	339,3	-15,42	29,67	-21,01	-0,4231	0,9975

A temperatura de descarga do compressor é avaliada de acordo com o mapeamento realizado em função da razão de pressão considerando a modelagem do sistema integrado, e seus resultados apresentados na Figura 104.

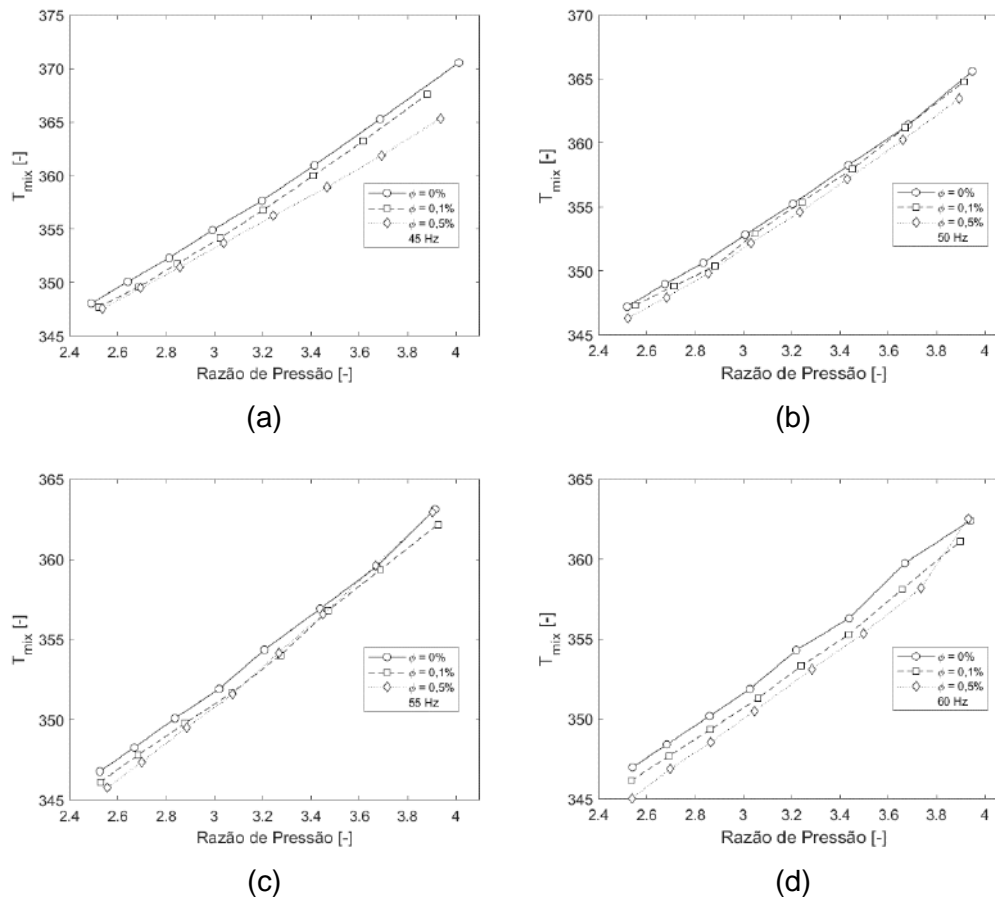


Figura 104: Resultados para a temperatura de saída da mistura no compressor ( $T_{mix}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Fica evidenciado que para os casos com maiores concentrações de nanopartículas, a temperatura de descarga é inferior. A Figura 104 e Figuras J64-J66, no Apêndice J, mostram que maiores frequências de operação resultam em menores temperaturas de descarga. A intensificação destes dois parâmetros está associada a maiores fluxos de massas, e como a pressão alta e potência do compressor são mantidas praticamente constantes para as diferentes concentrações de nanopartículas, a condição pode ser atingida em menores temperaturas quando há mais nanopartículas. Os casos de 0,1% de nanopartículas são responsáveis pela diminuição da temperatura de descarga em até 0,85%, enquanto para concentração de 0,5% chega-se a 1,46%. As maiores diferenças relativas com o valor de projeto chegam a um valor máximo de 0,79 %.



Os resultados para a eficiência isentrópica são apresentados na Figura 105.

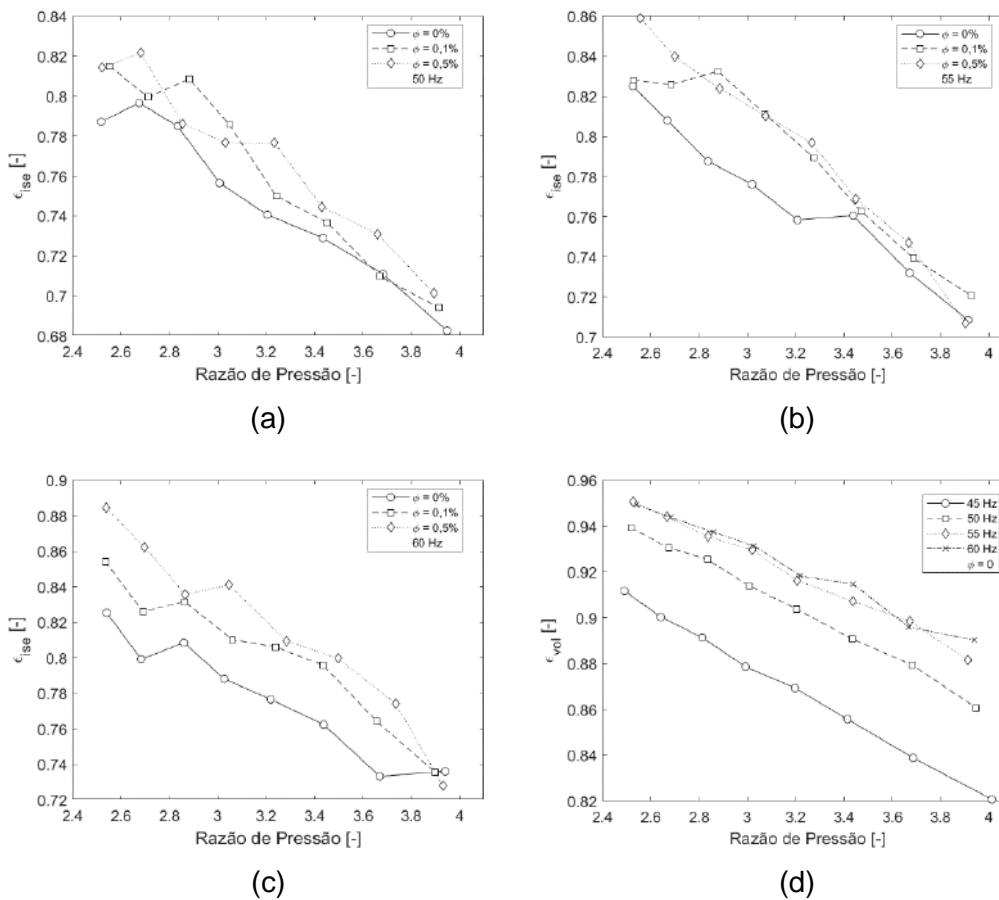


Figura 105: Resultados para a eficiência isentrópica ( $\epsilon_{ise}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Os resultados indicam que a presença de nanopartículas na mistura é responsável por uma leve melhora no trabalho isentrópico do compressor, onde a diferença das temperaturas de saída real e isentrópica é menor. As maiores razões de pressões (menores temperatura de evaporação) são responsáveis por uma menor eficiência uma vez que tal diferença de temperatura (isentrópica e real) cresce. Por outro lado, a velocidade de rotação do compressor contribui para uma melhor eficiência isentrópica, como verificado nas Figuras J67-J69, no Apêndice J. Os casos com 0,1% de nanopartículas apresentaram acréscimo de 5,7% para a eficiência isentrópica, enquanto maiores concentrações de 0,5% se encontram maiores aumentos de 7,9%.

As Eqs. (62-64) descrevem a eficiência volumétrica, e se vê que ela se beneficia de maiores vazões mássicas, e os resultados encontrados na simulação são apresentados na Figura 106.

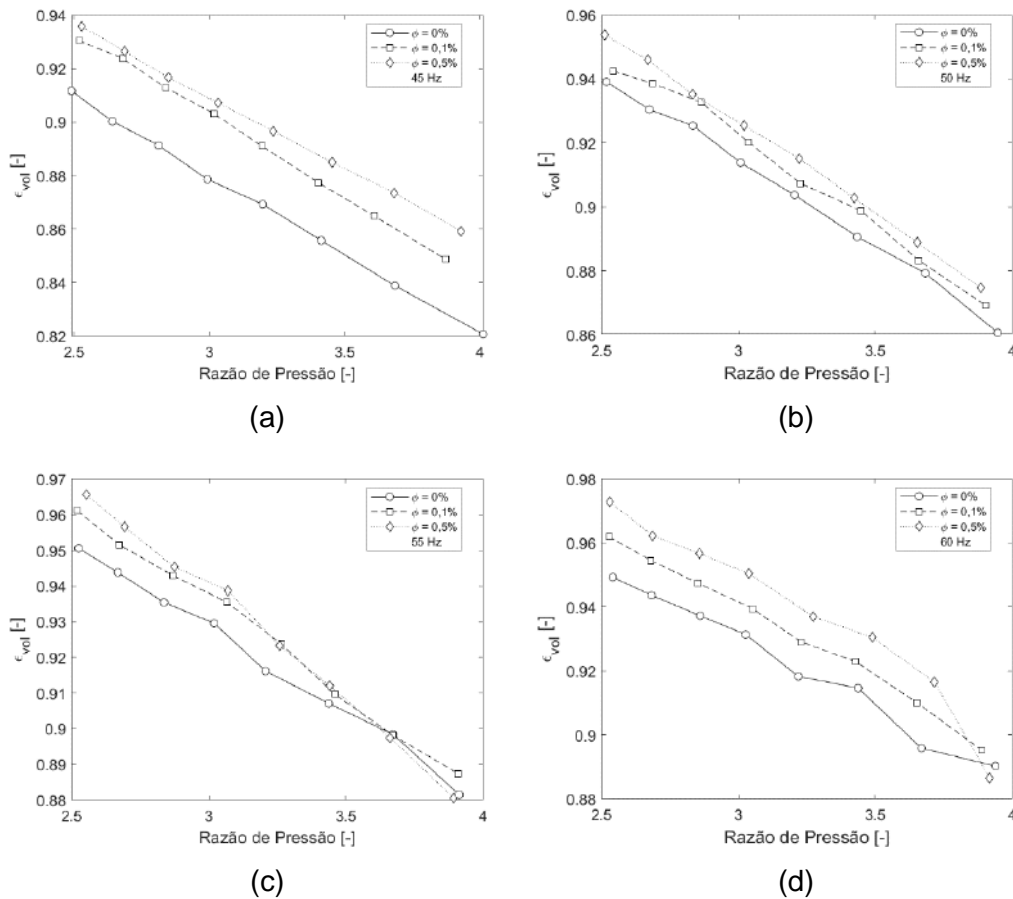


Figura 106: Resultados para a eficiência volumétrica ( $\epsilon_{vol}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

As condições na sucção do compressor são praticamente as mesmas para as diferentes concentrações de material nanoparticulado, assim como as condições de operação do compressor. Assim, como verificado para análise da temperatura de descarga, os casos com maiores concentrações se beneficiam de uma maior vazão mássica, assim como os casos com maiores frequências de operação, vide Figura 106 e Figuras J70-J72, no Apêndice J. A eficiência volumétrica cresce com a adição de nanopartículas chegando a incrementos de 3,40% e 4,68% para as concentrações de 0,1% e 0,5%.

A eficiência do compressor é calculada baseando-se nos valores experimentais de potência fornecida ao compressor, Figura 107.

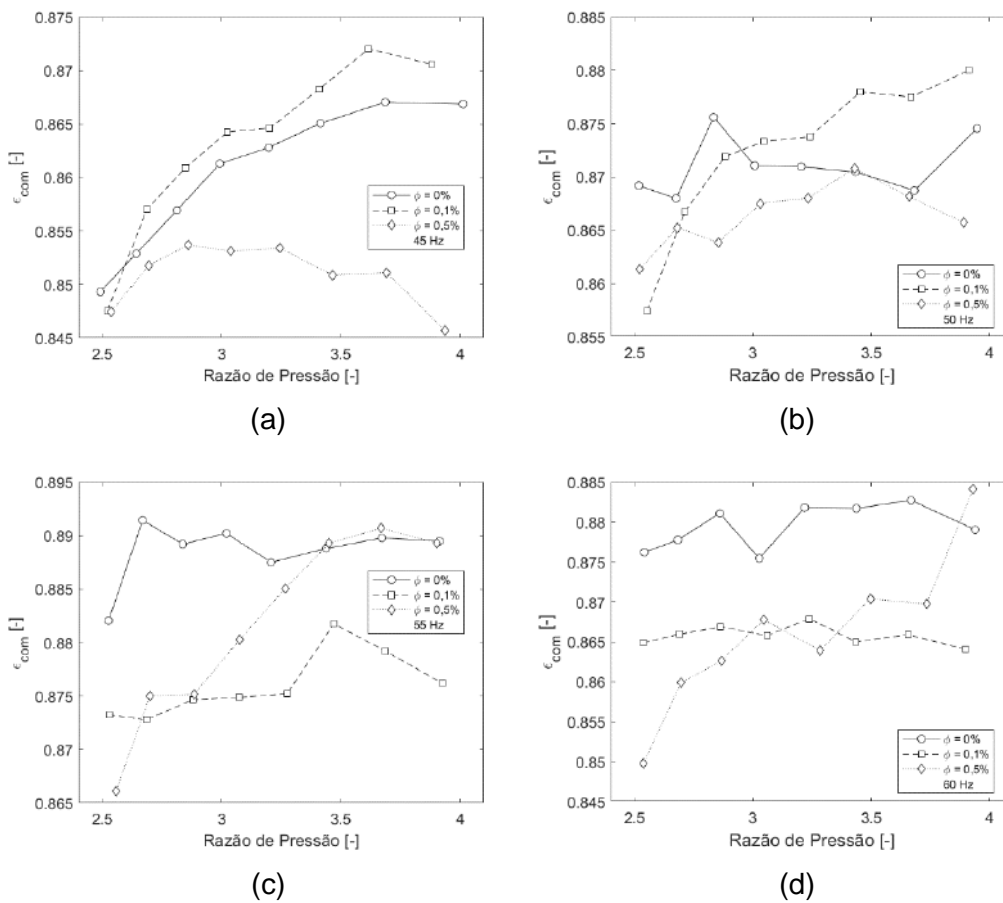


Figura 107: Resultados para a eficiência do compressor ( $\epsilon_{com}$ ). (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Observa-se que as variações da eficiência do compressor são muito pequenas pra diferentes condições de concentração de nanopartícula, frequência e razão de pressão, de modo que é praticamente constante em um valor de 87%.

O expoente politrópico é descrito pelo logaritmo das razões das pressões e dos volumes específicos, Eq. (59), e apresentados na Figura 108.

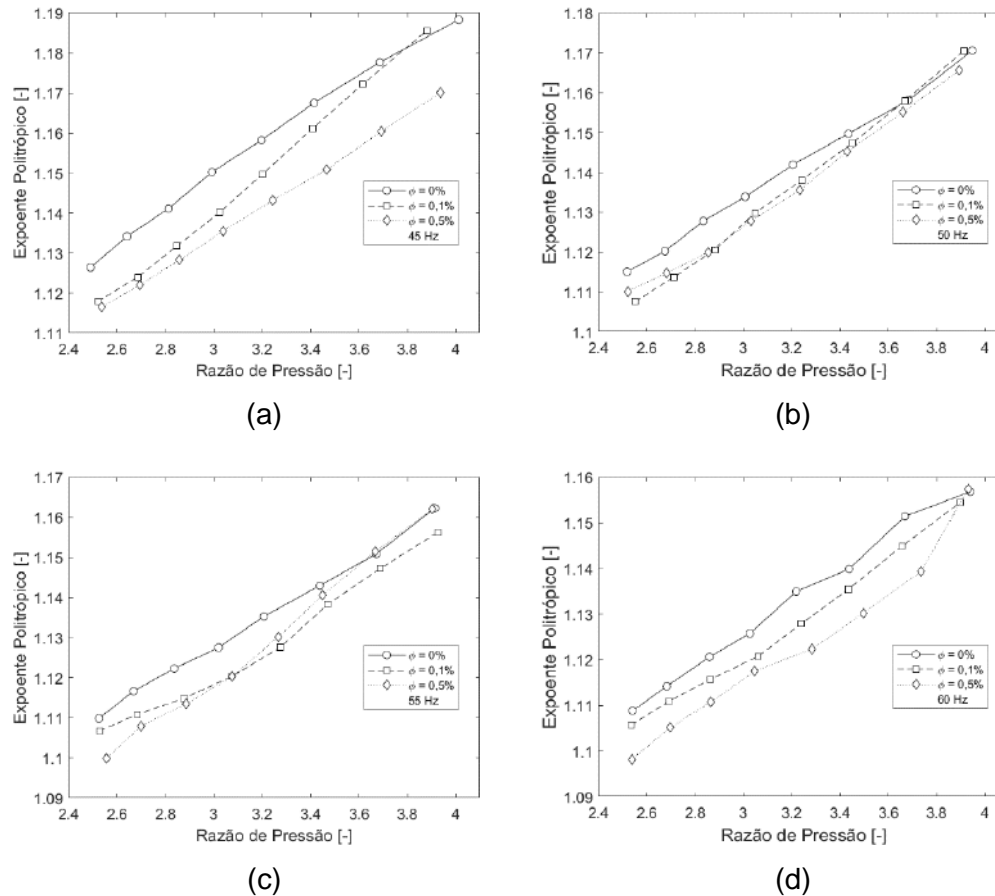


Figura 108: Resultados para o expoente politrópico. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

Prevê-se que o expoente se mantenha constante, mas como se observa nos casos onde não há nanopartículas na mistura, a temperatura de saída da mistura do compressor, o quociente da Eq. (59) será menor, e assim o expoente politrópico acaba sendo maior, como visto na Figura 108. O mesmo é observado para as frequências de operação, Figuras J76-J78, no Apêndice J.

## 5.7. Superfícies de resposta para desempenho

A análise do COP é feita a partir de superfícies de resposta para as três variáveis controladas durante o procedimento experimental. Fora o COP, são analisados também a capacidade frigorífica e potência separadamente. São propostas equações de iterações quadráticas para as superfícies:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_1x_2 + a_5x_1x_3 + a_6x_2x_3 + a_7x_1^2 + a_8x_2^2 + a_9x_3^2 \quad (147)$$

As constantes “a” são calculadas a partir da regressão utilizando os resultados obtidos pelo modelo e utilizando o método dos mínimos quadrados. A Tabela 13 apresenta os valores das constantes encontradas para cada parâmetro (COP, capacidade frigorífica e potência do compressor), assim como alguns parâmetros estatísticos, que serão discutidos.

Tabela 13: Constantes referentes à Eq. (147) e dados estatísticos para a descrição do COP, potência do compressor e capacidade frigorífica

Variável	COP	Potência (kW)	Cap. Frig. (kW)
$a_0$	0,0442	-0,120	-0,0860
$a_1$	0,828485	-0,10321	0,613387
$a_2$	0,054736	-0,01485	0,038425
$a_3$	0,154717	0,880123	0,363696
$a_1^2$	0,084173	-0,02447	0,049736
$a_2^2$	-0,04871	0,009013	-0,03517
$a_3^2$	-0,08129	0,144781	-0,00882
$a_1 a_2$	0,02604	-0,00189	0,019038
$a_1 a_3$	0,009007	0,022283	0,085134
$a_2 a_3$	0,007152	-0,01051	0,00692
$R^2$	0,9980	0,9975	0,9988
F	4919,811	3899,105	7965,513

Onde  $x_1$  corresponde à temperatura de saturação, em K,  $x_2$  à concentração de nanopartículas, em %, e  $x_3$  à frequência de operação, em Hz, cujos os valores mínimos e máximos são apresentados Tabela 13. O valor encontrado para o  $R^2$  para os três parâmetros demonstram que a superfície de resposta consegue recuperar bem os resultados. Os altos valores encontrados para o F-value e baixos valores de valor-p (aproximadamente nulo) corroboram para que Eq. (147) seja boa o suficiente para representar os valores para os parâmetros analisados. Um real indicativo para a avaliação da importância das constantes é verificado pelo teste t de Student. Estes resultados indicam o quão relevante é qualquer uma das variáveis para a Eq. (147). Assumindo um valor de 0,5% para a probabilidade de que o parâmetro seja nulo, o valor de corte para o teste t equivale a 3,25.

A Tabela 14 apresenta os valores encontrados para o teste t que foram obtidos e os parâmetros significativos se encontram em negrito.

Tabela 14: Valores de teste t para as constantes da Eq. (147) que descreve a superfícies do COP, potência do compressor e capacidade frigorífica.

Variável	COP	Potência (kW)	Cap. Frig. (kW)
$t_0$	<b>5.34</b>	<b>10.37</b>	<b>15.09</b>
$t_1$	<b>212.07</b>	<b>18.81</b>	<b>227.71</b>
$t_2$	<b>18.65</b>	<b>3.60</b>	<b>18.99</b>
$t_3$	<b>46.89</b>	<b>189.95</b>	<b>159.85</b>
$t_{11}$	<b>12.24</b>	2.53	<b>10.49</b>
$t_{22}$	<b>5.80</b>	0.77	<b>6.07</b>
$t_{33}$	<b>15.08</b>	<b>19.13</b>	2.37
$t_{12}$	<b>5.91</b>	0.30	<b>6.26</b>
$t_{13}$	1.77	3.12	<b>24.29</b>
$t_{23}$	1.92	2.01	2.67

Observa-se que tanto para o COP, potência do compressor e capacidade frigorífica, os termos lineares são significativos em todos os parâmetros. A Figura 109 apresenta os valores dos testes t das variáveis em um diagrama de Pareto para todos os três parâmetros.

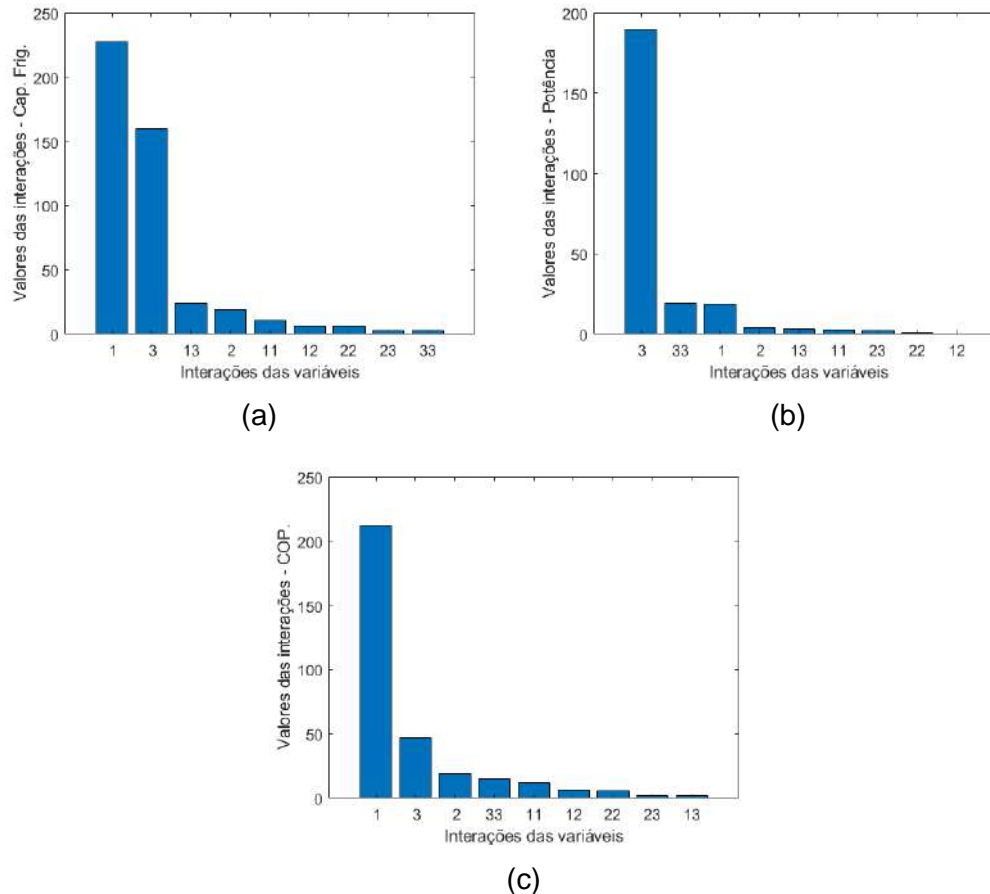


Figura 109: Diagramas de Pareto. (a) Capacidade frigorífica. (b) Potência do Compressor. (c) COP.

A análise dos resultados da tabela indica que para a potência do compressor, a frequência é a variável de maior impacto (linear e quadrático) seguida da temperatura de evaporação (somente impacto linear), ambas as condições associadas a um maior fluxo de massa, requerendo uma maior potência do componente. A concentração de nanopartícula não aparenta ter um efeito tão expressivo quando as outras duas variáveis apesar de permanecer significativa com a contribuição linear.

A capacidade frigorífica por sua vez é mais influenciada pela temperatura de evaporação seguida da frequência de operação, enquanto a concentração de nanopartículas mais uma vez tem um impacto menor. É interessante ressaltar que a interação de segundo grau entre a temperatura e concentração de nanopartículas não é desprezível, corroborando para a importância das propriedades termofísicas da mistura.

O COP por sua vez é fortemente impactado pela temperatura de evaporação, uma vez que esta variável está relacionada a maiores capacidades

frigoríficas. Entretanto, a frequência do compressor possui um efeito mais atenuado do que nos outros dois parâmetros previamente analisados. A concentração de nanopartículas tem uma significância maior já que é responsável pelo acréscimo da capacidade frigorífica e diminuição da potência do compressor, ambos utilizados para descrever o COP, Eq. (29).

A aplicação da Eq. (147) indica que um COP máximo de 4,7144 pode ser encontrado onde a temperatura de evaporação e frequência de operação do compressor são as máximas, entretanto a concentração de nanopartícula não (aproximadamente 0,475%). Acredita-se que esse comportamento foi encontrado devido a flexão da superfície dadas as condições de teste. A fim de investigar esse comportamento, a Eq. (147) foi reduzida para um modelo de duas variáveis, Eq. (148). Os três parâmetros são analisados mantendo uma das variáveis fixa no valor máximo, enquanto as outras são variadas.

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_1x_2 + a_4x_1^2 + a_5x_2^2 \quad (148)$$

As superfícies da capacidade frigorífica são analisadas para as três variáveis, Figura 110.



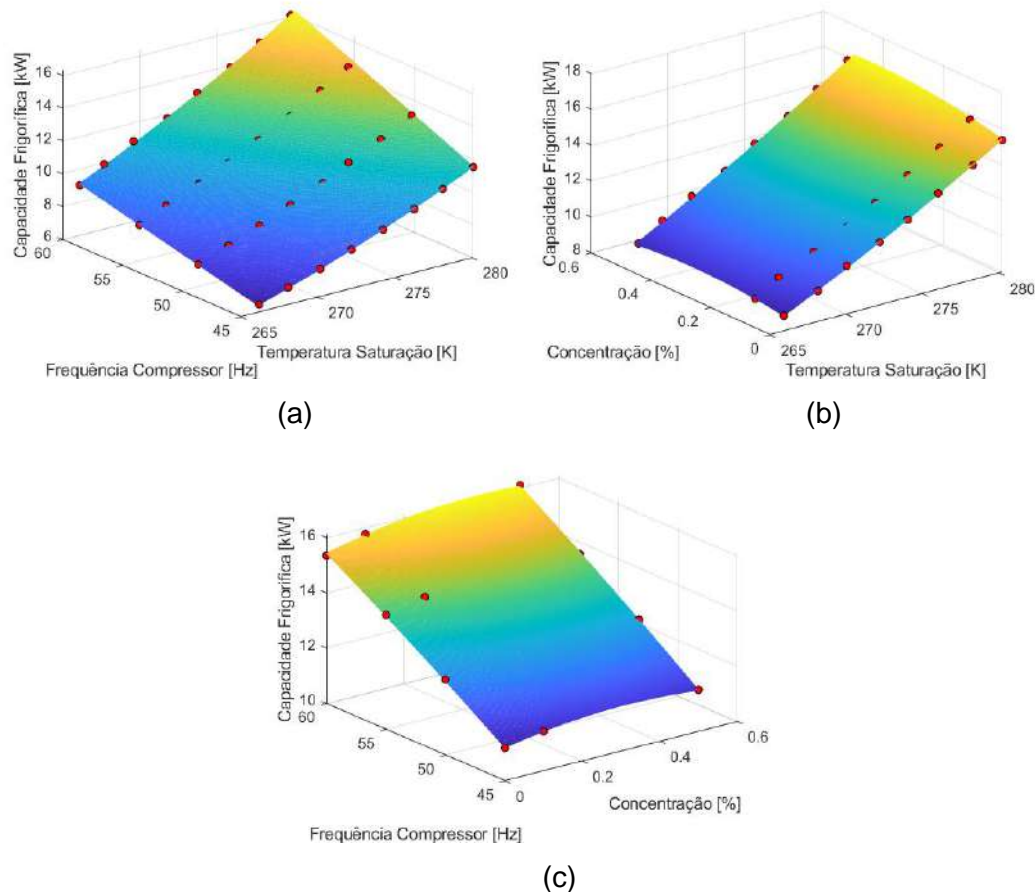


Figura 110: Superfície de resposta para a capacidade frigorífica mantendo uma variável fixa: (a) Concentração de nanopartícula. (b) Frequência do compressor. (c) Temperatura de evaporação.

Observa-se que a temperatura de saturação do evaporador possui um forte impacto no crescimento da capacidade seguido da frequência de operação, como verificado a partir dos valores de teste  $t$ . É de se esperar como visto nas análises da seção 5.6.1, que os maiores valores associados destas variáveis sejam responsáveis por uma maior vazão mássica. A concentração quando comparado com os outros dois parâmetros, apresenta uma influência de intensificação da capacidade mais suave.

A Figura 111 apresenta as superfícies de resposta para a potência do compressor.

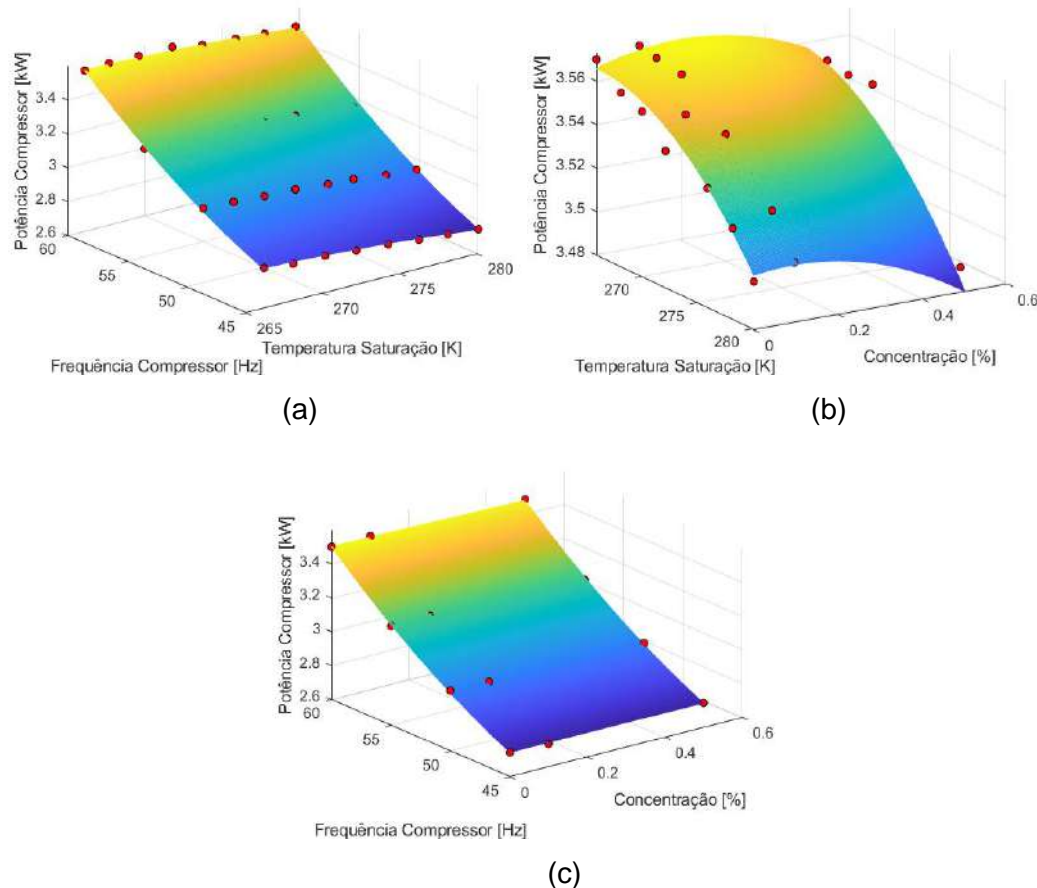


Figura 111: Superfície de resposta para a potência do compressor mantendo uma variável fixa: (a) Concentração de nanopartícula. (b) Frequência do compressor. (c) Temperatura de evaporação.

A potência do compressor é principalmente impactada pela frequência de operação, uma vez que o fator de atrito cresce com a frequência. A temperatura mostra também um efeito importante nos resultados, em menor intensidade, onde menores temperaturas de saturação são responsáveis por maiores potências do compressor devido às maiores viscosidades do fluido. A concentração apresenta um efeito menor quando comparados às duas outras variáveis, mas parece mostrar uma tendência de diminuição da potência para maiores concentrações.

As superfícies referentes ao COP são expostas na Figura 112.

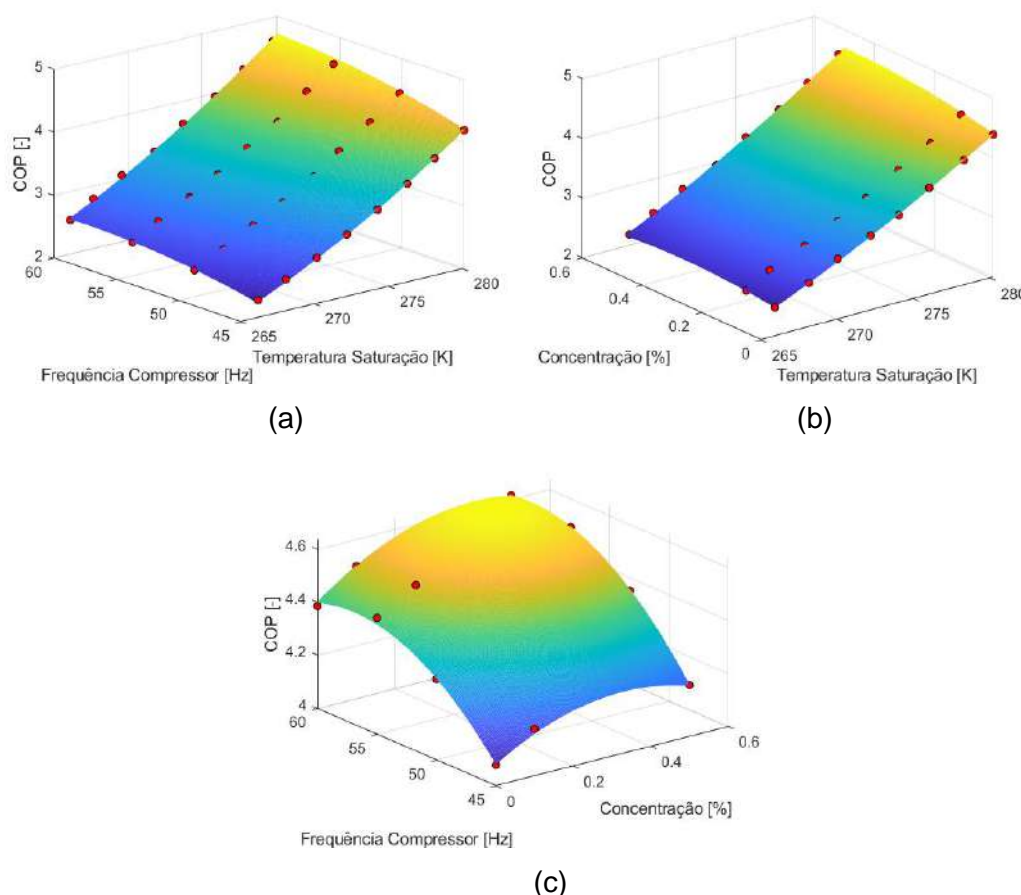


Figura 112: Superfície de resposta para COP mantendo uma variável fixa: (a) Concentração de nanopartícula. (b) Frequência do compressor. (c) Temperatura de evaporação.

As superfícies do COP são enfim analisadas, e a partir do que foi visto anteriormente, é de se esperar que a temperatura de saturação no evaporador e frequência de operação sejam os principais fatores em seu resultado. A concentração, apesar de ter um pequeno valor de teste  $t$ , não deve ser desprezada. Quando a temperatura de evaporação é mantida fixa, pode se alcançar um aumento de 3,0 a 4,5%, para as menores e maiores frequências. Por outro lado, mantendo a frequência de operação fixa, se encontrou aumentos de 2,5% a 4,8% para o valor de COP para as diferentes temperaturas de evaporação. Este comportamento do aumento do COP com a presença de nanopartículas é verificado em diversos trabalhos encontrados na literatura (AZMI et al., 2017a; BHATTAD; SARKAR; GHOSH, 2018; PICO et al., 2019).

## 6. Conclusão e sugestões para trabalhos futuros

Neste trabalho foi avaliada a interação de nanopartículas de diamante em uma mistura nanolubrificante-refrigerante no desempenho de um sistema de refrigeração. A avaliação é feita mediante um modelo que prevê a ação das nanopartículas sobre os parâmetros críticos de um alcano para uso na equação de estado de Peng-Robinson.

A rotina implementada para a equação de Peng-Robinson foi validada a partir de valores retirados do banco de dados REFPROP, assumindo o R410A como substância pura, e como uma mistura de R32/R125 (50/50). Foram utilizados dados referentes à saturação do refrigerante, e de alguns pontos experimentais do ciclo. A equação recupera os valores para entalpia e entropia nos pares de pressão e temperatura do ciclo experimental, apesar de apresentar certa instabilidade perto do ponto crítico.

A variação dos parâmetros críticos devido à adição das nanopartículas foi investigada. Equações de potência foram utilizadas a fim de replicar tal variação pela adição de diferentes tipos de partículas de acordo com suas densidades, em diversos refrigerantes. Verificou-se que a natureza da nanopartícula possui um forte impacto nas variações dos parâmetros, e que tal comportamento é linear. Ambas as curvas de densidade saturada (líquido e vapor) podem ser utilizadas, mas foi verificado que os menores erros associados aos fatores de escala são os relativos às linhas de líquido assim como também não superestimam o novo ponto crítico.

O método foi adequado para prever a variação dos parâmetros críticos em alcanos de cadeia longa de carbonos, de forma que a variação referente aos alcanos pudesse ser extrapolada, uma vez que não se tem acesso à curva de densidade saturada de óleos. Acredita-se que as correlações desenvolvidas para as variações dos parâmetros críticos nos alcanos podem ser extrapoladas para maiores números de carbono, devido ao comportamento linear de tais variações. Verificou-se também que a presença de átomos de oxigênio e hidrogênio, que são constituintes da cadeia molecular de um óleo lubrificante, não apresentam um impacto marcante em tais variações.

Um ciclo refrigeração por compressão de vapor é então simulado e validado a partir dos dados experimentais fornecidos pela Universidade Federal de Uberlândia. O modelo foi desenvolvido inicialmente para cada componente isolado a fim de avaliar a sensibilidade de diversas variáveis. Posteriormente o ciclo foi integrado.

Os trocadores de calor foram validados utilizando um modelo independente para cada um. As correlações para o coeficiente de troca de calor foram escolhidas a partir de uma comparação das mesmas com o valor de projeto, com pressões de operação e condições na entrada e saída do refrigerante prescritas. Posteriormente, a temperatura de saída do refrigerante e os demais parâmetros foram avaliados junto das diferenças relativas com o valor de projeto. Para o condensador, é apresentada uma correção para o coeficiente de troca de calor uma vez que as condições de operação são diferentes às da correlação. Ela é proposta em função da velocidade mássica, e contempla uma translação e alteração da amplitude do coeficiente. Os resultados demonstram a importância de tal alteração na predição dos resultados.

O efeito do óleo é verificado em função apenas da influência das propriedades termofísicas da mistura nanolubrificante-refrigerante. Verificou-se que o óleo reduz o coeficiente de troca de calor para ambos os trocadores, especialmente para o evaporador dado à sua menor temperatura de operação. Como consequência, as taxas de transferência de calor são menores, e as temperaturas na saída do evaporador menores, e no condensador, maiores.

O ciclo de refrigeração é finalmente integrado utilizando o método simplex modificado. Para isto, os graus de superaquecimento e subresfriamento foram mantidos fixos, e as pressões de evaporação e condensação são agora calculadas. Diversas modificações ao método de otimização clássico foram realizadas para que ele fosse adequado ao uso no sistema de refrigeração estudado. Com as modificações, verificou-se que todas as escolhas de dimensão inicial para inicialização convergem para um mesmo ponto final. As respostas do método mostram uma convergência em todos os casos para ambos os critérios de convergência para o limite imposto. Quando ambos os modelos são comparados, o ciclo integrado apresentou menores diferenças relativas quando comparados aos resultados de projeto.

No evaporador, a adição de nanopartículas é responsável por intensificar o coeficiente de troca de calor em ambas as zonas. Desta forma, as taxas de transferência de calor e o fluxo de calor são mais intensos. A adição de nanopartículas não demonstra um comportamento definitivo nas áreas de cada

zona do evaporador. A temperatura de evaporação e a frequência de operação do evaporador demonstraram ser parâmetros marcantes para os cálculos envolvidos no evaporador, uma vez que ambos também são responsáveis pela intensificação do coeficiente de troca de calor e taxa de transferência de calor.

No condensador, a adição de nanopartículas é responsável pelo aumento do coeficiente de troca de calor da região de dessuperaquecimento e redução na região de condensação. Desta forma, observa-se uma área menor destinada à zona bifásica, e maior para a zona monofásica na presença do material nanoparticulado. Observa-se uma taxa de transferência de calor integral maior nos casos em que há maiores concentrações de nanopartículas, o que representa um maior grau de subresfriamento para estes casos. Isto pode ser verificado pelas temperaturas de saída da mistura no trocador de calor, as quais são menores nos casos em que há material nanoparticulado. A temperatura de evaporação e frequência do compressor apresentam mais uma vez um impacto marcante dado que são responsáveis por maiores vazões mássicas, causando maiores valores referentes aos coeficientes e taxas de transferência.

Para o compressor, a adição de nanopartículas foi responsável por se alcançar menores temperaturas na saída do componente. As eficiências (isentrópica e volumétrica) calculadas apresentaram valores superiores com a adição das partículas, enquanto que a eficiência do compressor permaneceu praticamente constante. A adição de nanopartículas também foram responsáveis por expoente politrópico menor. A temperatura de evaporação e a frequência do compressor são responsáveis por maiores valores das eficiências estudadas, e também por menores valores de coeficiente politrópico.

Superfícies de respostas foram desenvolvidas a fim de verificar o impacto de cada uma das variáveis analisadas (temperatura de saturação, concentração de nanopartículas e frequência do compressor) sobre o COP, a capacidade frigorífica e a potência do compressor. Os resultados obtidos da superfície implicam que são boas o suficiente para simular os resultados do modelo. A temperatura de evaporação possui um forte impacto nos resultados da capacidade frigorífica e do COP, enquanto a frequência é marcante para a potência do compressor. A concentração de nanopartículas não apresenta um efeito marcante quanto as outras variáveis, mas não deve ser desprezada.

Para trabalhos futuros, sugere-se algumas adições para um maior desenvolvimento e aprendizado já propostos por este estudo, como as mostradas a seguir:

- Testar o modelo para uso de outros trocadores de calor e misturas, uma vez que é preciso apenas trocar a informação dos mesmos. Faz-se necessário validar também a correlação desenvolvida para obtenção das propriedades críticas do nanofluido e a correlação desenvolvida para a correção do coeficiente de troca de calor do condensador.
- Expandir os resultados para concentrações intermediárias de nanopartículas, uma vez que se observou um potencial COP máximo para uma concentração de nanopartículas em torno de 0,45%. Também é necessário investigar concentrações maiores de nanopartículas, uma vez que se verificou o aumento da capacidade frigorífica e diminuição da potência do compressor. Desta forma, é possível verificar se há a existência de um máximo para o COP, em conjunto com a sugestão anterior.
- Produzir análises de sensibilidade sobre outras variáveis do modelo, tais como as vazões mássicas de água em ambos os trocadores, e verificar se o modelo é capaz de reproduzir comportamentos já conhecidos.
- Prever a solubilidade do óleo lubrificante com o refrigerante.
- O modelo aqui verificado assume um valor arbitrário para a concentração de óleo com nanopartículas (nanolubrificante). Uma vez que seja possível inferir o valor da concentração de óleo no sistema, correlações poderão ser desenvolvidas para o coeficiente de troca de calor, contemplando as propriedades da mistura.
- Conclui-se pela necessidade de novos desenvolvimentos com o objetivo de se medir e modelar a concentração de óleo para determinado sistema de refrigeração por compressão de vapor, permitindo a previsão da retenção do nanolubrificante ao longo de cada componente.

## 7. Referências

ADELEKAN, D. S.; OHUNAKIN, O. S.; BABARINDE, T. O.; ODUNFA, M. K.; LERAMO, R. O.; OYEDEPO, S. O.; BADEJO, D.C. **Experimental performance of LPG refrigerant charges with varied concentration of TiO<sub>2</sub> nano-lubricants in a domestic refrigerator**. Case Studies in Thermal Engineering, v. 9, n. October 2016, p. 55–61, 2017.

AHAMED, J. U.; SAIDUR, R.; MASJUKI, H. H. **A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 15, n. 3, p. 1593–1600, 2011.

AHMADI, M. H.; MIRLOHI, A.; NAZARI, M. A.; Ghasempour, R. **A review of thermal conductivity of various nanofluids**. Journal of Molecular Liquids, v. 265, p. 181–188, 2018.

ANSI/AHRI. 2015 **Standard for Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Unit**. Disponível em: <[http://www.ahrinet.org/App\\_Content/ahri/files/STANDARDS/AHRI/AHRI\\_Standard\\_540\\_I-P\\_and\\_SI\\_2015.pdf](http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/STANDARDS/AHRI/AHRI_Standard_540_I-P_and_SI_2015.pdf)>.

AKERS, W. W.; DEANS, H. A.; CROSSER, O. K. **Condensing heat transfer within horizontal tubes**. Chemical Engineering Progress, v. 54, p. 89–90, 1958.

ALAWI, O. A.; SIDIK, N. A. C.; XIAN, H. W.; KEAN, T. H.; KAZI, S. N. **Thermal conductivity and viscosity models of metallic oxides nanofluids**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 116, p. 1314–1325, 2018.

ALAWI, O. A.; SIDIK, N. A. C.; BERIACHE, M. **Applications of nanorefrigerant and nanolubricants in refrigeration, air-conditioning and heat pump systems: A review**. International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 68, p. 91–97, 2015a.

ALAWI, O. A.; SIDIK, N. A. C.; MOHAMMED, H. A. **A comprehensive review of fundamentals, preparation and applications of nanorefrigerants**. International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 54, p. 81–95, 2014.

AMALFI, R. L.; VAKILI-FARAHANI, F.; THOME, J. R. **Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 2: Comparison of literature methods to database and new prediction methods**. International Journal of Refrigeration, v. 61, p. 185–203, 2016a.



AMALFI, R. L.; VAKILI-FARAHANI, F.; THOME, J. R. **Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 1: Review and experimental database.** International Journal of Refrigeration, v. 61, p. 166–184, 2016b.

AMBREEN, T.; KIM, M. H. **Influence of particle size on the effective thermal conductivity of nanofluids: A critical review.** Applied Energy, v. 264, n. September 2019, 2020.

ARTEMENKO, S.; MAZUR, V. **Thermodynamic and Phase Behavior of Nanofluids.** Springer Proceedings in Physics, v. 171, n. June, p. VI, 2015.

ASHRAE. 2013 **ASHRAE Handbook Fundamentals.**

AZMI, W. H.; SHARIF, M. Z.; YUSOF, T. M.; MAMAT, R.; REDHWAN, A. A. M. **Potential of nanorefrigerant and nanolubricant on energy saving in refrigeration system – A review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 69, n. December 2015, p. 415–428, 2017a.

BANDARRA FILHO, E. P.; CHENG, L.; THOME, J. R. **Flow boiling characteristics and flow pattern visualization of refrigerant/lubricant oil mixtures.** International Journal of Refrigeration, v. 32, n. 2, p. 185–202, 2009.

BARROS NETO, B. DE; SCARMINIO, I. S.; BRUNS, R. E. **Como fazer experimentos: pesquisa e desenvolvimento na ciência e na indústria.** 4. ed.

BESHR, M.; AUTE, V.; RADERMACHER, R. **Steady State Modeling of Advanced Vapor Compression Systems.** International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2016.

BHATTAD, A.; SARKAR, J.; GHOSH, P. **Improving the performance of refrigeration systems by using nanofluids: A comprehensive review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 82, n. August 2016, p. 3656–3669, 2018.

BIGI, A. A. M.; CREMASCHI, L. **Modeling of oil retention in microchannel type evaporators and its effects on refrigerant heat transfer.** International Journal of Refrigeration, v. 92, p. 27–36, 2018.

BOBBO, S.; FEDELE, L.; STRYJEK, R. **Oil Structure Influence on the Solubility of Carbon Dioxide in POE Lubricants.** Refrigeration And Air Conditioning, n. 1992, p. 2–9, 2006.

BOBBO, S.; FEDELE, L.; FABRIZIO, M.; BARISON, S.; BATTISTON, S.; PAGURA, C. **Influence of nanoparticles dispersion in POE oils on lubricity and R134a solubility.** International Journal of Refrigeration, v. 33, n. 6, p. 1180–1186, 2010.

BOLAJI, B. O.; HUAN, Z. **Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant - A review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 18, p. 49–54, 2013.

BROWNE, M. W.; BANSAL, P. K. **An elemental NTU- $\epsilon$  model for vapour-compression liquid chillers.** International Journal of Refrigeration, v. 24, n. 7, p. 612–627, 2001.

CALM, J. M. **Emissions and environmental impacts from air-conditioning and refrigeration systems.** International Journal of Refrigeration, v. 25, n. 3, p. 293–305, 2002.

CALM, J. M. **Comparative efficiencies and implications for greenhouse gas emissions of chiller refrigerants.** International Journal of Refrigeration, v. 29, n. 5, p. 833–841, 2006.

CALM, J. M. **The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook.** International Journal of Refrigeration, v. 31, n. 7, p. 1123–1133, 2008.

CARVALHO, J. E. S. P.; SOTOMAYOR, P. O.; PARISE, J. A. R.; PRADELLE, F. **Numerical assessment of critical properties of nanofluids: Applications to nanorefrigerants and nanolubricants.** Journal of Molecular Liquids, 2020.

CAVALLINI, A.; DEL COL, D.; DORETTI, L. MATKOVIC, M. ROSSETO, L.; ZILIO, C.; CENSI, G. **Condensation in Horizontal Smooth Tubes : A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design.** Heat Transfer Engineering, n. 27, p. 30–38, 2006.

CELEN, A.; ÇEBİ, A.; AKTAS, M.; MAHIAN, O.; DALKILIC, A. S.; WONGWISES, S. **A review of nanorefrigerants: Flow characteristics and applications.** International Journal of Refrigeration, v. 44, p. 125–140, 2014.

CHEN, Y.; BRAUN, J. E.; GROLL, E. A. **Modeling of hermetic scroll compressors: Model development.** HVAC and R Research, v. 10, n. 2, p. 129–152, 2004.

CHEN, L.; XIE, H. **Surfactant-free nanofluids containing double- and single-walled carbon nanotubes functionalized by a wet-mechanochemical reaction.** Thermochemica Acta, v. 497, n. 1–2, p. 67–71, 2010.

CHOI, S. U. S.; EASTMAN, J. A. **Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles.** International mechanical engineering congress and exhibition, n. March, 1995.

CONDE, M. R. **Estimation of thermophysical properties of lubricating oils and their solutions with refrigerants\_an appraisal of existing methods.** Applied Thermal Engineering, v. 16, n. 1, p. 51–61, 1996.

CONSTANTINO, L.; GANI, R. **New group contribution method for estimating properties of pure compounds.** AIChE Journal, v. 40, n. 10, p. 1697–1710, 1994.

CONSTANTINO, L.; GANI, R.; O'CONNELL, J. P. **Estimation of the acentric factor and the liquid molar volume at 298 K using a new group contribution method.** Fluid Phase Equilibria, v. 103, n. 1, p. 11–22, 1995.

COULOMB, D.; DUPONT, J.-L.; MORLET, V. **35th Informatory note on refrigeration technologies. The impact of the refrigeration sector on climate change.** Note e Note IIR Information, n. November, p. 17, 2017a.

COULOMB, D.; DUPONT, J.-L.; MORLET, V. **Annexes to the 35th Informatory note on refrigeration technologies. The impact of the refrigeration sector on climate change.** Note e Note IIR Information, n. November, p. 17, 2017b.

COULOMB, D.; DUPONT, J.; MORLET, V. **29th Informatory note on refrigeration technologies. The role of refrigeration in the economy.** Vacuum, v. 13, n. 5, p. 210, 2015.

CREMASCHI, L.; WONG, T.; BIGI, A. A. M. **Thermodynamic and Heat Transfer Properties of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Nanolubricants.** 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, p. Paper 1500, 2014.

DEOKAR, P. S.; CREMASCHI, L. **Experimental investigation of two phase flow boiling heat transfer of mixtures of refrigerant R410A and nanolubricants in a horizontal smooth copper tube.** Science and Technology for the Built Environment, v. 26, n. 4, p. 449–464, 2020.

DUANGTHONGSUK, W.; WONGWISES, S. **Effect of thermophysical properties models on the predicting of the convective heat transfer coefficient for low concentration nanofluid.** International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 35, n. 10, p. 1320–1326, 2008.

DUPONT, J. L.; DOMANSKI, P.; LEBRUN, P.; ZIEGLER, F. **38th Note on Refrigeration Technologies: The Role of Refrigeration in the Global Economy.** Disponível em:

<[http://www.iifiir.org/userfiles/file/publications/notes/NoteTech\\_38\\_EN.pdf](http://www.iifiir.org/userfiles/file/publications/notes/NoteTech_38_EN.pdf)>.

ELDEEB, R.; AUTE, V.; RADERMACHER, R. **A survey of correlations for heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation in plate heat exchangers.** International Journal of Refrigeration, v. 65, p. 12–26, 2016.

ELLIOT, J. R.; LIRA, C. T. **Introductory Chemical Engineering Thermodynamics**. Second ed. Prentice Hall, 2012.

ESFE, M. H.; ARANI, A. A. A.; REZAIE, M.; YAN, W.; KARIMIPOUR, A. **Experimental determination of thermal conductivity and dynamic viscosity of Ag-MgO/water hybrid nanofluid**. International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 66, p. 189–195, 2015.

ESFE, M. H.; BAHIRAEI, M.; MIR, A. **Application of conventional and hybrid nanofluids in different machining processes: A critical review**. Advances in Colloid and Interface Science, v. 282, p. 102199, 2020.

ESFE, M. H.; AMIRI, M. K.; BAHIRAEI, M. **Optimizing thermophysical properties of nanofluids using response surface methodology and particle swarm optimization in a non-dominated sorting genetic algorithm**. Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers, v. 103, p. 7–19, 2019.

FEDELE, L.; COLLA, LAURA.; SCATTOLINI, M.; BELLOMARE, F.; BOBBO, S. **Nanofluids Application as Nanolubricants in Heat Pumps Systems**. International Refrigeration and airconditioning, n. 2012, p. 1–8, 2014.

GOUPY, J.; CREIGHTON, L. **Introduction to Design of Experiments with JMP® Examples**. Third ed. SAS Institute Inc., 2007. v. 62

GRECO, A.; VANOLI, G. P. **Flow boiling heat transfer with HFC mixtures in a smooth horizontal tube . Part II : Assessment of predictive methods**. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 29, p. 199–208, 2005.

HAN, D. H.; LEE, K. J.; KIM, Y. H. **Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations**. Applied Thermal Engineering, v. 23, n. 10, p. 1209–1225, 2003a.

HAN, D. H.; LEE, K. J.; KIM, Y. H. **The characteristics of condensation in brazed plate heat exchangers with different chevron angles**. Journal of the Korean Physical Society, v. 43, n. 1, p. 66–73, 2003b.

HSIEH, Y. Y.; LIE, Y. M.; LIN, T. F. **Subcooled flow boiling heat transfer and associated bubble characteristics of R-134a in a narrow annular duct**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 45, p. 1791–1806, 2002.

HSIEH, Y. Y.; LIN, T. F. **Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 45, p. 1033–1044, 2002.

HUBER, M. L.; LEMMON, E. W.; FRIEND, D. G. **Modeling bubble points of mixtures of hydrofluorocarbon refrigerants and polyol ester lubricants**. Fluid Phase Equilibria, v. 194–197, p. 511–519, 2002.

HUNDY, G. F.; TROTT, A. R.; WELCH, T. C. **Refrigeration, Air Conditionings and Heat Pumps**. Fifth ed.

INCROPERA, F. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; DEWITT, D. P. **Introduction to Heat Transfer**. Sixth ed. John Wiley & Sons, 2011.

JABARDO, J.; MAMANI, W.; IANELLA, M. R. **Modeling experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor**. International Journal of Refrigeration, v. 25, n. 8, p. 1157–1172, 2002.

JASSIM, E. W.; NEWELL, T. A.; CHATO, J. C. **Refrigerant pressure drop in chevron and bumpy style flat plate heat exchangers**. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 30, n. 3, p. 213–222, 2006.

JIN, S.; HRNJAK, P. **An Experimentally Validated Model for Predicting Refrigerant and Lubricant Inventory in MAC Heat Exchangers**. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, v. 7, n. 2, p. 769–780, 2014.

JWO, C. S.; JENG, L. Y.; TENG, T. P.; CHANG, H. **Effects of nanolubricant on performance of hydrocarbon refrigerant system**. Journal of Vacuum Science & Technology B: Microelectronics and Nanometer Structures, v. 27, n. 3, p. 1473, 2009.

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

KANDLIKAR, S. G. **A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes**. Journal of Heat Transfer, v. 112, p. 219–228, 1990.

KEDZIERSKI, M. A. **A semi-theoretical model for predicting refrigerant/lubricant mixture pool boiling heat transfer**. International Journal of Refrigeration, v. 26, p. 337–348, 2003.

KEDZIERSKI, M. A. **Effect of diamond nanolubricant on R134a pool boiling heat transfer**. Journal of Heat Transfer, v. 134, n. 5, p. 1–8, 2012.

KEDZIERSKI, M. A.; GONG, M. **Effect of CuO nanolubricant on R134a pool boiling heat transfer**. International Journal of Refrigeration, v. 32, n. 5, p. 791–799, 2009.

KHODADADI, H.; AGHAKHANI, S.; MAJD, H.; KALBASI, R.; WONGWISES, S.; AFRAND, M. **A comprehensive review on rheological behavior of mono and hybrid nanofluids: Effective parameters and predictive correlations**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 127, p. 997–1012, 2018.

KIM, I. K.; PARK, J. H.; KWON, Y. H.; KIM, Y. S. **Experimental study on R-410a evaporation heat transfer characteristics in oblong shell and plate heat exchanger.** Heat Transfer Engineering, v. 28, n. 7, p. 633–639, 2007.

KLEIN, S.; NELLIS, G. **Thermodynamics.** Cambridge University Press, 2012. v. 1

KLIN, S. J.; MCCLINTOCK, F. A. **Describing uncertainties in single-sample experiments.** Mech. Eng., v. 75, n. 1, p. 3–12, 1953.

KUO, W. S.; LIE, Y. M.; HSIEH, Y. Y.; LIN, T. F. **Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 48, p. 5205–5220, 2005.

LE, C. V.; BANSAL, P. K.; TEDFORD, J. D. **Three-zone system simulation model of a multiple-chiller plant.** Applied Thermal Engineering, v. 24, n. 14–15, p. 1995–2015, 2004.

LEMMON, E. W.; HUBER, M. L. MCLINDEN, M. O. **NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP,** Version 9.0, 2010.

LI, H.; HRNJAK, P. **An experimentally validated model for microchannel heat exchanger incorporating lubricant effect.** International Journal of Refrigeration, v. 59, p. 259–268, 2015.

LI, H.; YANG, W. YU, Z.; ZHAO, L. **The Performance of a Heat Pump using Nanofluid (R22+TiO<sub>2</sub>) as the Working Fluid-an Experimental Study.** Energy Procedia, v. 75, n. Iii, p. 1838–1843, 2015.

LIN, L.; PENG, H. CHANG, Z.; DING, GUOLIANG. **Experimental research on degradation of nanolubricant-refrigerant mixture during continuous alternation processes of condensadion and evaporation.** International Journal of Refrigeration, v. 76, p. 97–108, 2017.

LONGO, G. A. **Refrigerant R134a condensation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger.** International Journal of Refrigeration, v. 31, n. 5, p. 780–789, 2008.

LONGO, G. A.; MANCIN, S.; RIGHETTI, G.; ZILIO, C. **A new model for refrigerant boiling inside Brazed Plate Heat Exchangers (BPHEs).** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 91, p. 144–149, 2015.

LONGO, G. A.; RIGHETTI, G.; ZILIO, C. **A new computational procedure for refrigerant condensation inside herringbone-type Brazed Plate Heat Exchangers.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 82, p. 530–536, 2015.

LOTTIN, O.; GUILLEMET, P.; LEBRETON, J. M. **Effects of synthetic oil in a compression refrigeration system using R410A. Part I: Modelling of the whole system and analysis of its response to an increase in the amount of circulating oil.** International Journal of Refrigeration, v. 26, n. 7, p. 772–782, 2003a.

LOTTIN, O.; GUILLEMET, P.; LEBRETON, J. M. **Effects of synthetic oil in a compression refrigeration system using R410A. Part II: Quality of heat transfer and pressure losses within the heat exchangers.** International Journal of Refrigeration, v. 26, n. 7, p. 783–794, 2003b.

MAKHNATCH, P.; KHODABANDEH, R. **The role of environmental metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the selection of low GWP refrigerant.** Energy Procedia, v. 61, p. 2460–2463, 2014.

MALONEY, J. O. **Perry's Chemical Engineers' Handbook.** 8th Edition ed.

MANCIN, S.; DEL COL, D.; ROSSETTO, L. **Condensation of superheated vapour of R410A and R407C inside plate heat exchangers: Experimental results and simulation procedure.** International Journal of Refrigeration, v. 35, n. 7, p. 2003–2013, 2012.

MARTINS COSTA, M. L.; PARISE, J. A. R. **A three-zone simulation model for a air-cooled condensers.** Heat Recovery Systems and CHP, v. 13, n. 2, p. 97–113, 1993.

MATHISON, M. M.; BRAUN, J. E.; GROLL, E. A. **Modeling of a Two-Stage rotary compressor.** HVAC and R Research, v. 14, n. 5, p. 719–748, 2008.

MASHALI, F.; LANGURI, E. M.; DAVIDSON, J.; KERNS, D.; JOHNSON, W.; NAWAZ, K.; CUNNINGHAM, G.. **Thermo-physical properties of diamond nanofluids: A review.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 129, p. 1123–1135, 2019.

MOLANA, M.; WANG, H. **A critical review on numerical study of nanorefrigerant heat transfer enhancement.** Powder Technology, v. 368, p. 18–31, 2020.

MORENO QUIBÉN, J.; THOME, J. R. **Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part II: New phenomenological model.** International Journal of Heat and Fluid Flow, v. 28, n. 5, p. 1060–1072, 2007.

MOTTA, S. Y.; BRAGA, S. L.; PARISE, J. A. . R. **A Study on the Polytropic Expoent of Reciprocating Hermetic Compressors.** International Compressor Engineering Conference. Anais...1996

MURSHED, S. M. S.; ESTELLÉ, P. **A state of the art review on viscosity of nanofluids**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 76, n. April, p. 1134–1152, 2017.

NADOOSHAN, A. A.; ESHGARF, H.; AFRAND, M. **Evaluating the effects of different parameters on rheological behavior of nanofluids: A comprehensive review**. Powder Technology, v. 338, p. 342–353, 2018.

NAIR, V.; TAILOR, P. R.; PAREKH, A. D. **Nanorefrigerants: A comprehensive review on its past, present and future**. International Journal of Refrigeration, v. 67, p. 290–307, 2016.

NELDER, J. A.; MEAD, R. **A Simplex Method for Function Minimization**. The Computer Journal, v. 7, n. 4, p. 308–313, 1965.

NETO, M. A. M.; BARBOSA JR., J. R. **A departure-function approach to calculate thermodynamic properties of refrigerant-oil mixtures**. International Journal of Refrigeration, v. 36, p. 972–979, 2013.

NIKITIN, D.; MAZUR, V. **Thermodynamic and phase behaviour of fluids embedded with nanostructured materials**. International Journal of Thermal Sciences, v. 62, p. 44–49, 2012.

PARISE, J. A. R. **A seven-control volume simulation model for the vapor compression refrigeration cycle**. Mercofrio 2010 - Congresso de Climatização e Refrigeração. Anais 2010

PARISE, J. A. R. **Notas de Aula - Simulação de Sistemas de Refrigeração**.

PATIL, M. S.; KIM, S. C.; SEO, J. H.; LEE, M. Y. **Review of the thermo-physical properties and performance characteristics of a refrigeration system using refrigerant-based nanofluids**. Energies, v. 9, n. 1, p. 0–16, 2016.

PENG, D.; ROBINSON, D. B. **A New Two-Constant Equation of State**. International Heat Transfer Conference, v. 6, p. 6, 1975.

PENG, H.; DING, G.; HU, H.; JIANG, W.; ZHUANG, D.; WANG, K. **Nucleate pool boiling heat transfer characteristics of refrigerant/oil mixture with diamond nanoparticles**. International Journal of Refrigeration, v. 33, n. 2, p. 347–358, 2010.

PICO, D. F. M.; DA SILVA, L. R. R.; SCHNEIDER, P. S.; BANDARRA FILHO, E. P. **Performance evaluation of diamond nanolubricants applied to a refrigeration system**. International Journal of Refrigeration, v. 100, p. 104–112, 2019.



PICO, D. F. M.; BANDARRA FILHO, E. P. **Utilização de nanopartículas de diamante como aditivo lubrificante em sistema de refrigeração.** [s.l.] Universidade Federal de Uberlândia, 2018.

POLING, B. E.; PRAUSNITZ, J. M.; O'CONNELL, J. P. **The Properties of Gases and Liquids.** Fifth ed. Mc GrawHill, 2001.

PRADELLE, F. A. Y. **Notas de aula - Planejamento de Experimentos.**

QIAO, H.; RADERMACHER, R.; AUTE, V. **A Review for Numerical Simulation of Vapor Compression Systems.** International Refrigeration and Air Conditioning Conference, p. 1–11, 2010.

RAJA, M.; VIJAYAN, R.; DINESHKUMAR, P.; VENKATESAN, M. **Review on nanofluids characterization, heat transfer characteristics and applications.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 64, p. 163–173, 2016.

REDHWAN, A. A. M.; AZMI, W. H.; SHARIF, M. Z.; MAMAT, R. **Development of nanorefrigerants for various types of refrigerant based: A comprehensive review on performance.** International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 76, p. 285–293, 2016.

RIBEIRO, G. B.; JUNIOR, J. R. B. **Análise de sistemas de condicionamento de ar com capacidade variável considerando o efeito da mistura óleo-refrigerante.** Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.

RIBEIRO, G. B.; BARBOSA JR., J. R. **Analysis of a variable speed air conditioner considering the R-290 / POE ISO 22 mixture effect.** Applied Thermal Engineering, v. 108, p. 650–659, 2016.

RITCHIE, H.; MAX, R. **CO<sub>2</sub> and Greenhouse Gas Emissions.** Disponível em: <<https://ourworldindata.org/co2-and-other-greenhouse-gas-emissions>>.

RITCHIE, H.; ROSER, M. **Emissions by sector.** Disponível em: <<https://ourworldindata.org/emissions-by-sector>>.

ROBINSON, D. B.; PENG, D.-Y.; CHUNG, S. Y. K. **The developments of the Peng-Robinson Equation and its application to phase equilibrium in a system containing methanol.** Fluid Phase Equilibria, v. 24, n. 1985, p. 25–41, 1986.

SABAREESH, R. K.; GOBINATH, N.; SAJITH, V.; DAS, S.; SOBHAN, C. B. **Application of TiO<sub>2</sub> nanoparticles as a lubricant-additive for vapor compression refrigeration systems - An experimental investigation.** International Journal of Refrigeration, v. 35, n. 7, p. 1989–1996, 2012.

SAIDUR, R.; KAZI, S. N.; HOSSAIN, M. S.; RAHMAN, M. M.; H. A. MOHAMMED. **A review on the performance of nanoparticles suspended with refrigerants and lubricating oils in refrigeration systems.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 15, n. 1, p. 310–323, 2011.

SHARMA, A. K.; TIWARI, A. K.; DIXIT, A. R. **Rheological behaviour of nanofluids: A review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 53, p. 779–791, 2016.

SHEN, B.; GROLL, E. A. **A Critical Review of the Influence of Lubricants on the Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerants , Part 1 : Lubricant Influence on Pool and Flow Boiling.** R. HVAC and R Research, v. 11, n. 3, 2005a.

SHEN, B.; GROLL, E. A. **A Critical Review of The Influence of Lubricants on the Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerants, Part II : Lubricant Influence on Condensation and Pressure Drop.** HVAC and R Research, v. 11, n. 4, 2005b.

SPENDLEY, W.; HEXT, G. R.; HIMSWORTH, F. R. **Sequential Application of Simplex Designs in Optimisation and Evolutionary Operation.** Technometrics, v. 4, n. 4, p. 441–461, 1962.

SUN, L.; MISHIMA, K. **An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 52, n. 23–24, p. 5323–5329, 2009.

TAO, X.; INFANTE FERREIRA, C. A. **Heat transfer and frictional pressure drop during condensation in plate heat exchangers: Assessment of correlations and a new method.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 135, p. 996–1012, 2019.

**The Montreal Protocol Evolves To Fight Climate Change.** Disponível em: <<https://www.unido.org/our-focus-safeguarding-environment-implementation-multilateral-environmental-agreements-montreal-protocol/montreal-protocol-evolves-fight-climate-change>>. Acesso em: 5 set. 2020.

THOME, J. R. **Comprehensive thermodynamic approach to modeling refrigerant-lubricating oil mixtures.** HVAC and R Research, v. 1, n. 2, p. 110–125, 1995.

THONON, B. **Design method for plate evaporators and condensers.** Proceedings of 1st International Conference on the Process Intensification for Chemical Industry. Anais...1995

TIWARI, A. K.; GHOSH, P.; SARKAR, J. **Particle concentration levels of various nanofluids in plate heat exchanger for best performance.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 89, p. 1110–1118, 2015.

VASCONCELOS, A. A. GOMEZ, A. O. C.; BANDARRA FILHO, E. P.; PARISE, J. A. R. **Experimental evaluation of SWCNT-water nanofluid as a secondary fluid in a refrigeration system.** Applied Thermal Engineering, v. 111, p. 1487–1492, 2017.

VELDERS, G. J. M.; FAHEY, D. W.; DANIEL, J. S.; ANDERSEN, S. O.; MCFARLAND, M. **Future atmospheric abundances and climate forcings from scenarios of global and regional hydrofluorocarbon (HFC) emissions.** Atmospheric Environment, v. 123, p. 200–209, 2015.

WANG, R.; WU, Q.; WU, Y. **Use of nanoparticles to make mineral oil lubricants feasible for use in a residential air conditioner employing hydrofluorocarbons refrigerants.** Energy and Buildings, v. 42, n. 11, p. 2111–2117, 2010.

WANG, S. K. **Handbook of air conditioning and refrigeration.** Second ed. [s.l.] McGraw-Hill, 2001.

WOJTAN, L.; URSENBACHER, T.; THOME, J. R. **Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II - Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 48, n. 14, p. 2970–2985, 2005.

WU, J.; CHEN, Z.; CHEN, R.; DU, Y.; DUAN, J.; LI, X. **Oil retention and its mass distribution within a R290 room air conditioner using miscible or partially miscible oils.** International Journal of Refrigeration, v. 111, p. 20–28, 2020.

YAN, Y. Y.; LIN, T. F. **Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger.** Proceedings of the ASME Turbo Expo, v. 121, n. February 1999, 1997.

YAN, Y. Y.; LIO, H. C.; LIN, T. F. **Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 42, n. 6, p. 993–1006, 1999.

YANG, L.; XU, J.; DU, K.; ZHANG, X. **Recent developments on viscosity and thermal conductivity of nanofluids.** Powder Technology, v. 317, p. 348–369, 2017.

YANG, L.; JIANG, W.; JI, W.; MAHIAN, I.; BAZRI, S.; SADRI, R.; BADRUDDIN, I. A.; WONGWISES, S. **A review of heating/cooling processes using nanomaterials suspended in refrigerants and lubricants.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 153, p. 119611, 2020.

YOUBI-IDRISSI, M.; BONJOUR, J.; TERRIR, M.-F.; MARVILLET, C.; MEUNIER, F. **Oil presence in an evaporator: experimental validation of a refrigerant/oil mixture enthalpy calculation model.** v. 27, p. 215–224, 2004.

YOUBI-IDRISSI, M.; BONJOUR, J. **The effect of oil in refrigeration: Current research issues and critical review of thermodynamic aspects.** v. 31, p. 165–179, 2008.

ZHANG, J.; KAERN, M. R.; OMMEN, T.; ELMGAARD, B.; HAGLIND, F. **Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R134a, R1234ze(E), R245fa and R1233zd(E) in a plate heat exchanger.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 128, p. 136–149, 2019.

ZSEMBINSZKI, G.; GRACIA, A.; MORENO, P.; ROVIRA, R. GONZALEZ, M. A.; CABEZA, L. F. **A novel numerical methodology for modelling simple vapour compression refrigeration system.** Applied Thermal Engineering, v. 115, p. 188–200, 2017.

## 8. Apêndice

### A. Relações Fundamentais

A primeira e a segunda lei da termodinâmica podem ser combinadas de maneira a encontrar diferentes relações fundamentais, a respeito da energia interna, entalpia, energia livre de Helmholtz e energia livre de Gibbs. A primeira relação descrita pela energia interna é tirada relacionando as energias em trânsito (trabalho e calor), Eq. (149):

$$du = Tds - Pdv \quad (149)$$

onde  $u$  é a energia interna específica em kJ/kg,  $T$  é a temperatura K,  $s$  é a entropia específica em kJ/(kg.K),  $P$  é a pressão em kPa e  $v$  o volume específico em m<sup>3</sup>/kg.

Sabendo que a entalpia específica é dependente da energia interna específica, pode-se escrever a relação fundamental em termo da entalpia específica, Eq. (150), e sua respectiva derivada, Eq. (151):

$$h = u + Pv \quad (150)$$

$$dh = Tds + vdP \quad (151)$$

onde  $h$  é a entalpia específica em kJ/kg.

As propriedades de energia livre de Helmholtz e de Gibbs específicas, utilizadas para equilíbrio químico e de fase, também podem ser escritos a partir das relações fundamentais, Eq. (152) e Eq. (153), respectivamente:

$$da = -sdT - Pdv \quad (152)$$

$$dg = -sdT + vdP \quad (153)$$

onde  $a$  é a energia livre de Helmholtz específica em kJ/kg e  $g$  é a energia livre de Gibbs específica em kJ/kg.

Cada uma das relações das propriedades fundamentais, descritas acima, são em função de outras variáveis, Eq. (154), e suas respectivas formas diferenciais, Eq. (155):

$$f = f(x, y) \quad (154)$$

$$df = \left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_y dx + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)_x dy \quad (155)$$

A Tabela 1 demonstra as quatro relações de propriedade fundamentais mencionadas, as quais cada uma é a diferencial total de uma função que é a equação de estado completa (KLEIN; NELLIS, 2012). Entretanto, cada uma das equações de estado envolve pelo menos uma propriedade termodinâmica que não é diretamente mensurável. Na mesma tabela são descritas as quatro Relações de Maxwell utilizadas na solução das propriedades.

Tabela 1: Relações fundamentais e de Maxwell para diferentes propriedades termodinâmicas.

Forma funcional da equação de estado completa	Eq.	Relação fundamental da propriedade	Eq.	Relação de Maxwell	Eq.
$u = u(s, v)$	(156)	$du = Tds - Pdv$	(149)	$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v$	(157)
$h = h(s, P)$	(158)	$dh = Tds + vdP$	(159)	$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P$	(160)
$a = a(T, v)$	(161)	$da = -sdT - Pdv$	(162)	$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v$	(163)
$g = g(T, P)$	(164)	$dg = -sdT + vdP$	(165)	$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$	(166)

A Eq. (151) não é adequada para uso uma vez que a entropia específica não é mensurável. Para descrever a entalpia específica, queremos escrevê-la em termos de temperatura e pressão, Eq. (167):

$$h = h(T, P) \quad (167)$$

Dessa forma escrevemos a derivada total da Eq. (167) segundo a Eq. (155):

$$dh = \underbrace{\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P}_{c_p} dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP \quad (168)$$

O primeiro termo do lado direito da Eq. (168) é a definição do calor específico à pressão constante. A regra da cadeia é então empregada para escrever o segundo termo da Eq. (169):

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T = \underbrace{\left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_P}_{T} \underbrace{\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T}_{-\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P} + \underbrace{\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_s}_{v} \underbrace{\left(\frac{\partial P}{\partial P}\right)_T}_1 \quad (169)$$

As simplificações empregadas na Eq. (169) são feitas a partir da Eq. (151), onde:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_P = T \quad (170)$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_s = v \quad (171)$$

Utilizando a correlação de Maxwell (Eq. (166)), a variação da entalpia específica em função da temperatura e pressão é dada por:

$$dh = c_p dT + \left[ v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right] dP \quad (172)$$

O mesmo procedimento é feito para descrever a entropia específica em função da temperatura e pressão:

$$s = s(T, P) \quad (173)$$

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T dP \quad (174)$$

Rearrmando a Eq. (151) tem-se:

$$ds = \frac{1}{T} dh - \frac{v}{T} dP \quad (175)$$

A derivada parcial do lado direito da Eq. (175) resulta em:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = \underbrace{\left(\frac{\partial s}{\partial h}\right)_s}_{1/T} \underbrace{\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P}_p + \underbrace{\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_h}_{-v/T} \underbrace{\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_P}_0 \quad (176)$$

A primeira e terceira derivadas parciais do lado direito da Eq. (176) são resolvidas a partir da Eq. (174). A segunda derivada parcial é por definição o calor específico a pressão constante. Assim, conclui-se:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = \frac{c_p}{T} \quad (177)$$

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP \quad (178)$$

A energia interna específica pode ser escrita em função da temperatura e volume específico:

$$u = u(T, v) \quad (179)$$

$$du = \underbrace{\left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v}_{c_v} dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv \quad (180)$$

O primeiro termo do lado direito da Eq. (180) é a definição de calor específico a volume constante. A Eq. (149) é dividida pela variação do volume específico:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T - P \quad (181)$$

Assim, utilizando a correlação de Maxwell (Eq. (163)), e substituindo a Eq. (181) em Eq. (180):

$$du = c_v dT + \left[ T \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P \right] dv \quad (182)$$



## B. Equação de Estado

Uma equação de estado deve representar o comportamento P-V-T de ambos o líquido e o vapor de uma substância, abrangendo um grande domínio de temperaturas, pressões e volumes molares. Ela deve ser complexa o suficiente, mas não deve apresentar dualidades numéricas ou analíticas em sua aplicação. Equações polinomiais, cúbicas referente ao volume molar, harmonizam entre generalidade e simplicidade tornando sua aplicação adequada a diversos propósitos. Sendo assim, a equação cúbica de estado é a forma mais simples de representar o comportamento líquido e vapor.

A primeira equação de estado foi apresentada por van der Waals, dada pela seguinte relação:

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{V^2} \quad (183)$$

$a$  e  $b$  são constantes positivas e específicas a uma determinada espécie e  $V$  o volume em  $\text{m}^3$ . Quando nulas, a equação de um gás ideal é recuperada. O segundo termo do lado direito da equação representa as forças atrativas entre as moléculas, e  $b$  representa o tamanho finito de uma molécula.

Equações de estados subsequentes foram desenvolvidas a fim de aprimorar a equação proposta por van der Waals, que pode ser expressa genericamente como:

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a(T)}{(V + \varepsilon b)(V + \sigma b)} \quad (184)$$

$\varepsilon$  e  $\sigma$  são constantes da equação de estado, e  $R$  é a constante universal dos gases em  $\text{kJ}/(\text{mol.K})$ .

A atribuição adequada aos parâmetros resulta nas equações de estado: van der Waals (vdW), Redlich/Kwong (RK), Soave/Redlich/Kwong (SRK), e Peng/Robinson (PR) (MALONEY, 2008; PENG; ROBINSON, 1975; ROBINSON; PENG; CHUNG, 1986). Os valores dos parâmetros são descritos na Tabela 1.

Tabela 1: Lista de parâmetros para equação de estado.

Eq. Estado	$a(T_r)$	$\sigma$	$\varepsilon$	$\Omega$	$\psi$
vdW	1	0	0	1/8	27/64
RK	$T_R^{-1/2}$	1	0	0,08664	0,42748
SRK	$\alpha_{SRK}(T_r, \omega)$	1	0	0,08664	0,42748
PR	$\alpha_{PR}(T_r, \omega)$	$1 + \sqrt{2}$	$1 - \sqrt{2}$	0,07780	0,45724
$\alpha_{SRK}(T_R, \omega) = \left[ (1 + 0,480 + 1,574\omega - 0,176\omega^2) (1 - T_R^{1/2}) \right]^2$ (185)					
$\alpha_{PR}(T_R, \omega) = \left[ (1 + 0,37464 + 1,54226\omega - 0,26992\omega^2) (1 - T_R^{1/2}) \right]^2$ (186)					

$\Omega$  e  $\psi$  são constantes da equação de estado e  $\omega$  é o fator acêntrico.

A determinação dos parâmetros  $b$  e  $a(T)$  presentes na Eq. (184) é extraída das constantes críticas da temperatura e pressão. Devido à inflexão horizontal da curva isotérmica no ponto crítico, a seguinte condição matemática é imposta:

$$\left( \frac{\partial P}{\partial V} \right)_{T_c} = 0 \quad (187)$$

$$\left( \frac{\partial^2 P}{\partial V^2} \right)_{T_c} = 0 \quad (188)$$

A diferenciação da Eq. (184) resulta em expressões que são igualadas a zero, retornam  $P = P_c$ ,  $T = T_c$  e  $V = V_c$ . Existem diversas formas de tratar estas equações, sendo a mais usual a eliminação de  $V_c$  e relacionar  $a(T)$  e  $b$  com  $P_c$  e  $T_c$ :

$$b = \Omega \frac{RT_c}{P_c} \quad (189)$$

$$a(T) = \psi \frac{\alpha(T_r, \omega) R^2 T_c^2}{P_c} \quad (190)$$

Ao se resolver a equação cúbica de estado, três raízes são encontradas. A menor delas corresponde ao estado líquido, e a maior corresponde ao estado vapor, sendo elas as estáveis, enquanto a raiz intermediária é termodinamicamente instável.

Equações de estado são usualmente transformadas em expressões para o fator de compressibilidade ( $Z$ ), Eq. (191). Assim, duas variáveis adimensionais  $\beta$  e  $q$  são definidas a fim de simplificar o problema:

$$V = \frac{ZRT}{P} \quad (191)$$

$$\beta = \frac{bP}{RT} = \Omega \frac{P_R}{T_r} \quad (192)$$

$$q = \frac{Z - \beta}{bRT} = \frac{\psi a(T_r, \omega)}{\Omega T_r} \quad (193)$$

$q$  e  $\beta$  e são constantes da equação de estado.

A Eq. (184) é escrita na forma adimensional de duas maneiras:

$$Z = 1 + \beta - q\beta \frac{Z - \beta}{(Z + \varepsilon\beta)(Z + \sigma\beta)} \quad (194)$$

$$Z = \beta + (Z + \varepsilon\beta)(Z + \sigma\beta) \left( \frac{1 + \beta - Z}{q\beta} \right) \quad (195)$$

A Eq. (194) é adaptada para a solução de raízes para vapor, enquanto a Eq. (195) é adequada para raízes de líquido (MALONEY, 2008).

### C. Método de contribuição de grupo

As Eqs. (196-200) são utilizadas para o cálculo das propriedades desejadas (CONSTANTINO; GANI, 1994; CONSTANTINO; GANI; O'CONNELL, 1995):

$$T_c = 181,128 \ln \left[ \sum_i N_i T_{c1} + \sum_j M_j T_{c2} \right] \quad (196)$$

$$P_c = \left[ \sum_i N_i P_{c1} + \sum_j M_j P_{c2} + 0,10022 \right]^{-2} + 1,3705 \quad (197)$$

$$v_c = -0,00435 + \left[ \sum_i N_i v_{c1} + \sum_j M_j v_{c2} \right] \quad (198)$$

$$\omega = 0,4085 \left\{ \ln \left[ \sum_i N_i \omega_1 + \sum_j M_j \omega_2 + 1,1507 \right] \right\}^{\frac{1}{0,5050}} \quad (199)$$

$$\begin{aligned} c_p^0 = & \left[ \sum_i N_i c_{p1} a_1 + \sum_j M_j c_{p2} a_2 - 19,7779 \right] \\ & + \left[ \sum_i N_i c_{p1} a_1 + \sum_j M_j c_{p2} b_2 + 22,5981 \right] \left( \frac{T - 298}{700} \right) \\ & + \left[ \sum_i N_i c_{p1} c_1 + \sum_j M_j c_{p2} c_2 - 10,7983 \right] \left( \frac{T - 298}{700} \right)^2 \end{aligned} \quad (200)$$

$N$  e  $M$  são as quantidades de grupos nas equações acima, enquanto os subscritos 1 e 2 indicam a ordem da contribuição dos grupos.

Na Tabela 1 estão as contribuições de cada grupo considerado na determinação das grandezas citadas.

Tabela 1: Contribuição de cada grupo para os parâmetros calculados.

	<b>Tc1</b> [K]	<b>Pc1</b> [bar <sup>-1</sup> ]	<b>Vc1</b> [m <sup>3</sup> /kmol]	<b>ω</b> [-]	<b>c<sub>p</sub>a</b> [J/molK]	<b>c<sub>p</sub>b</b> [J/molK]	<b>c<sub>p</sub>c</b> [J/molK]
C	4,8823	-0,0104	-0,00034	-0,35125	0,3456	74,0368	-45,7878
CH <sub>2</sub>	3,492	0,010558	0,05576	0,14691	22,6346	45,0933	-15,7033
CH <sub>3</sub>	1,6781	0,019904	0,07504	0,29602	35,1152	39,5923	-9,9232
COO	12,1084	0,011294	0,08588	X	X	X	X
CH <sub>2</sub> O	6,0723	0,015135	0,07286	0,44184	39,5784	41,8177	-11,0837

## D. Trocadores de Calor

A parte essencial da análise de um trocador de calor consiste na determinação do coeficiente global de troca de calor. Porém, ele é usualmente acompanhado da maior parte das incertezas. Ele é definido em termos da resistência térmica de dois fluidos e da parede:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{(\alpha A)_f} + R_p + \frac{1}{(\alpha A)_q} \quad (201)$$

$UA$  é a resistência térmica à transferência de calor em kW/K,  $U$  é o coeficiente global de troca de calor em kW/(m<sup>2</sup>.K),  $A$  é a área,  $\alpha$  é o coeficiente de troca de calor em kW/(m<sup>2</sup>.K) e  $R$  é a resistência térmica em m<sup>2</sup>.K/kW. Os subscritos indicam o lado frio ( $f$ ), lado quente ( $q$ ) e parede ( $p$ ).

A Eq. (201) leva em consideração superfícies limpas, o que não condiz com as condições normais de operação. Os trocadores de calor estão sujeitos a incrustações de impurezas, formações de ferrugem ou reações entre o fluido e a parede. A deposição de um filme na superfície do trocador contribui para a resistência térmica entre os fluidos, adicionando um termo novo à Eq. (201) chamado de fator de incrustação ( $en$ ):

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\alpha A)_f} + \frac{R_{en,f}}{A_f} + R_p + \frac{R_{en,q}}{A_q} + \frac{1}{(\alpha A)_q} \quad (202)$$

A análise do desempenho de um trocador de calor envolve a relação da taxa total de transferência de calor a quantidades tais como: temperaturas de entrada e saída, coeficiente global de troca de calor e área superficial de troca de calor. Duas relações podem ser feitas aplicando um balanço de energia entre ambos os fluidos, demonstrado na Figura 1.

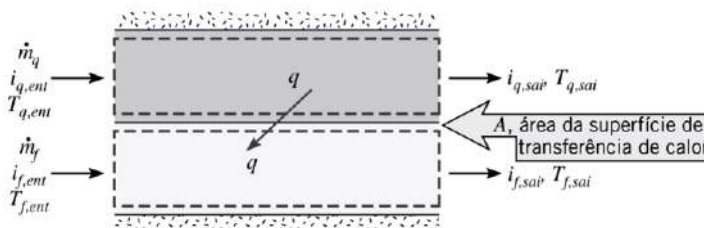


Figura 1: Volume de Controle entre dois fluidos (INCROPERA et al., 2011).

Negligenciando a troca de calor do trocador com o ambiente (trocador de calor adiabático) e também as mudanças em termos de energias cinética e potencial, o balanço de energia em regime permanente é dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m}_q(h_{q,s} - h_{q,e}) = \dot{m}_f(h_{f,e} - h_{f,s}) \quad (203)$$

Se o fluido não passa por mudança de fase, pode ser escrito como:

$$\dot{Q} = \dot{m}_q c_{p,q}(T_{q,s} - T_{q,e}) = \dot{m}_f c_{p,f}(T_{f,e} - T_{f,s}) \quad (204)$$

$\dot{Q}$  é a taxa de transferência de calor em kW, e  $\dot{m}$  é a vazão mássica kg/s, e os subscritos e e s representam a entrada e saída do trocador respectivamente.

A Eq. (204) relaciona o cálculo da taxa total de troca de calor com a diferença de temperatura entre o fluido quente e frio. Entretanto, a variação entre temperaturas varia com a disposição do trocador de calor, precisando trabalhar então com a diferença de temperatura logarítmica ( $lm$ ):

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (205)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (206)$$

O método da diferença de temperatura logarítmica é utilizado quando todas as temperaturas do trocador de calor são conhecidas. Quando isto não é verdade, o método da efetividade-NTU é empregado. Para utilizar este método, é necessário conhecer a taxa máxima de transferência de calor possível:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min}(T_q - T_f) \quad (207)$$

onde  $\dot{C}$  corresponde à capacidade térmica, em kW/K, e  $\dot{C}_{min}$  é o menor valor entre os lados quente e frio.

A efetividade ( $\epsilon$ ) então é definida como a razão entre a taxa de calor transferido pela máxima taxa de transferência de calor:

$$\epsilon = \dot{Q}/\dot{Q}_{max} \quad (208)$$

$$\epsilon = \frac{\dot{C}_q(T_{q,e} - T_{q,s})}{\dot{C}_{min}(T_{q,e} - T_{f,e})} = \frac{\dot{C}_f(T_{f,s} - T_{f,e})}{\dot{C}_{min}(T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (209)$$

A taxa de transferência de calor pode ser escrita como:

$$\dot{Q} = \epsilon \dot{C}_{min} \Delta T_{max} \quad (210)$$

A efetividade é função de dois parâmetros adimensionais: número de unidades de transferência ( $NUT$ ) e a razão  $C$  entre  $\dot{C}_{min}$  e  $\dot{C}_{max}$ :

$$C = \dot{C}_{min}/\dot{C}_{max} \quad (211)$$

$$NUT = UA/C \quad (212)$$

A distribuição de temperatura é demonstrada na Figura 2 para um fluxo de corrente paralela. A diferença de temperatura diminui à medida que os fluidos atravessam o trocador se aproximando de zero.

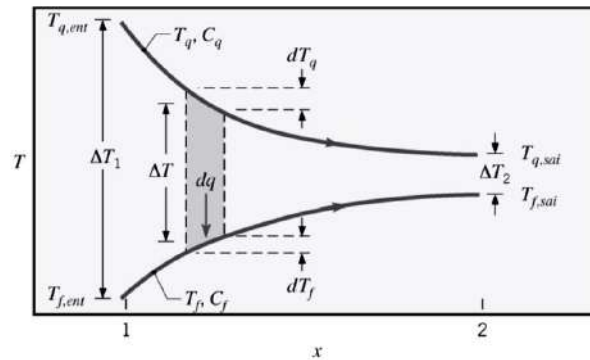


Figura 2: Distribuição de temperatura em um trocador de calor de corrente paralela (INCROPERA et al., 2011).

Para um trocador de calor de contracorrente, a distribuição de temperatura dos fluidos é diferente, demonstrado na Figura 3. A configuração provê uma transferência de calor entre as porções quentes dos fluidos em uma saída e as porções frias em outra saída. Em contraste com a corrente paralela, a temperatura de saída do fluido frio pode superar a temperatura de saída do fluido quente.

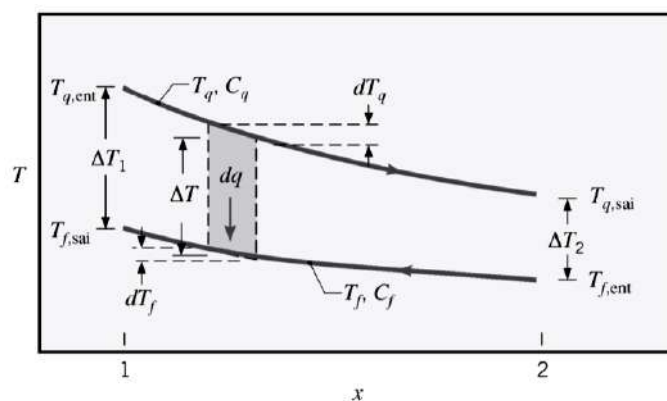


Figura 3: Distribuição de temperatura em um trocador de calor de contracorrente (INCROPERA et al., 2011).

Ambas as configurações de trocadores de calor diferem nos valores da diferença de temperatura logarítmica, efetividade e NUT, e seu valores são prescritos na Tabela 2.



Tabela 2: Equações referentes à diferença de temperatura logarítmica, efetividade e NUT, de acordo com a configuração do trocador de calor.

	Corrente Paralela	Eq.	Contracorrente	Eq.
$\Delta T_{lm}$	$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,e}$ $\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,s}$	(213)	$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s}$ $\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}$	(214)
$\epsilon$	$\frac{1 - \exp(-NUT(1 + C))}{1 + C}$	(215)	$\frac{1 - \exp(-NUT(1 - C))}{1 - C \exp(-NUT(1 - C))}$	(216)
$NUT$	$-\frac{\ln(1 - \epsilon(1 + C))}{1 + C}$	(217)	$\left(\frac{1}{C - 1}\right) \ln\left(\frac{\epsilon - 1}{\epsilon C - 1}\right)$	(218)

Quando o fluido passa por uma mudança de fase, o valor de  $Cr$ , razão entre  $C_{max}$  e  $C_{min}$ , é nulo. Assim:

$$\epsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (219)$$

$$NUT = -\ln(1 - \epsilon) \quad (220)$$

## E. Dados Experimentais

Os dados experimentais utilizados neste trabalho foram disponibilizados pela Universidade Federal de Uberlândia (UFU), e uma descrição detalhada da bancada experimental (Figura 1) e procedimento de preparo dos nanolubrificantes podem ser encontrados no trabalho desenvolvido pelos mesmos (PICO; BANDARRA FILHO, 2018). O fluido de trabalho consiste em uma mistura de nanolubrificante-refrigerante, onde o óleo é o Ultra 32-3 MAF, as nanopartículas são de diamante e o refrigerante é o R410A.

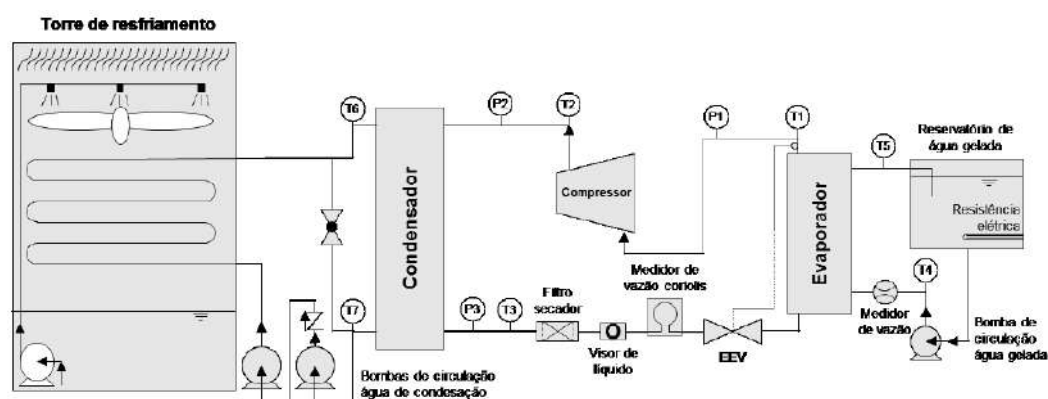


Figura 1: Representação esquemática da bancada experimental de refrigeração utilizada (PICO; BANDARRA FILHO, 2018).

As temperaturas e pressões foram medidas de acordo com a Figura E1. Sensores de temperatura RTD (*Resistance Temperature Detector*) tipo PT-100 foram montados em contato direto com o fluido refrigerante e água gelada. Para as medições de pressão foram utilizados transdutores de pressão do tipo piezo resistivo, na saída de ambos os trocadores de calor e saída do condensador. (PICO; BANDARRA FILHO, 2018). As incertezas relacionadas aos instrumentos são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1: Incertezas relacionadas aos medidores de temperatura e pressão nos trocadores de calor.

<b>Instrumento</b>	<b>Incerteza</b>
PT-100	$\pm 0,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Transmissor de pressão evaporador	$\pm 0,15 \text{ bar}$
Transmissor de pressão condensador	$\pm 0,25 \text{ bar}$

Os testes foram realizados sob a condição de regime permanente, que é alcançado uma vez que todas as variáveis medidas do sistema entram em um regime de oscilação de mais ou menos três vezes o desvio padrão calculado durante dez minutos.

Para o estudo realizado (PICO; BANDARRA FILHO, 2018), foram feitos testes variando a concentração de nanopartícula, a temperatura de evaporação e a velocidade de rotação do compressor, e mantendo constantes a temperatura de condensação, a vazão volumétrica da água gelada no evaporador e o grau de superaquecimento, como demonstrado na Tabela .

Tabela 2: Condições de operação do ciclo de refrigeração (PICO; BANDARRA FILHO, 2018).

<b>Condições de teste</b>	
Concentração de nanopartículas	0 %, 0,1 % e 0,5 %
Frequência	45 a 60 Hz, incrementos de 5 Hz
Temperatura de Evaporação	-7 a 7 $^{\circ}\text{C}$ , incrementos de 2 $^{\circ}\text{C}$
Temperatura de condensação	41 $^{\circ}\text{C}$
Superaquecimento	10 $^{\circ}\text{C}$
Vazão água gelada	1,01 L/s

A análise de incerteza das medições é realizada pelo próprio autor (PICO; BANDARRA FILHO, 2018), onde ele demonstra o procedimento para os cálculos juntos com as incertezas relacionadas a cada componente. A propagação de incerteza é realizada segundo o software EES® (Engineering Equation Solver) para a temperatura de evaporação, taxa de transferência de calor do evaporador e o coeficiente de performance (COP).

O compressor utilizado no sistema é hermético do tipo scroll de rotação fixa, modelo ZP49K5-TF5, com capacidade nominal de 17,58 kW, e é projetado para aplicações de condicionamento de ar utilizando o refrigerante R410A. Os trocadores de calor, evaporador e condensador, são do tipo placas brazadas da APEMA. O evaporador utilizado é do modelo AEK 070-40, com 40 placas, e o condensador utilizado é o AEK 095-60, com 60 placas. Por fim, a válvula de expansão utilizada é do tipo eletrônica, fornecida pela CAREL, modelo E<sup>2</sup>V24SSF10, com capacidade nominal de 23,4 kW. A geometria de um trocador de calor de placas é descrita na Figura 23, e os valores das variáveis correspondentes à geometria são descritos na Tabela 3.

Tabela 3: Valores das dimensões dos trocadores de calor de placas.

<b>Trocador</b>	$L_w$ [m]	$L_h$ [m]	$L_p$ [m]	$D_p$ [m]	$N_t$ [-]	$p$ [m]
Evaporador	0,124	0,07	0,224	0,0254	40	0,0027
Condensador	0,106	0,05	0,440	0,0254	60	0,0026

## F. Método da Bisseção

Para cada um dos componentes, foi utilizado o método da bisseção para encontrar a solução final que atendesse um critério de convergência estabelecido. O método consiste na escolha de um limite superior e inferior, ou seja, os limites de operação, e calcular o valor médio dos limites e simular o sistema utilizando-o como chute inicial. Um processo de iteração é iniciado no qual o valor inicial é corrigido a fim de encontrar a resposta que melhor atende o sistema, e os limites são corrigidos de acordo. A Figura 1 mostra o fluxograma empregado para os cálculos dos parâmetros dos trocadores de calor, e como foi aplicado o método da bisseção.

Para a solução do evaporador, a função analisada é a soma das áreas, de forma que a soma das áreas das zonas de evaporação e superaquecimento deve ser igual à área total de troca de calor do evaporador. Para a solução do problema, a resposta a ser modificada durante o método da bisseção foi a temperatura intermediária da água ( $T_{am}$ ), ou seja, na transição das zonas. O limite superior imposto foi a temperatura de entrada da água no evaporador, e o limite inferior a temperatura de entrada do refrigerante no evaporador. Uma vez que estas condições são impostas, o número de variáveis e de equações é o mesmo e a solução pode ser encontrada.

Para a solução do condensador, o mesmo procedimento é realizado, entretanto com outras condições. A soma das áreas das zonas de desuperaquecimento, condensação e subresfriamento deve ser igual à área total de troca de calor do condensador. A resposta a ser modificada durante o método é a temperatura intermediária da água entre as zonas de desuperaquecimento e condensação ( $T_{a,m2}$ ). A escolha desta temperatura foi feita de forma que o modelo possa verificar a existência de subresfriamento.

Para a solução do problema dos trocadores de calor, foram considerados dois critérios para a solução. O primeiro consiste na escolha de um valor para tolerância ( $C_1$ ), no caso  $10^{-3}$ , para a verificação das somas das áreas dos trocadores e convergência do coeficiente de troca de calor da zona bifásica. O segundo critério consiste no número máximo de iterações ( $C_2$ ) para o processo. A Figura 1 mostra o fluxograma para a solução, que no fim permite analisar a taxa de transferência de calor, efetividade, área e o coeficiente de troca de calor de cada zona, e também a temperatura de saída dos fluidos dos respectivos trocadores.

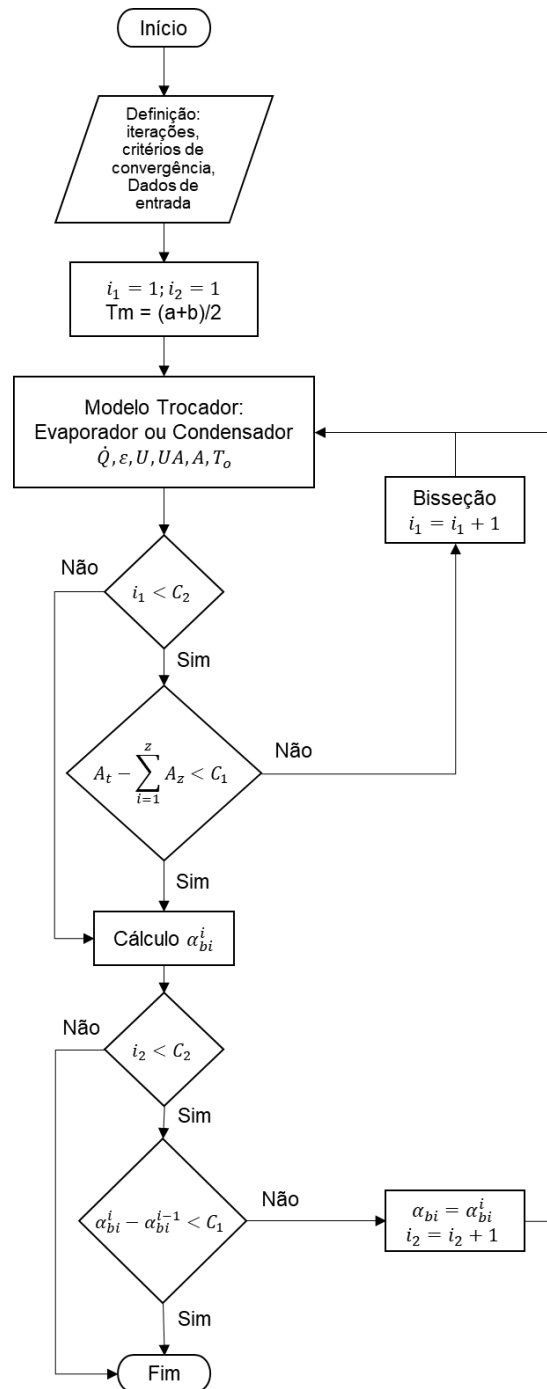


Figura 1: Fluxograma para a solução dos modelos dos trocadores de calor.

### G. Correções dos coeficientes de transferência de calor de condensação

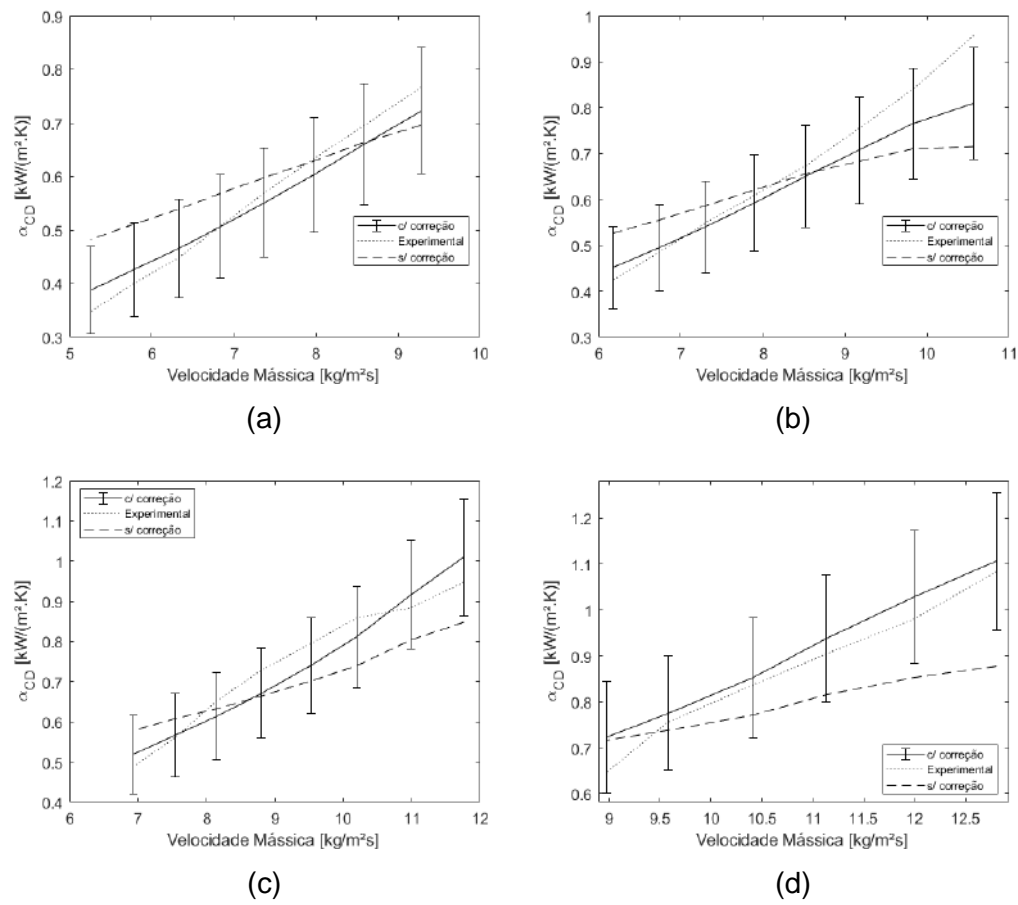


Figura 1: Incerteza relacionadas à correlação e correção para casos com concentração de 0,1% de nanopartículas. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.

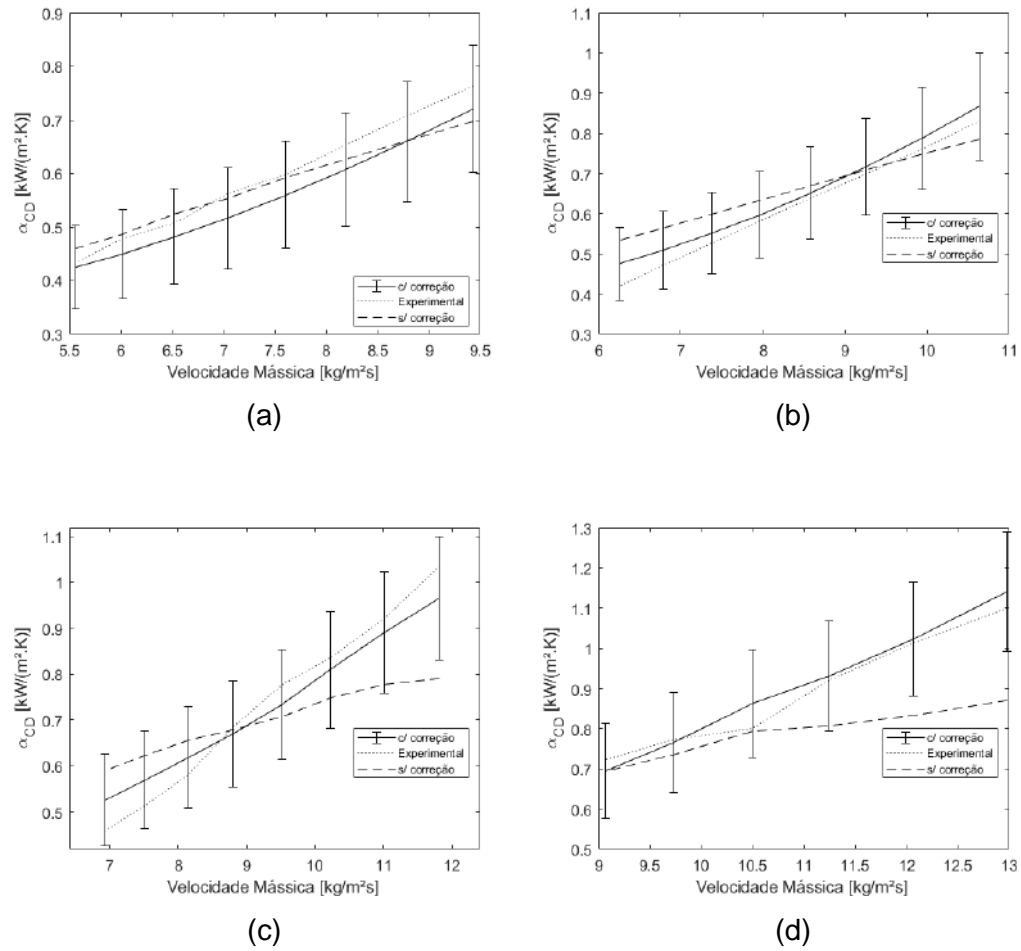
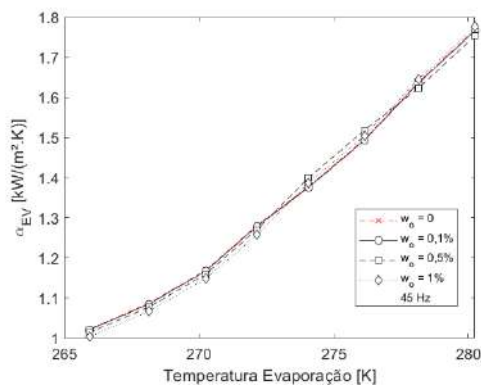


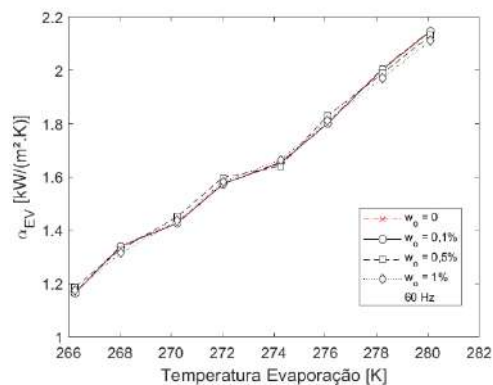
Figura 2: Incerteza relacionadas à correlação e correção para casos com concentração de 0,5% de nanopartículas. (a) 45 Hz. (b) 50 Hz. (c) 55 Hz. (d) 60 Hz.



## H. Influência do Óleo

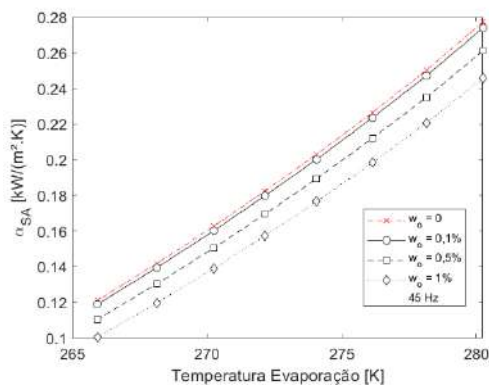


(a)

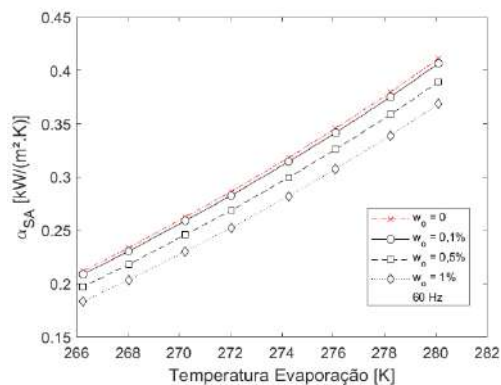


(b)

Figura 1: Resultados da adição de óleo na mistura analisando o coeficiente de troca de calor de evaporação. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz.

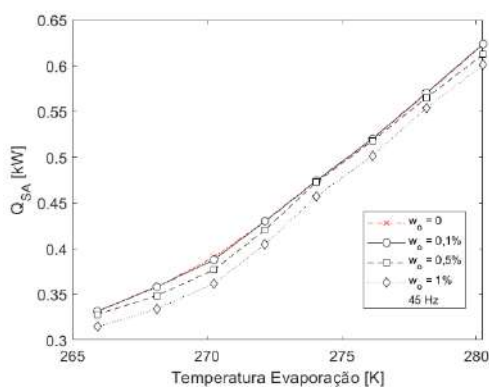


(a)

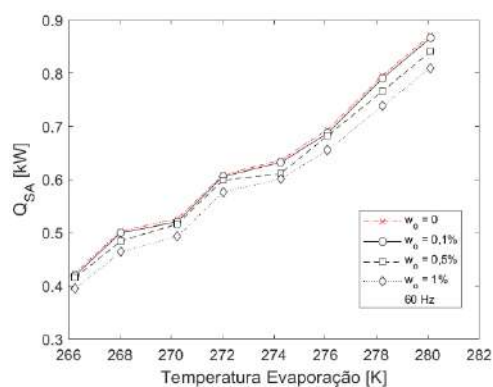


(b)

Figura 2: Resultados da adição de óleo na mistura analisando o coeficiente de troca de calor de superaquecimento. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz.



(a)



(b)

Figura 3: Resultados da adição de óleo na mistura analisando a taxa de transferência de calor de superaquecimento. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz.

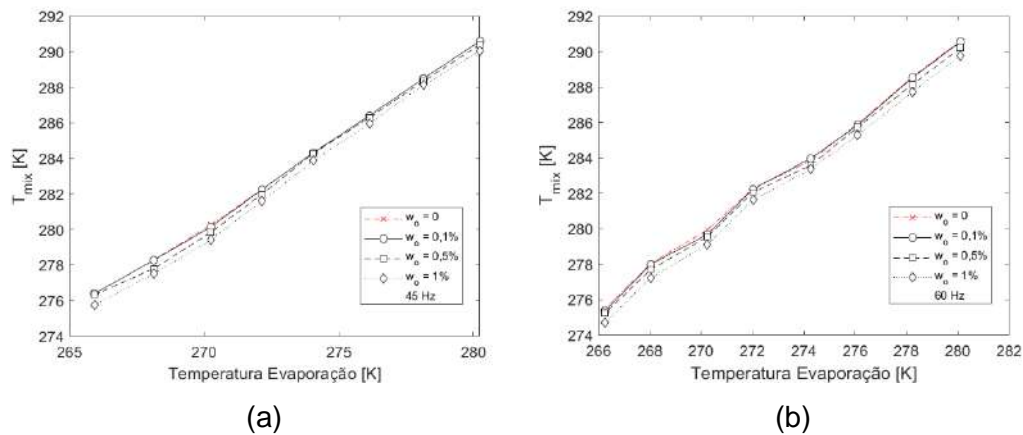


Figura 4: Resultados da adição de óleo na mistura analisando a temperatura de saída do refrigerante no evaporador. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz.

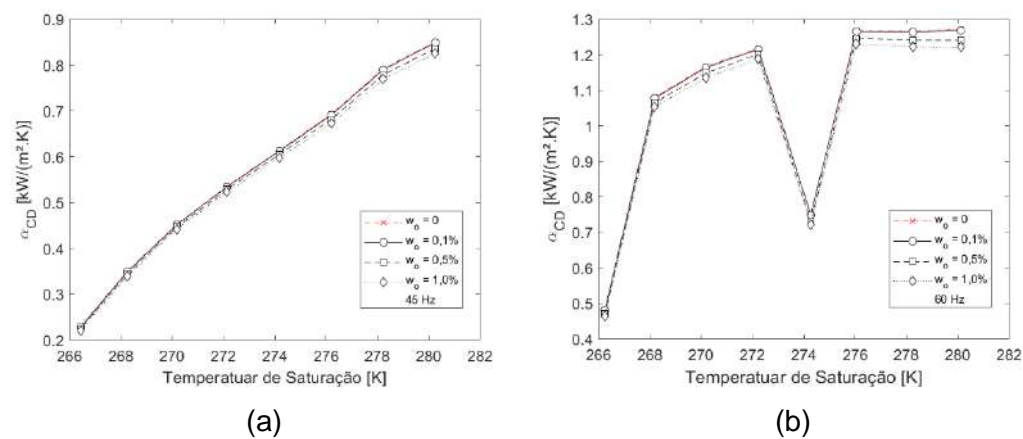


Figura 5: Resultados da adição de óleo na mistura analisando o coeficiente de troca de calor de condensação. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz.

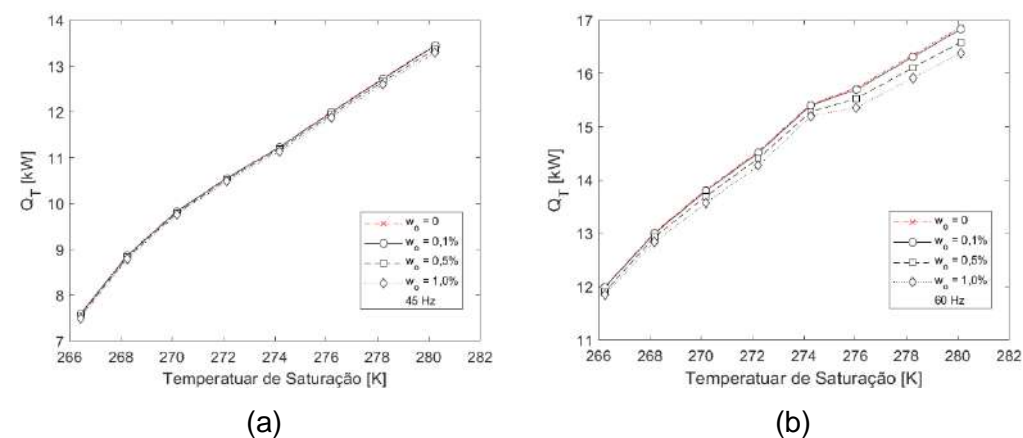
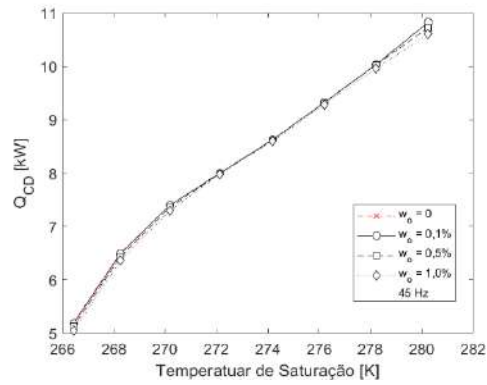
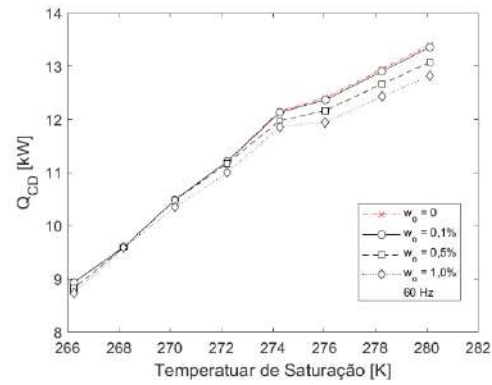


Figura 6: Resultados da adição de óleo na mistura analisando a taxa de troca de calor integral do condensador. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz.

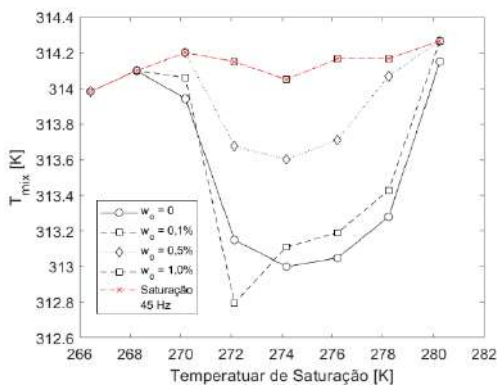


(a)

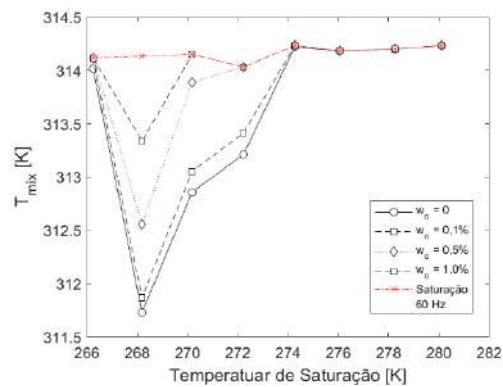


(b)

Figura 7: Resultados da adição de óleo na mistura analisando a taxa de troca de calor integral do condensador. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz.



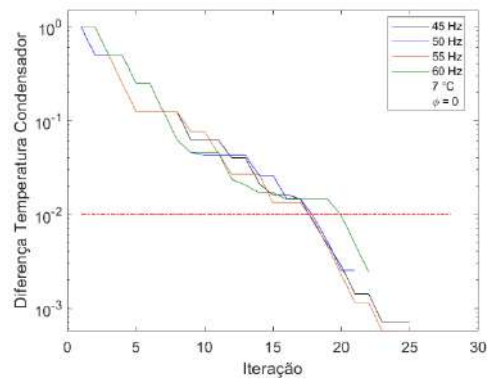
(a)



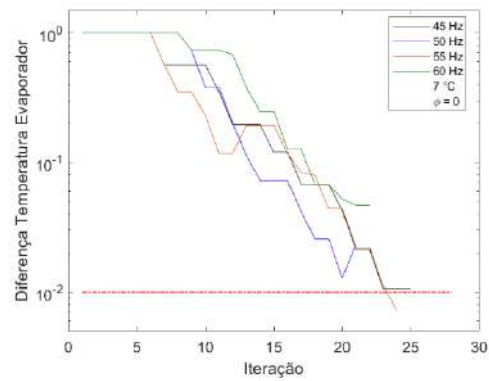
(b)

Figura 8: Resultados da adição de óleo na mistura analisando a temperatura de saída do refrigerante no condensador. (a) 45 Hz. (b) 60 Hz.

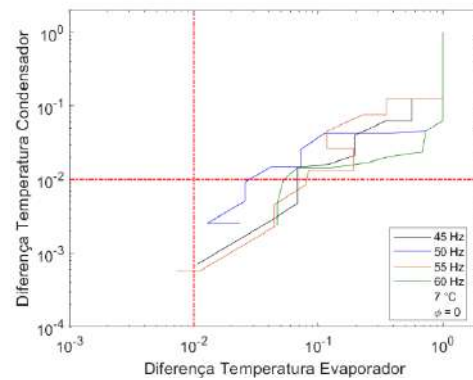
## I. Análise Residual



(a)



(b)



(c)

Figura 1: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração nula, Temperatura de evaporação 7 °C.

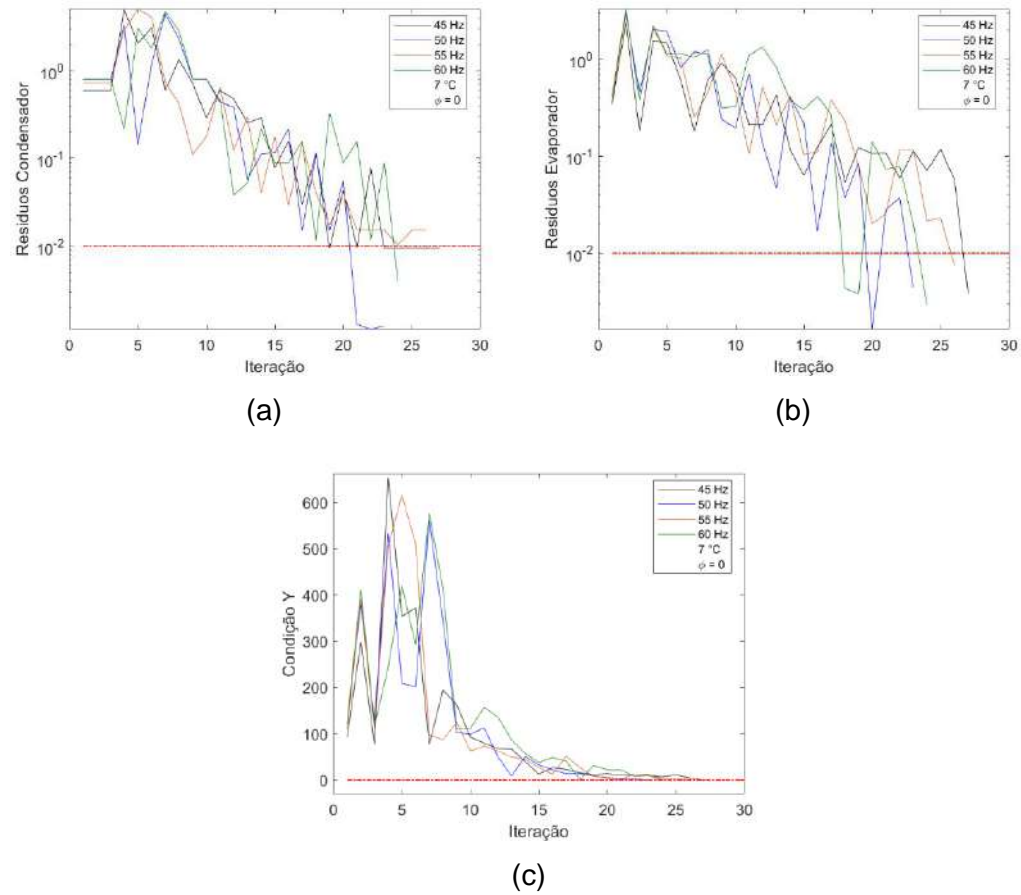
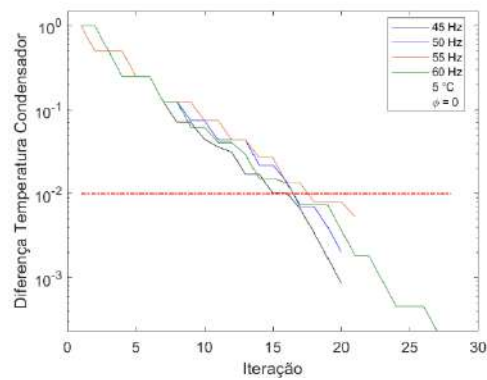
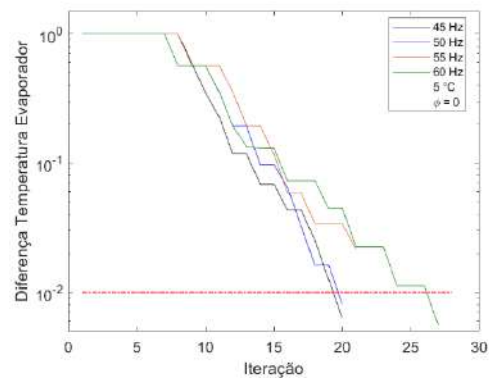


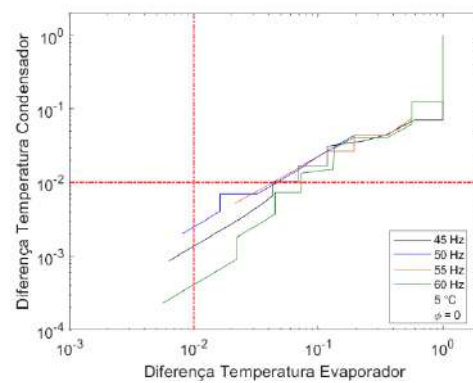
Figura 2: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação 7 °C.



(a)



(b)



(c)

Figura 3: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração nula, Temperatura de evaporação 5 °C.

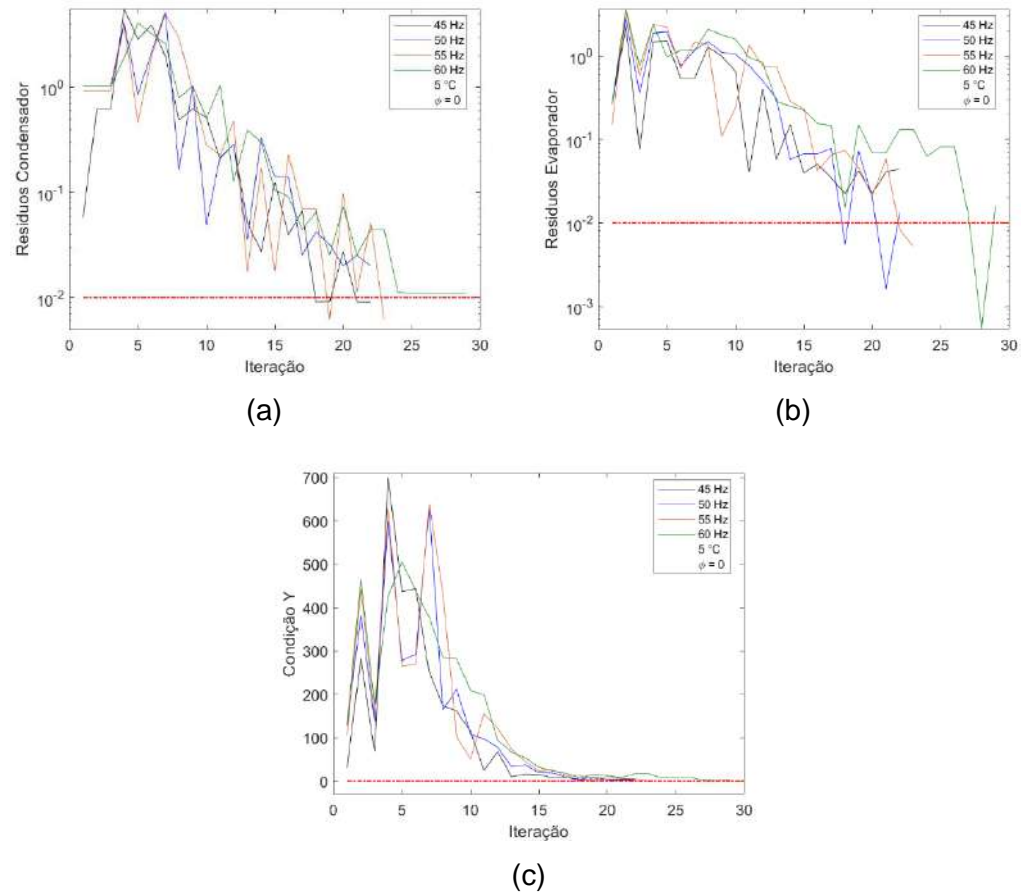
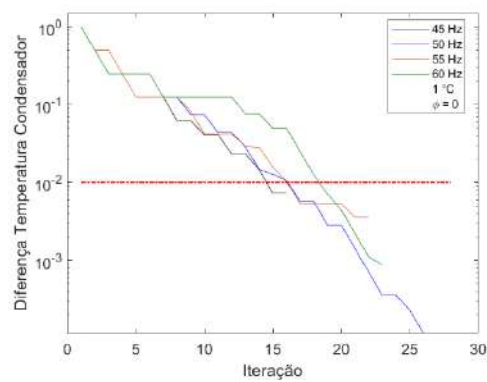
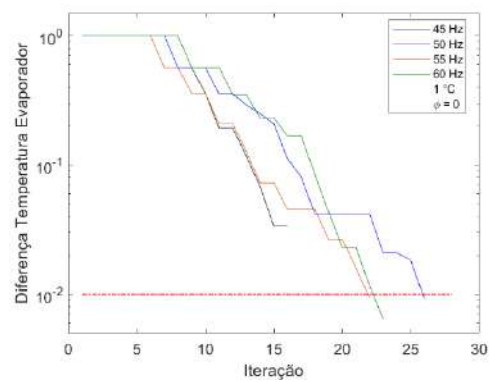


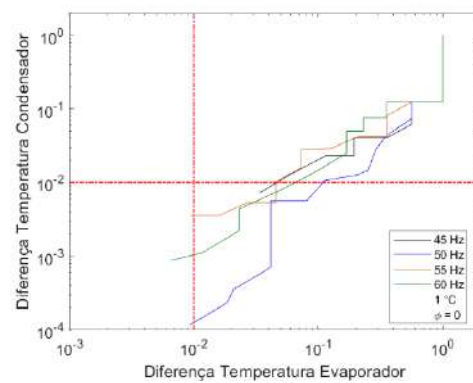
Figura 4: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação 5 °C.



(a)



(b)



(c)

Figura 5: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração nula, Temperatura de evaporação 1 °C.



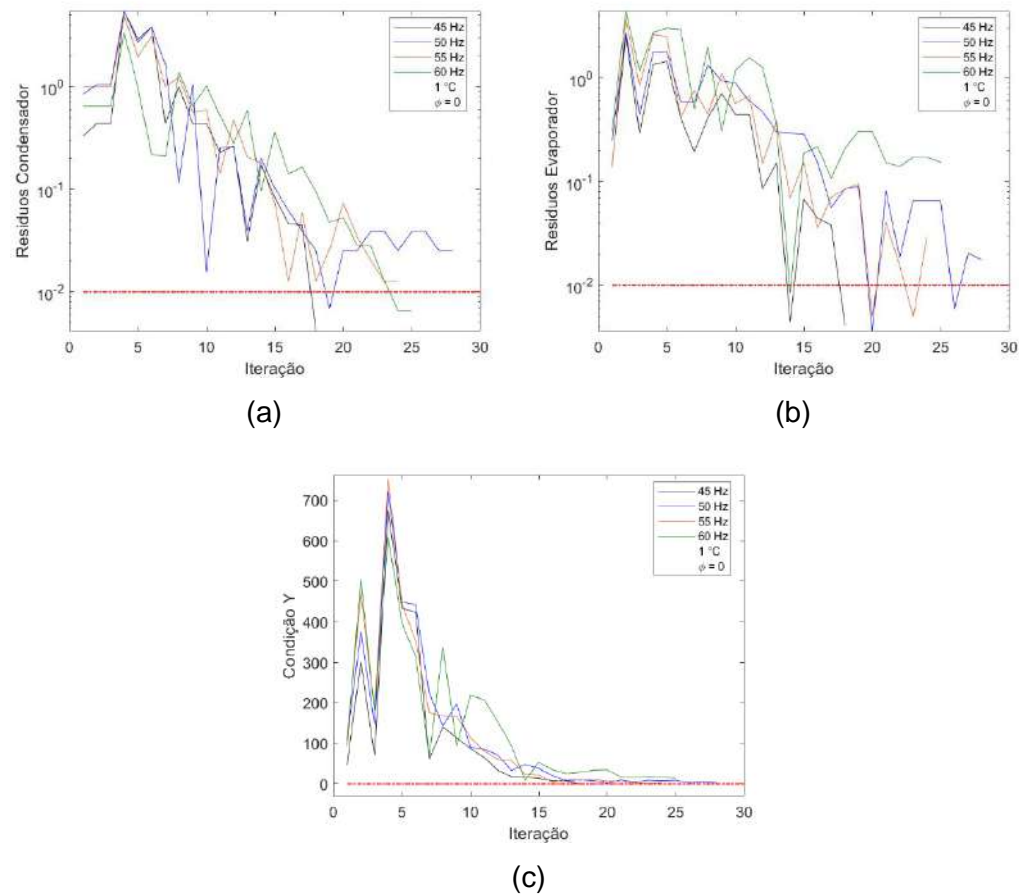


Figura 6: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação 1 °C.

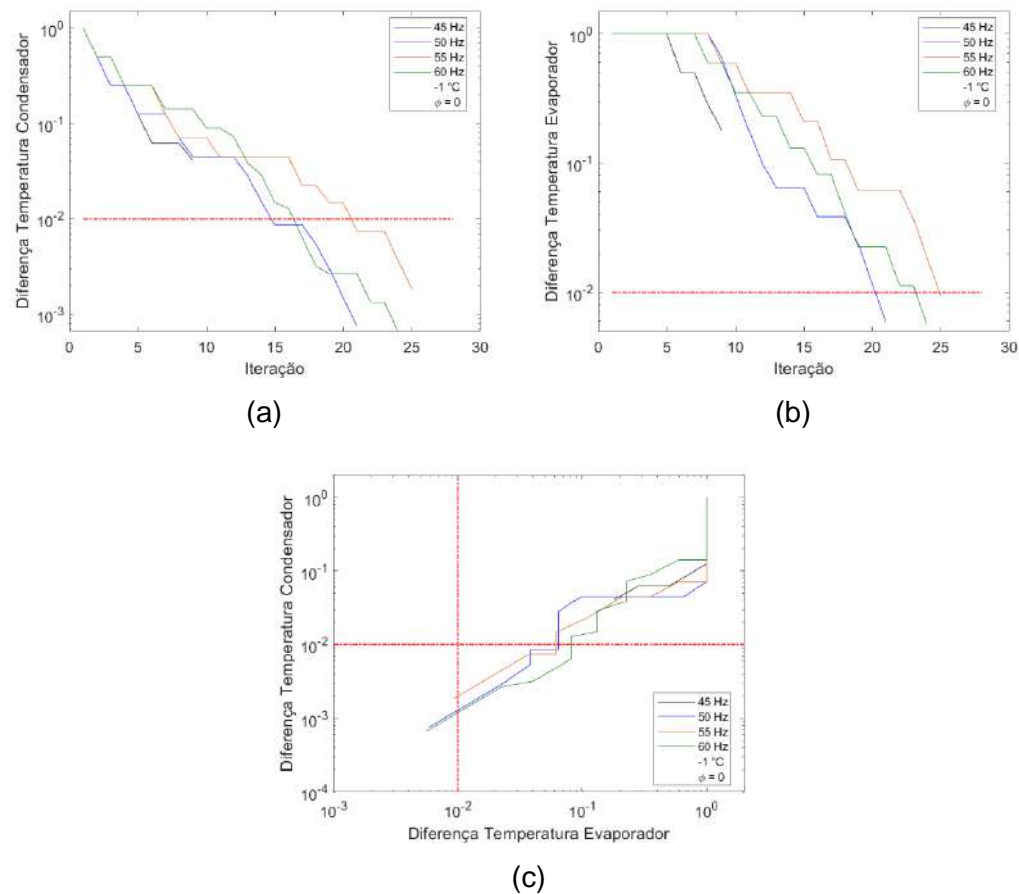


Figura 7: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração nula, Temperatura de evaporação -1 °C.

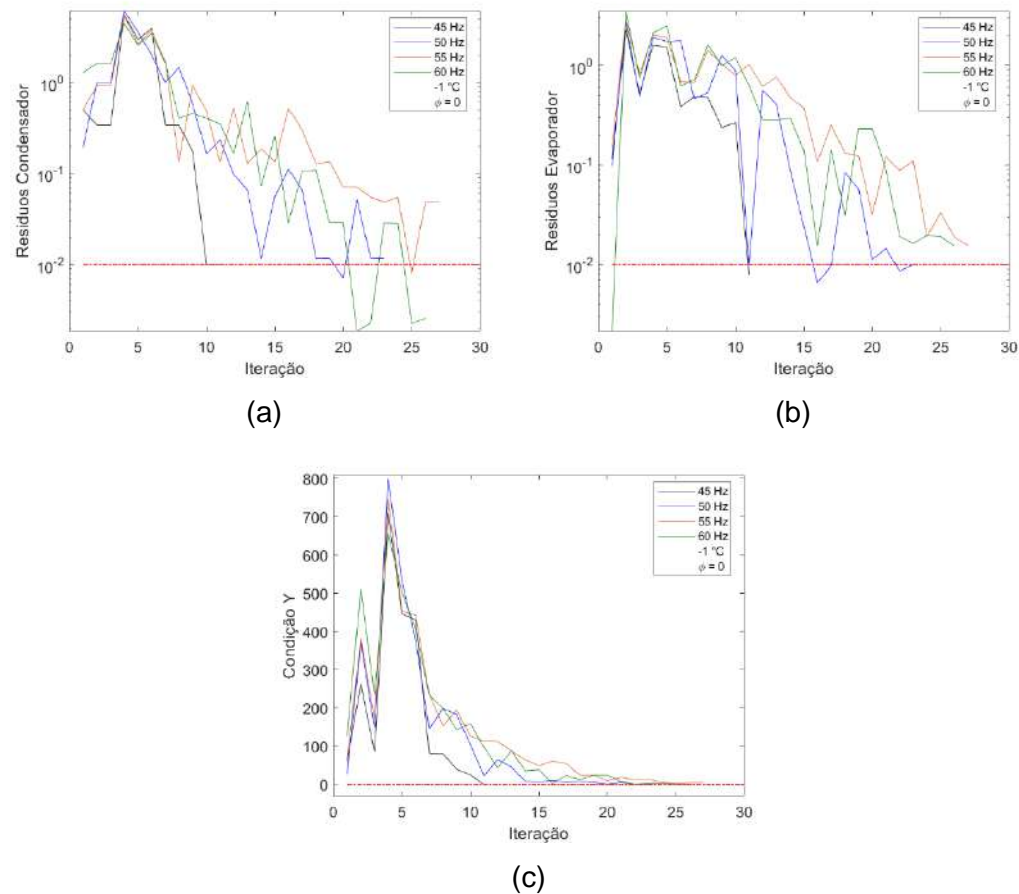
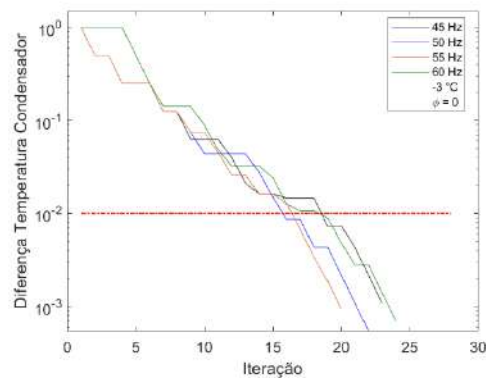
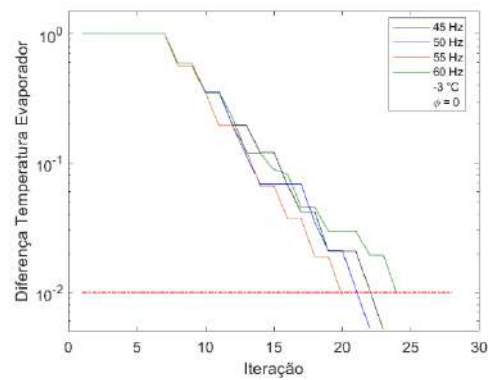


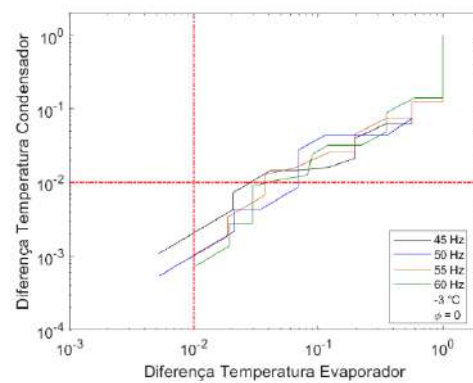
Figura 8: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação -1 °C.



(a)



(b)



(c)

Figura 9: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração nula, Temperatura de evaporação -3 °C.

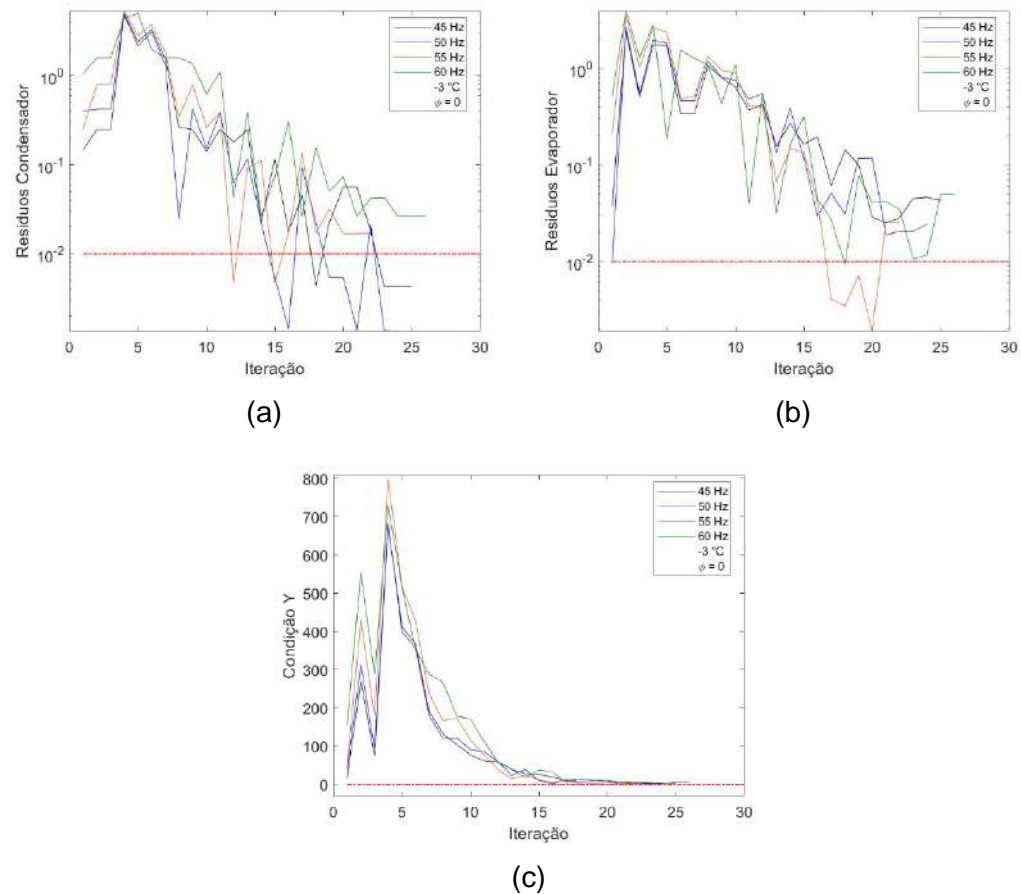


Figura 10: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação -3 °C.

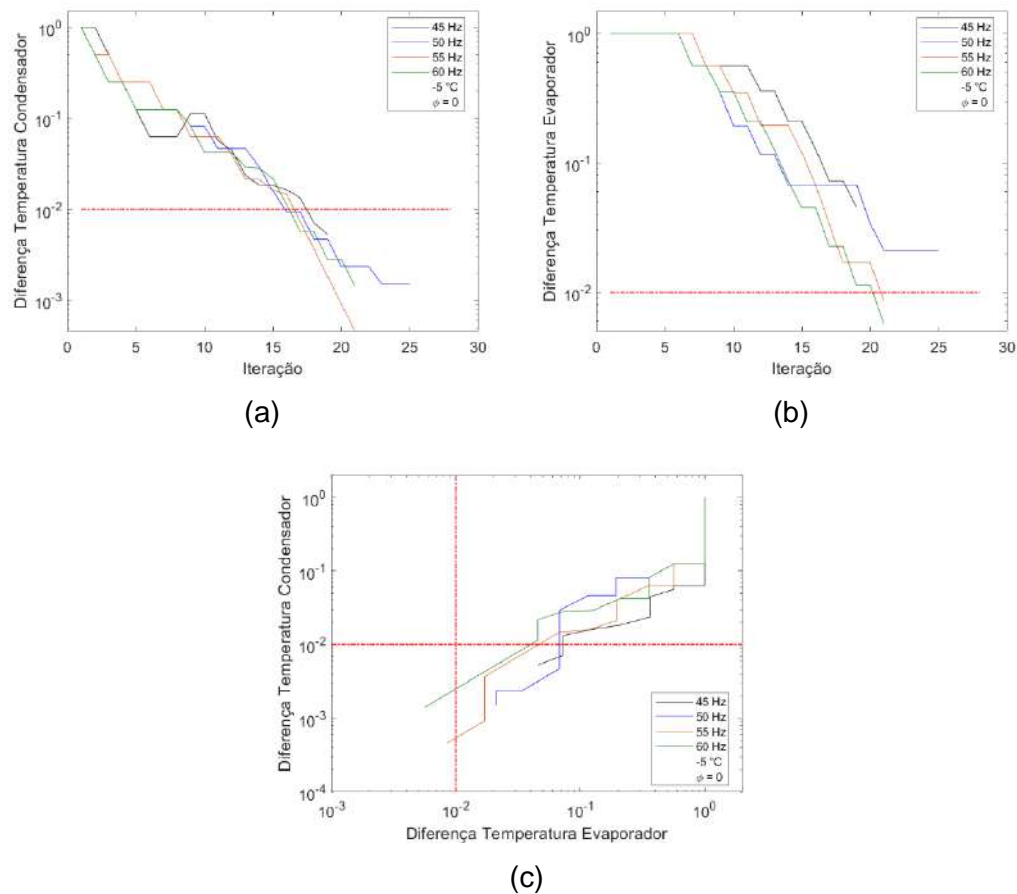


Figura 11: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração nula, Temperatura de evaporação  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$

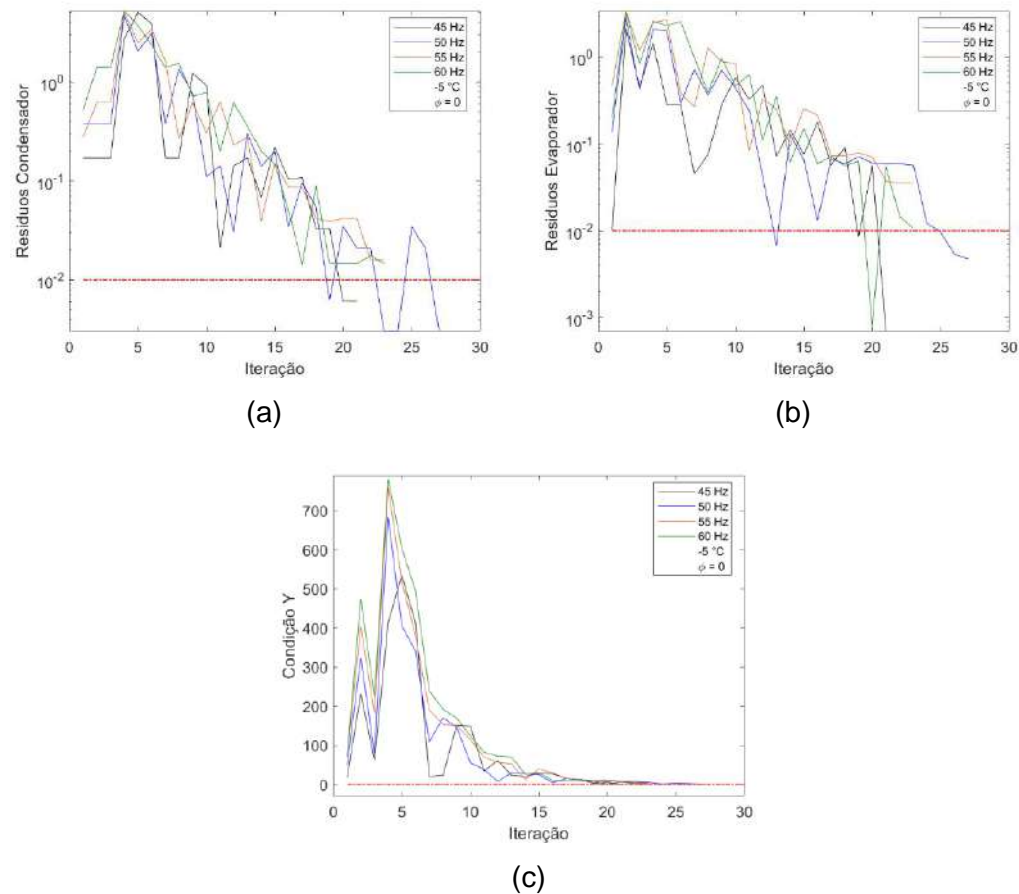


Figura 12: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação -5 °C.

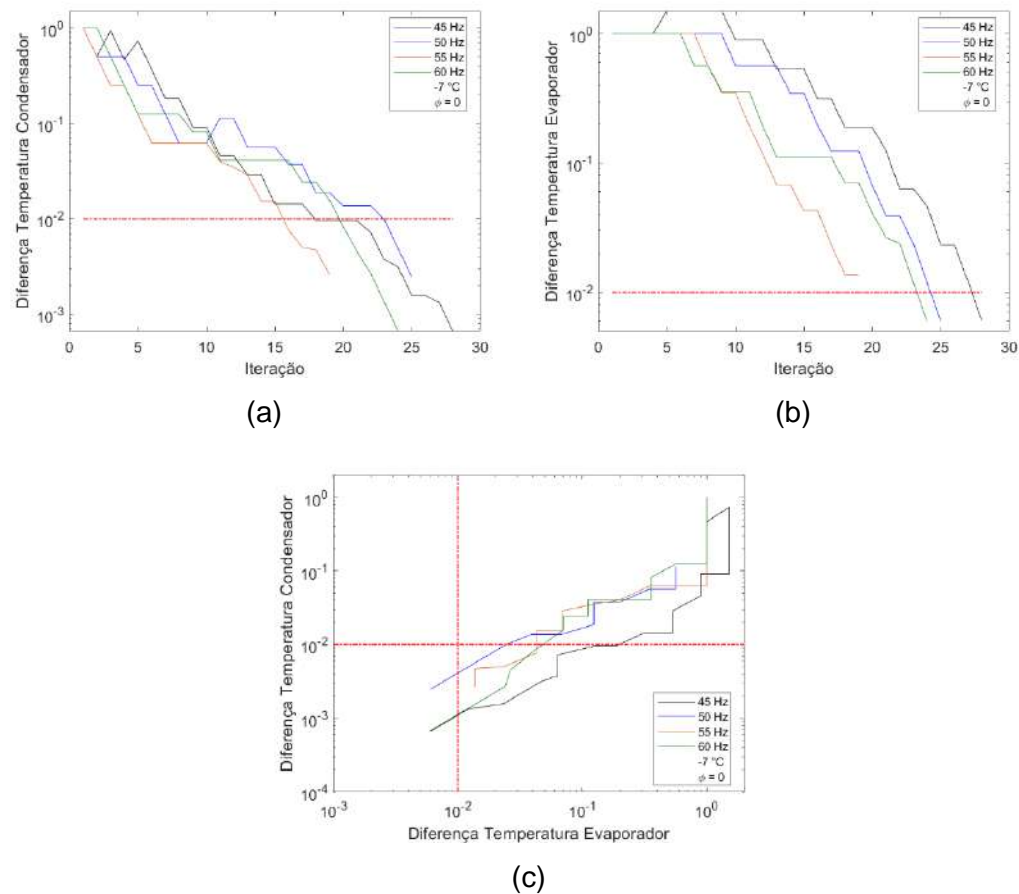


Figura 13: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração nula, Temperatura de evaporação -7 °C.



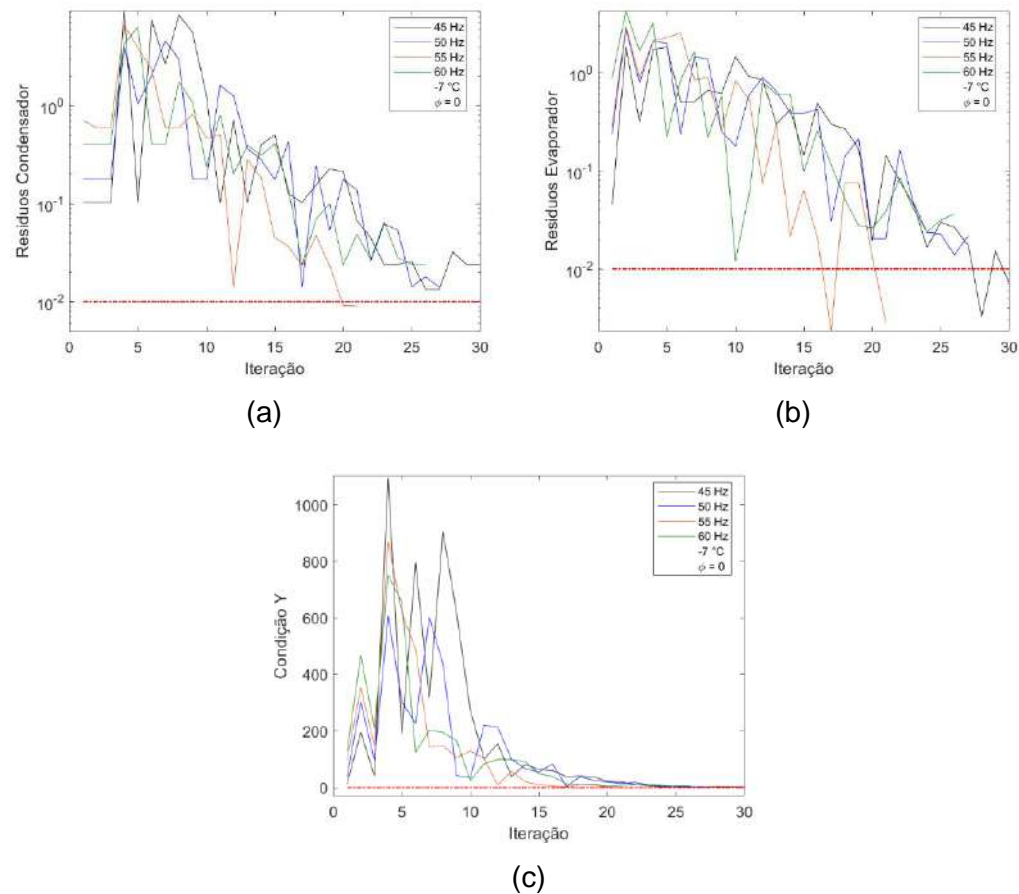
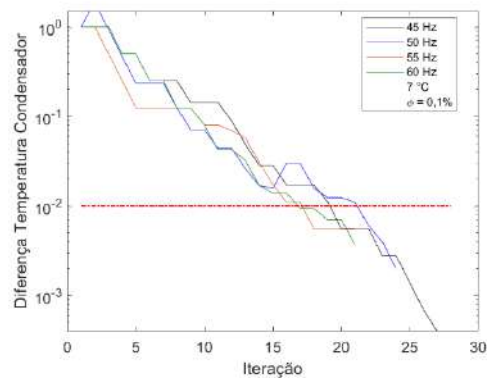
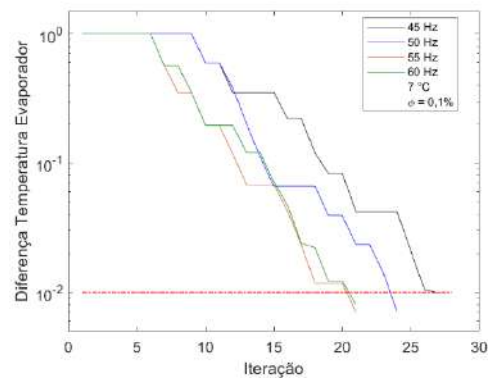


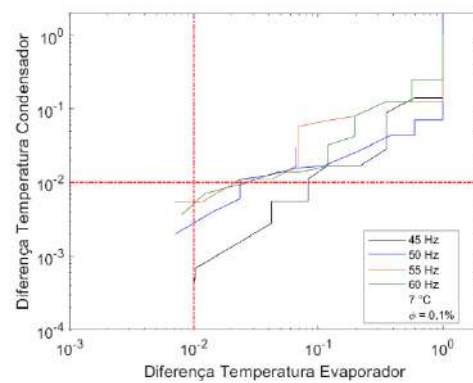
Figura 14: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração nula, Temperatura de evaporação -7 °C.



(a)



(b)



(c)

Figura 15: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 7 °C.

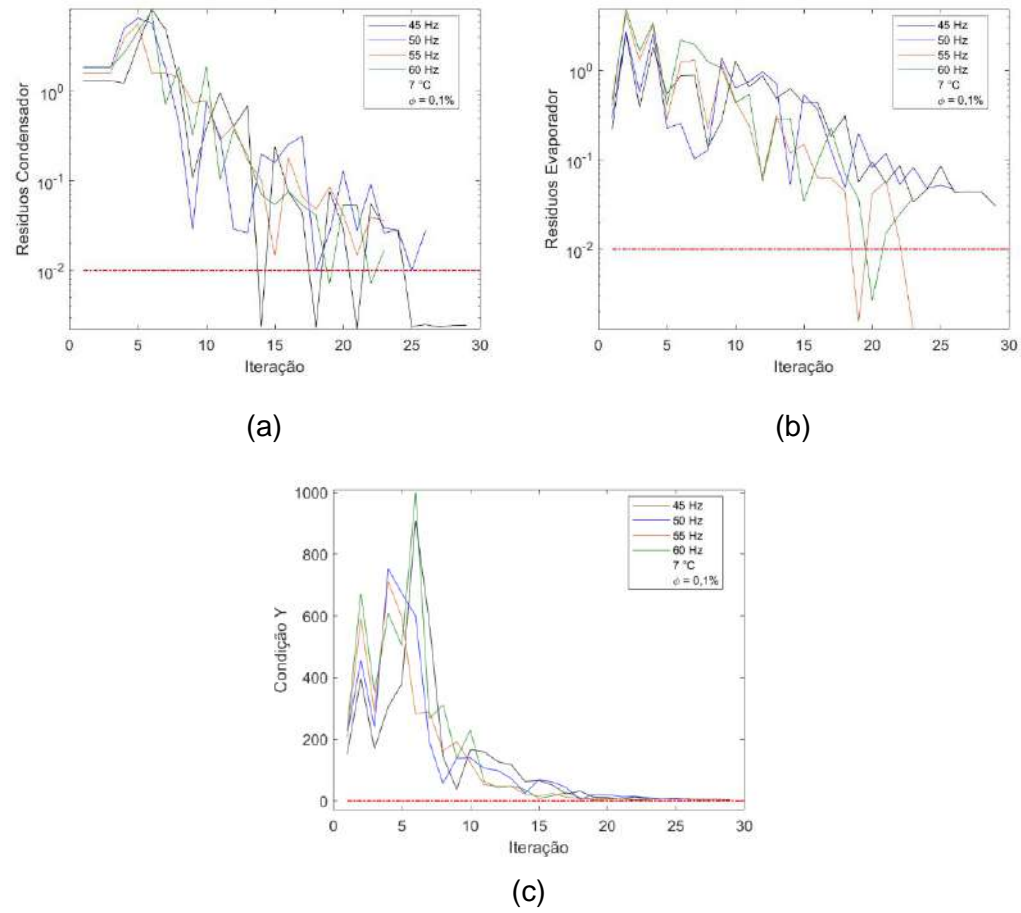


Figura 16: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 7 °C.

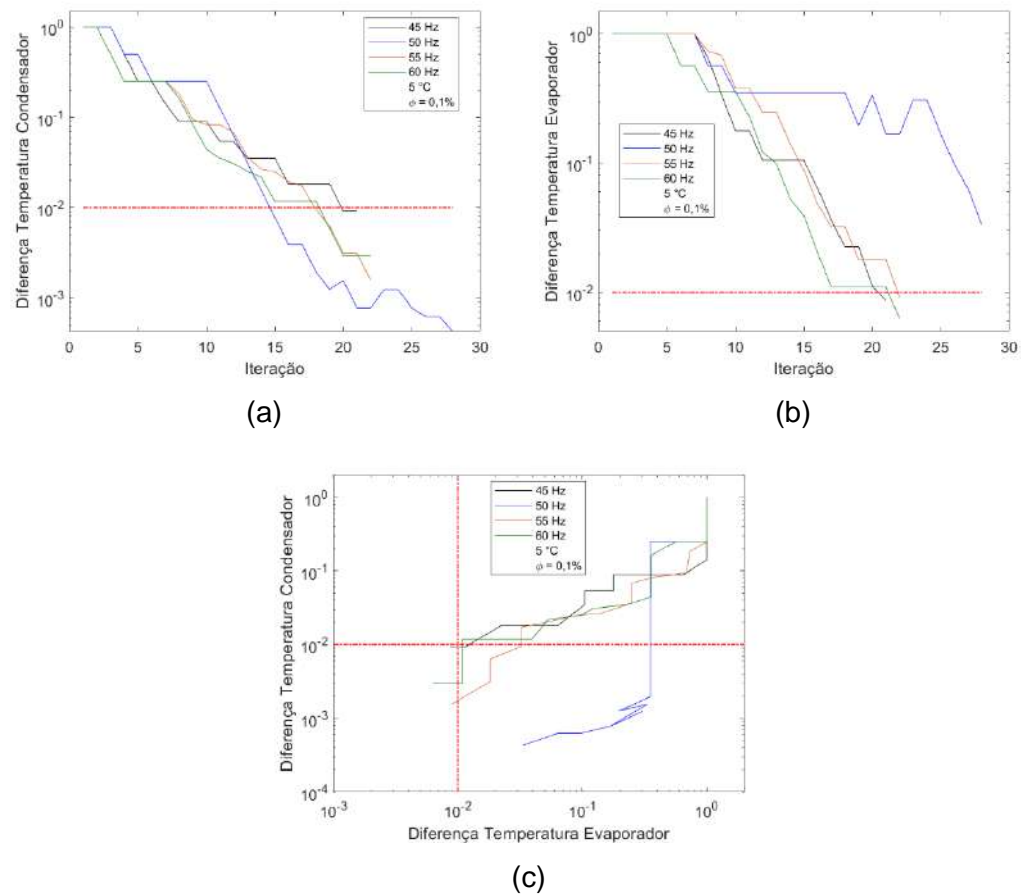
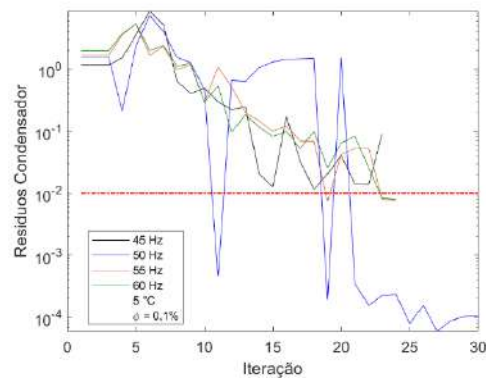
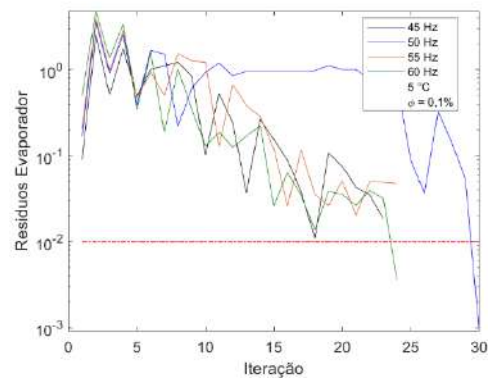


Figura 17: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

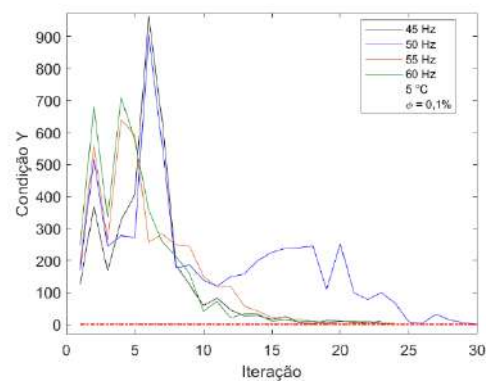
Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 5 °C.



(a)



(b)



(c)

Figura 18: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 5 °C.

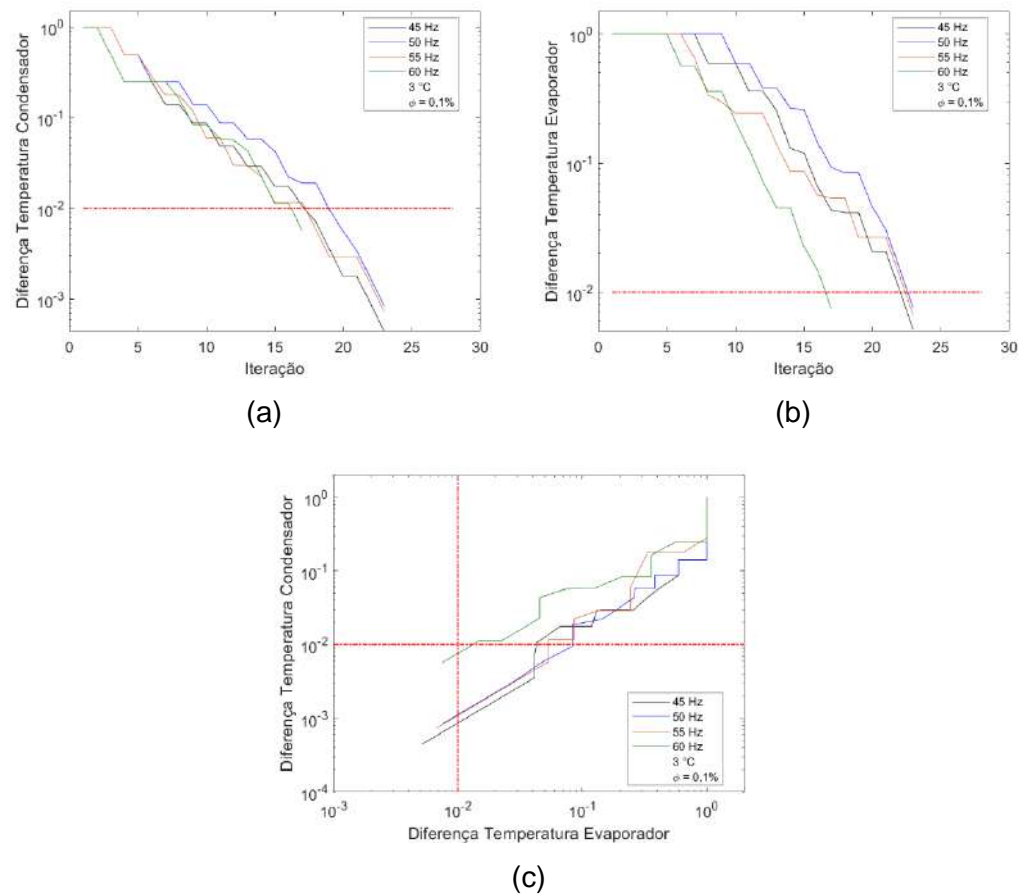
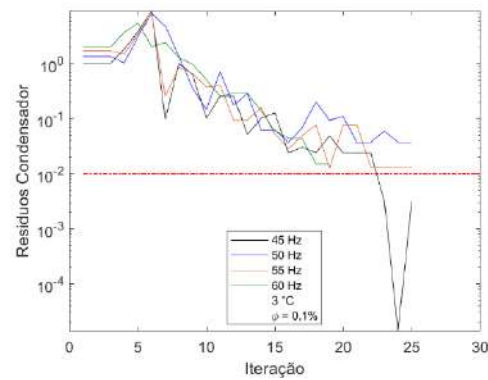
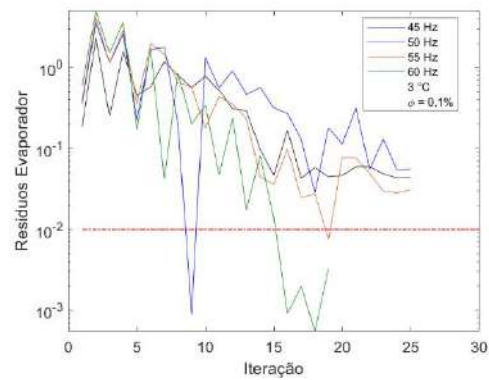


Figura 19: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

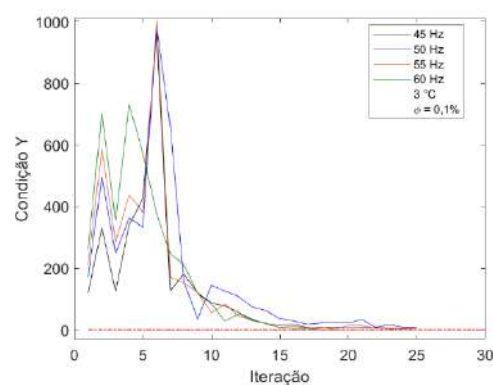
Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 3 °C.



(a)



(b)



(c)

Figura 20: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 3 °C.

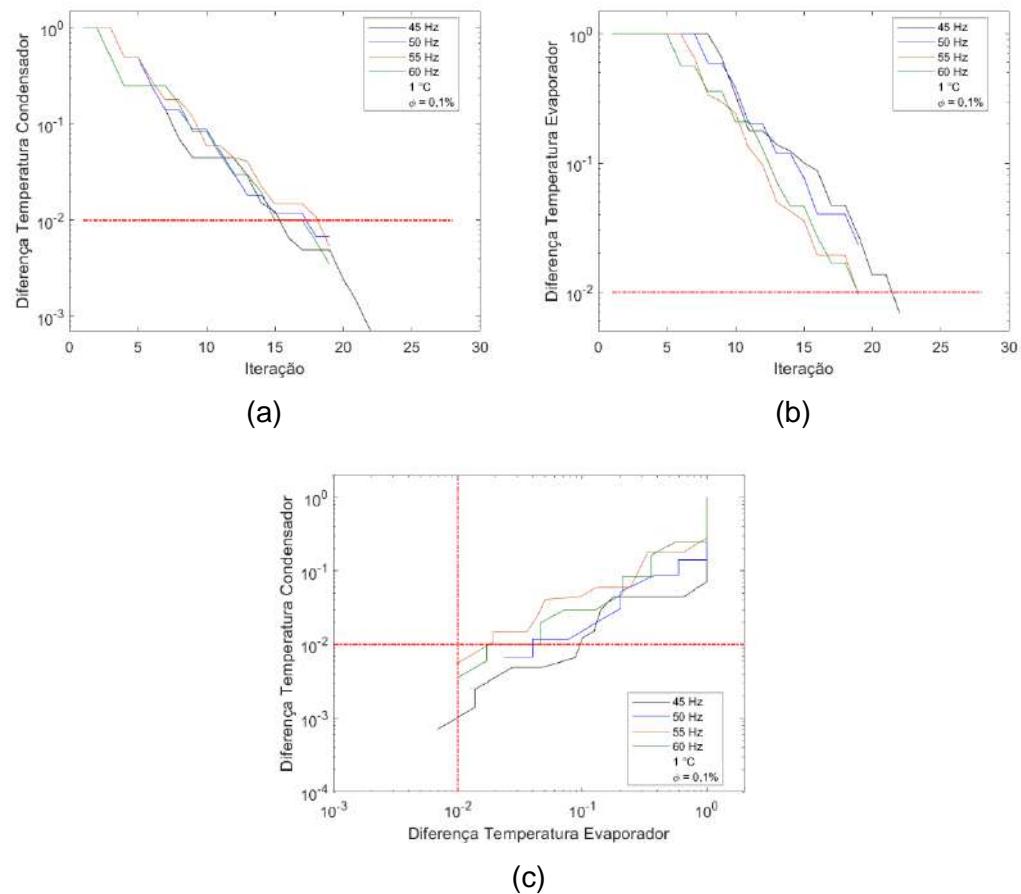


Figura 21: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 1 °C.



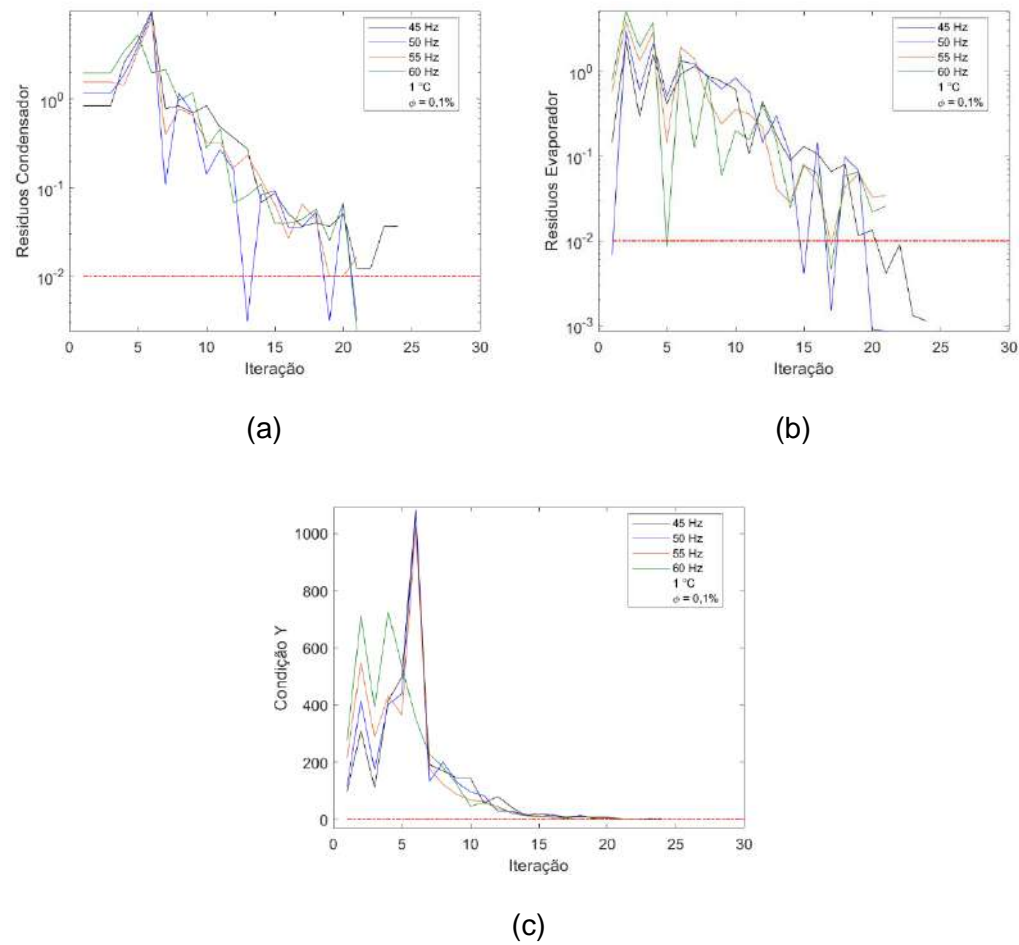


Figura 22: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação 1 °C.

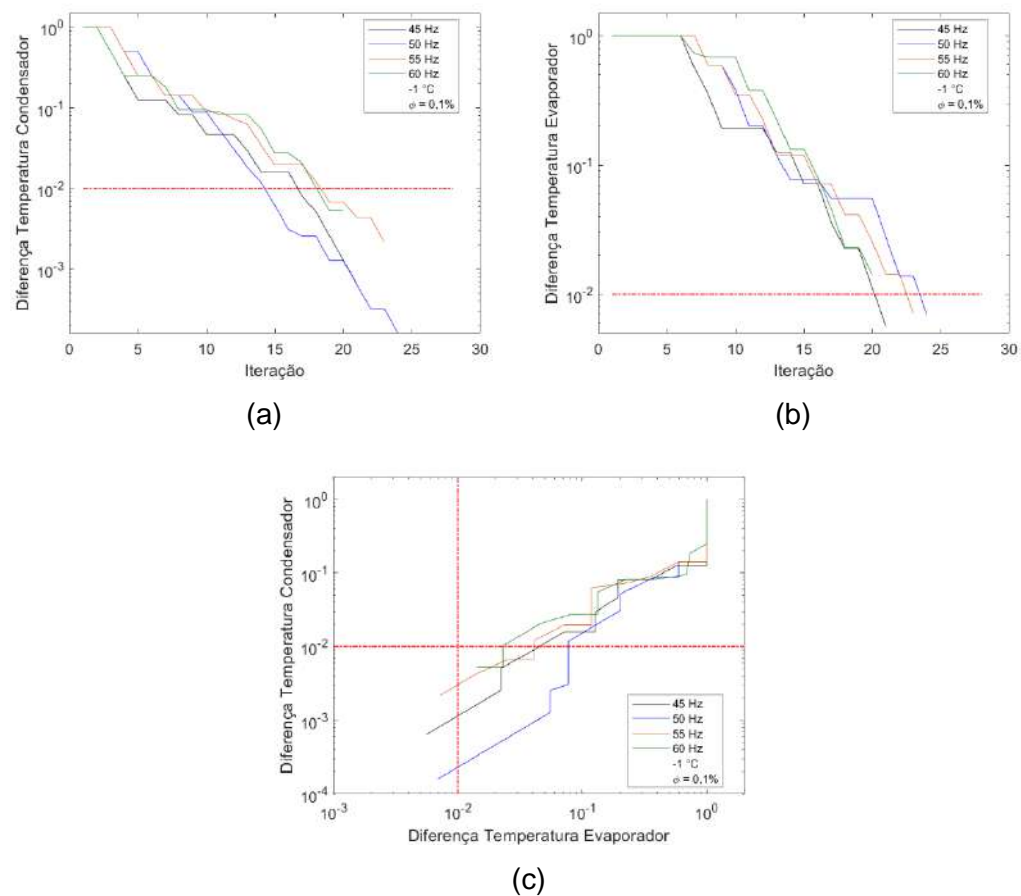


Figura 23: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -1 °C.

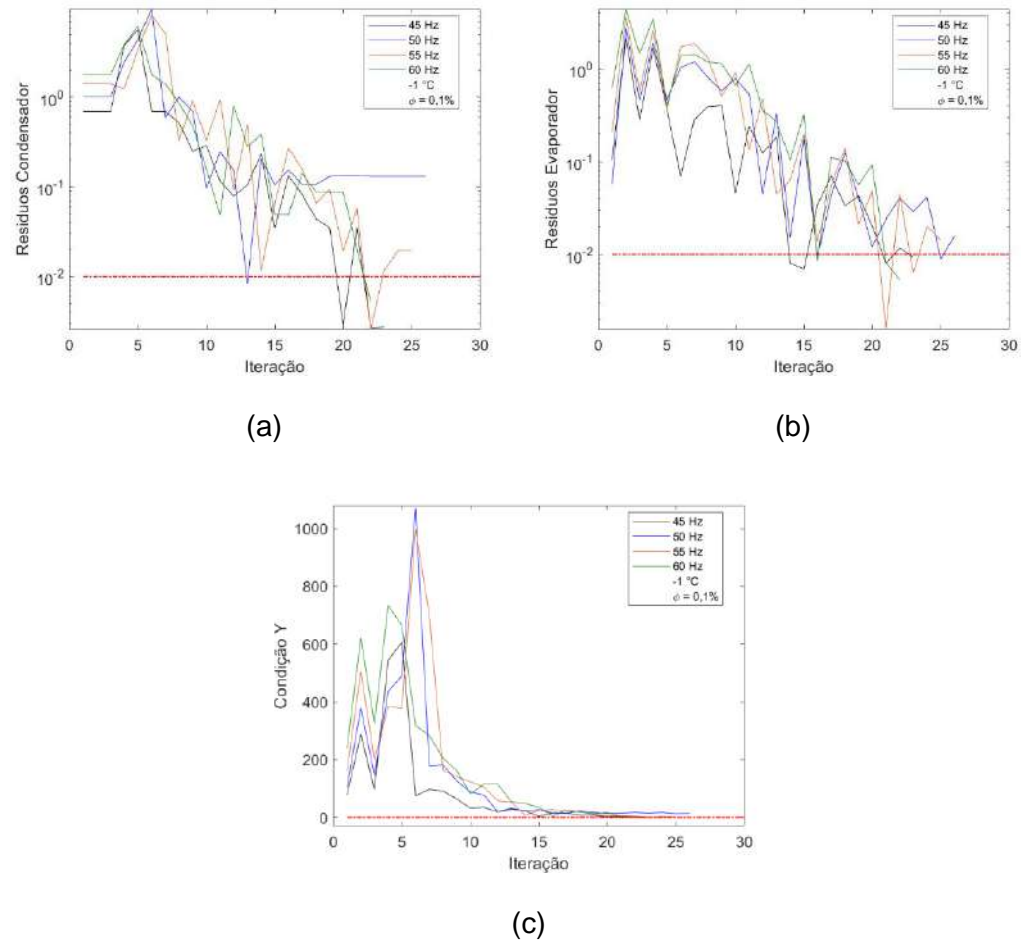


Figura 24: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -1 °C.

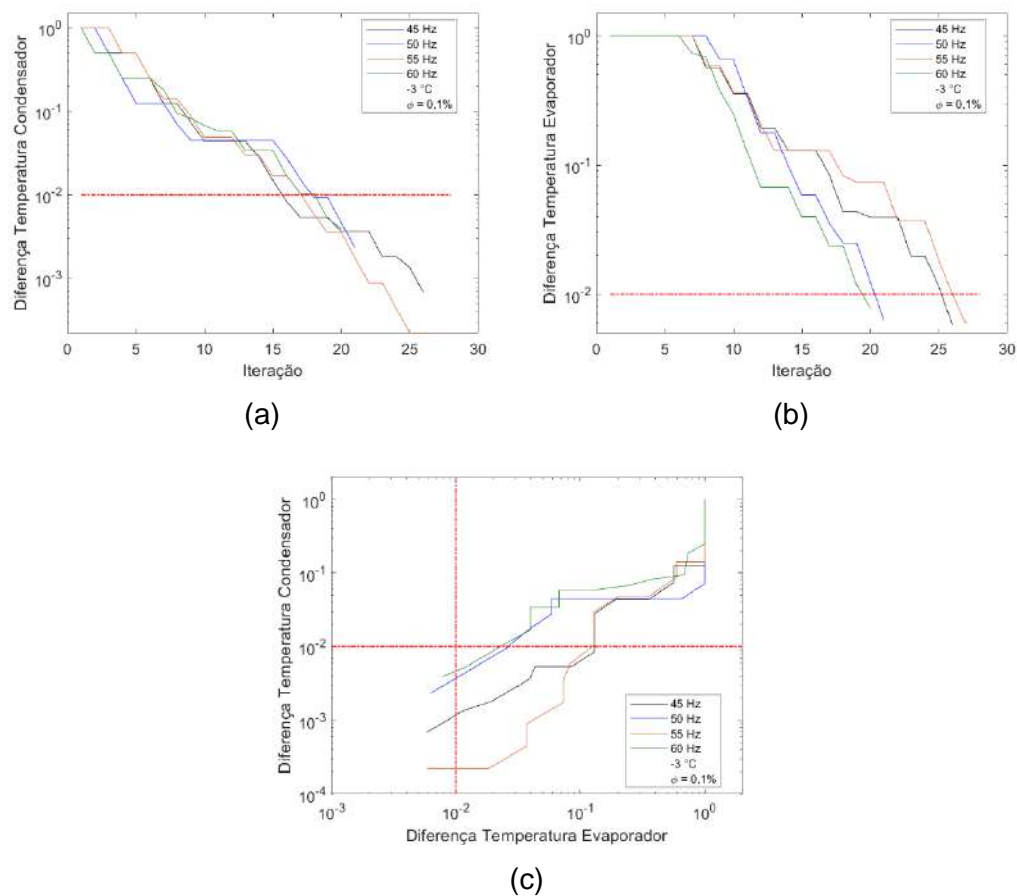
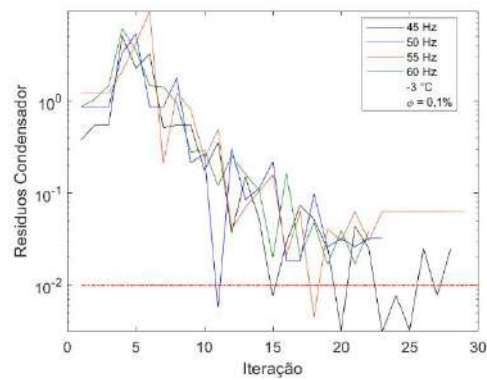
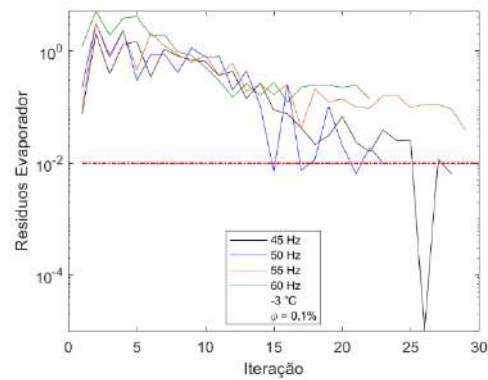


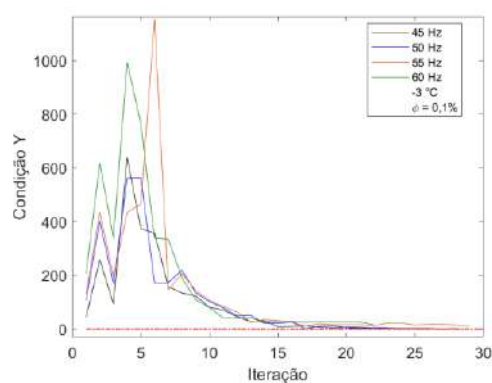
Figura 25: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -3 °C.



(a)



(b)



(c)

Figura 26: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -3 °C.

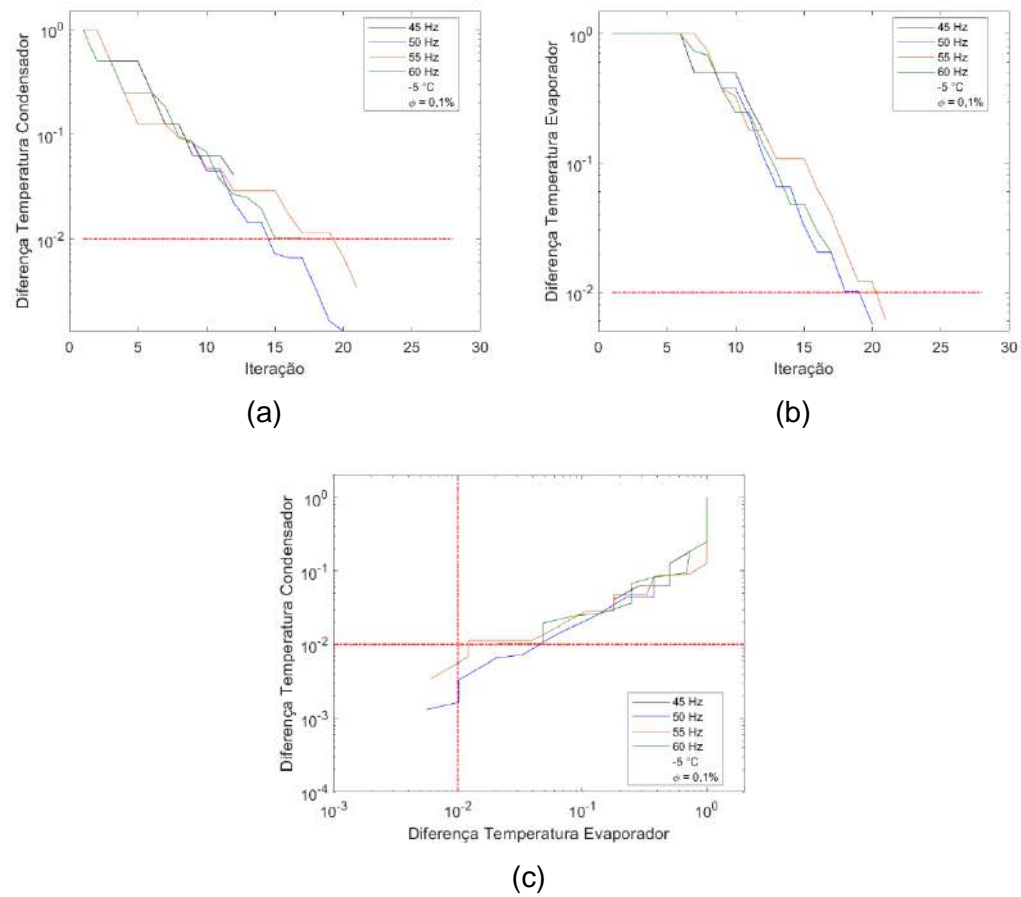


Figura 27: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -5 °C

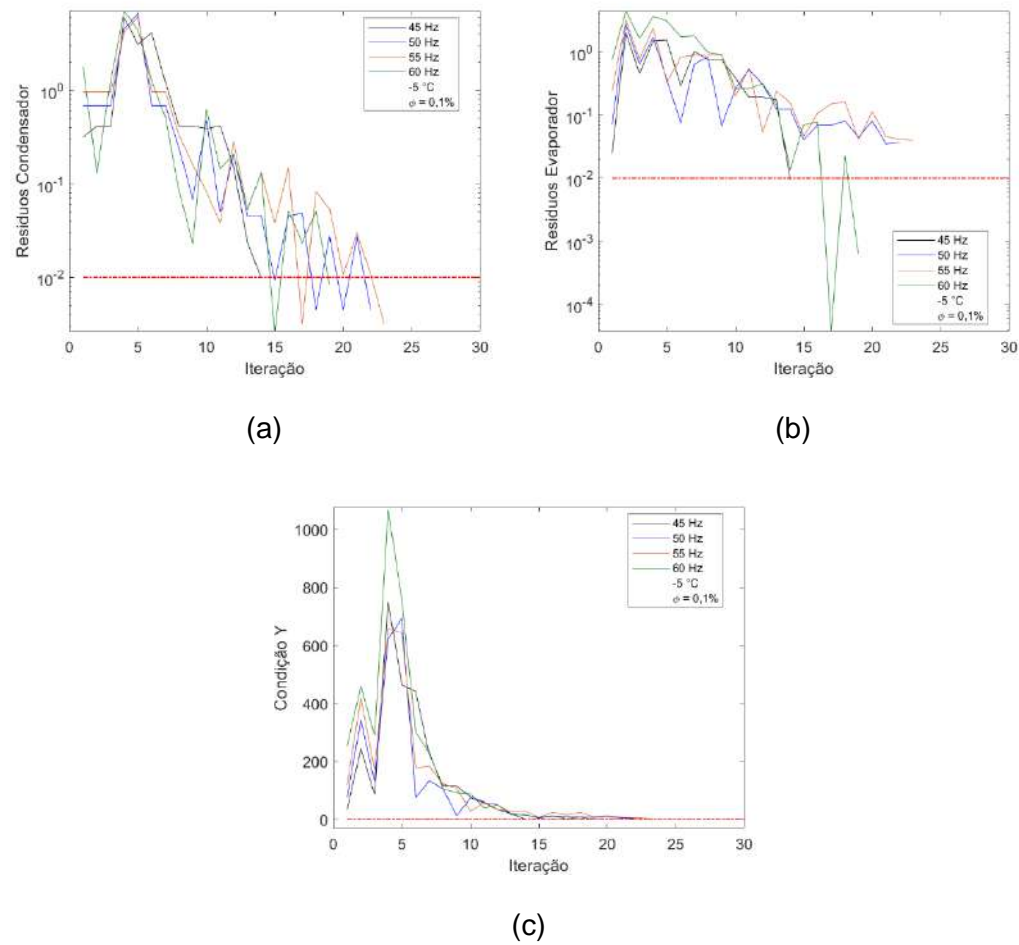


Figura 28: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -5 °C.

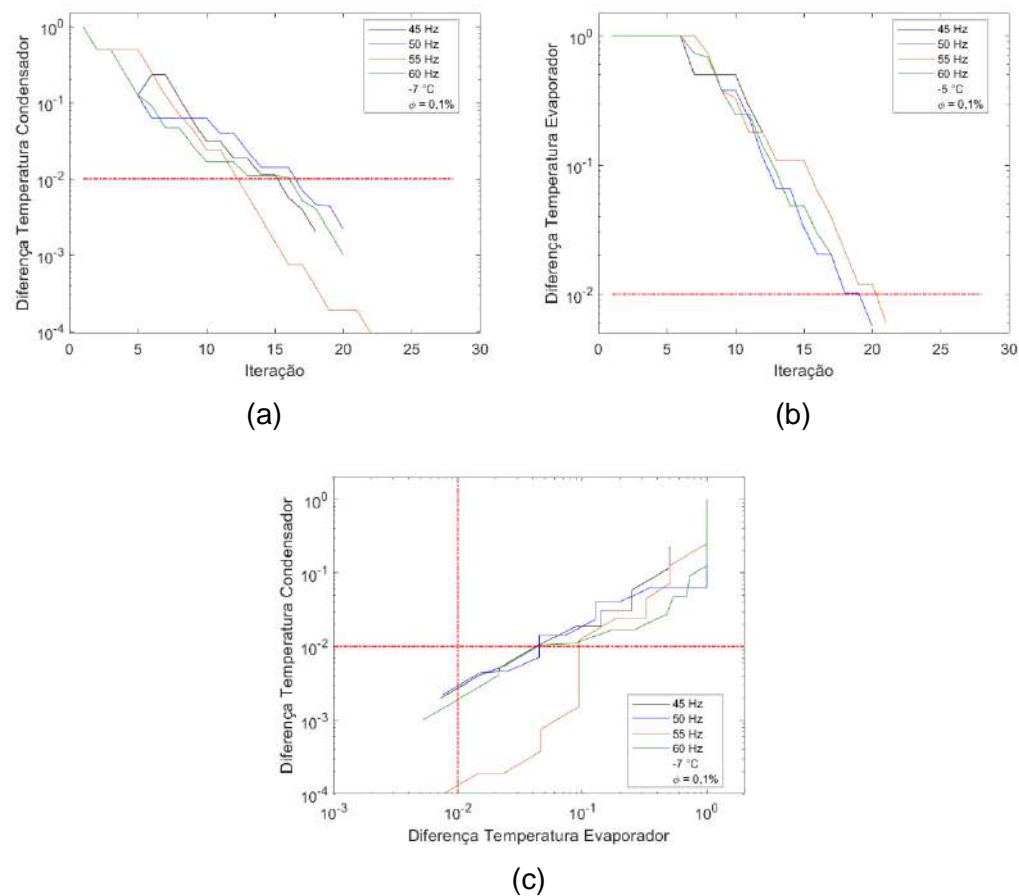


Figura 29: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação  $-7^{\circ}\text{C}$ .



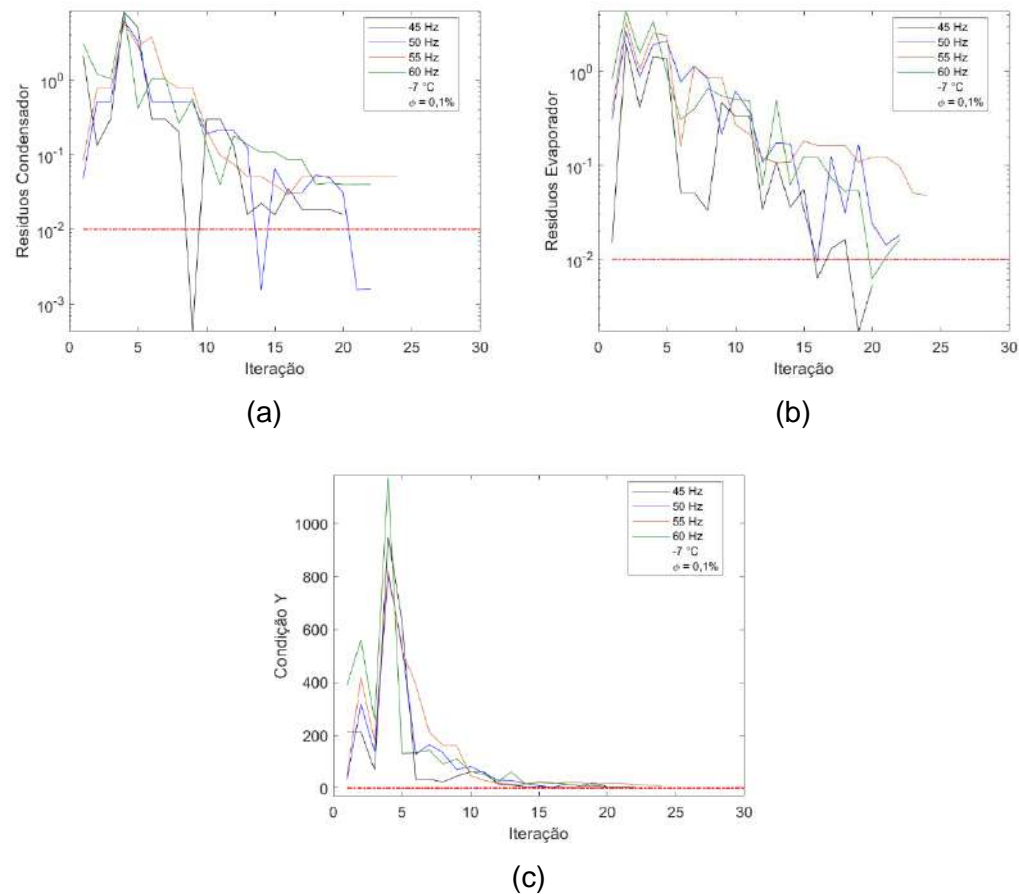


Figura 30: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,1%, Temperatura de evaporação -7 °C.

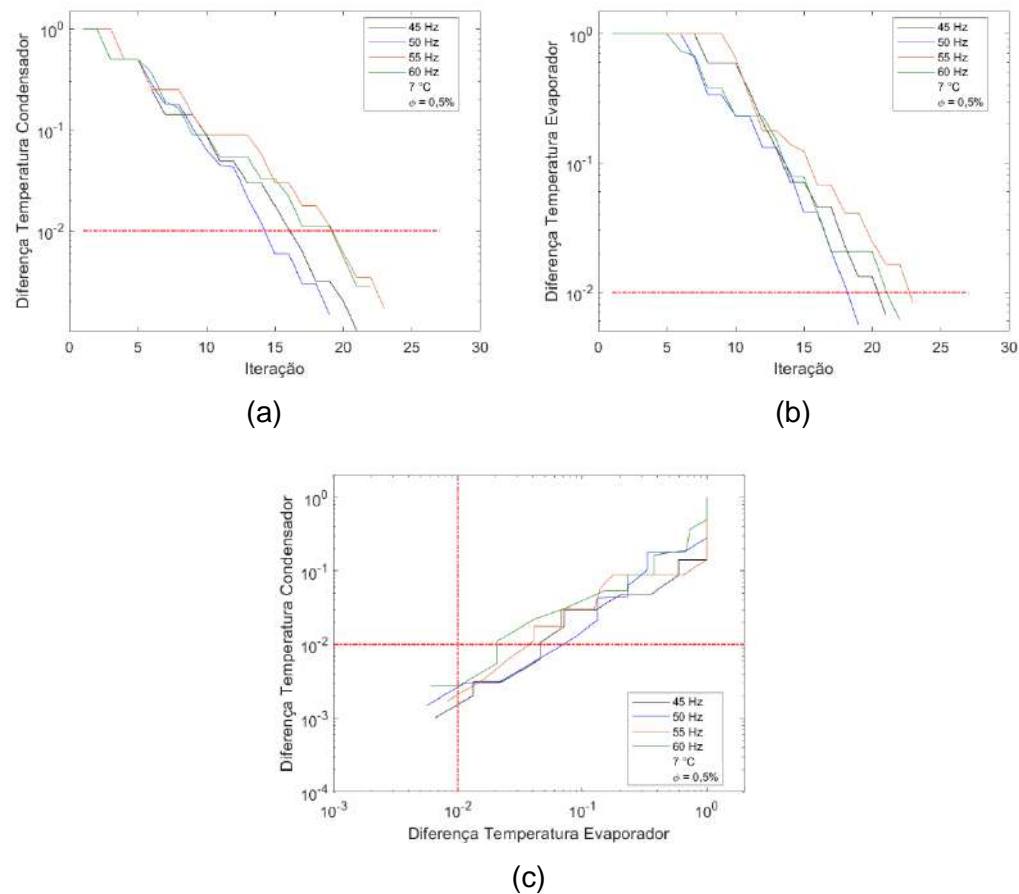


Figura 31: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 7 °C.

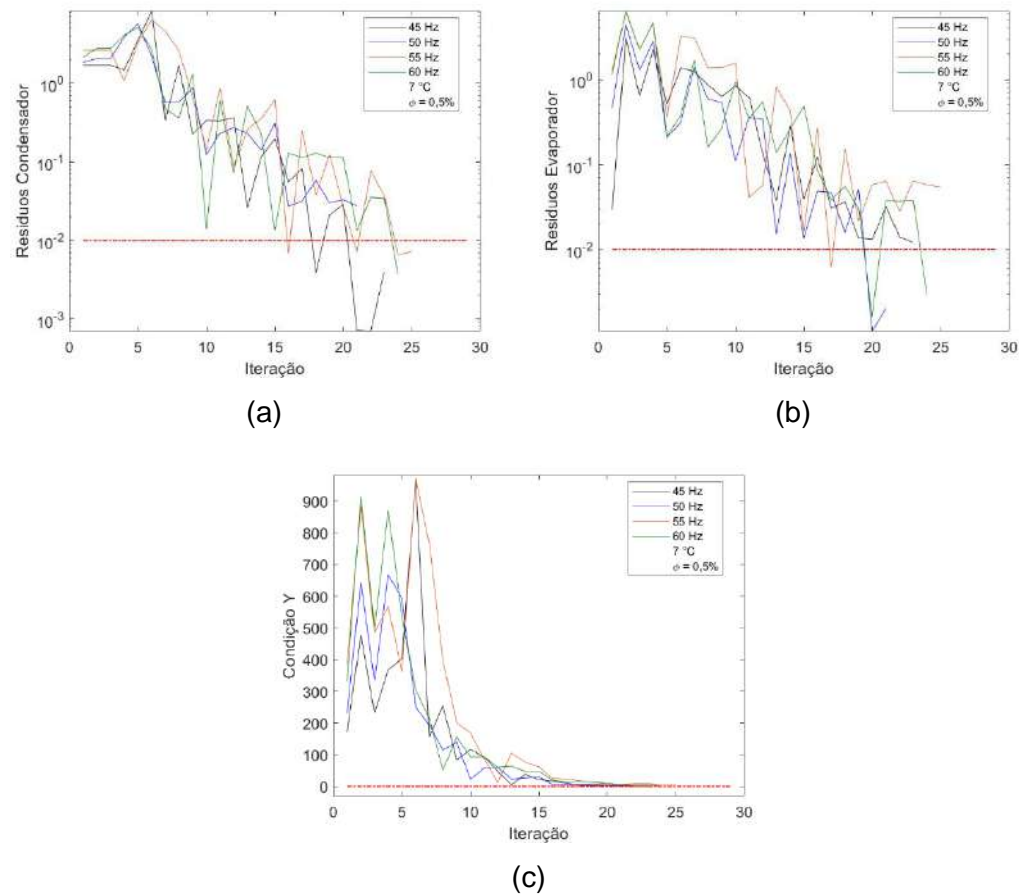


Figura 32: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 7 °C.

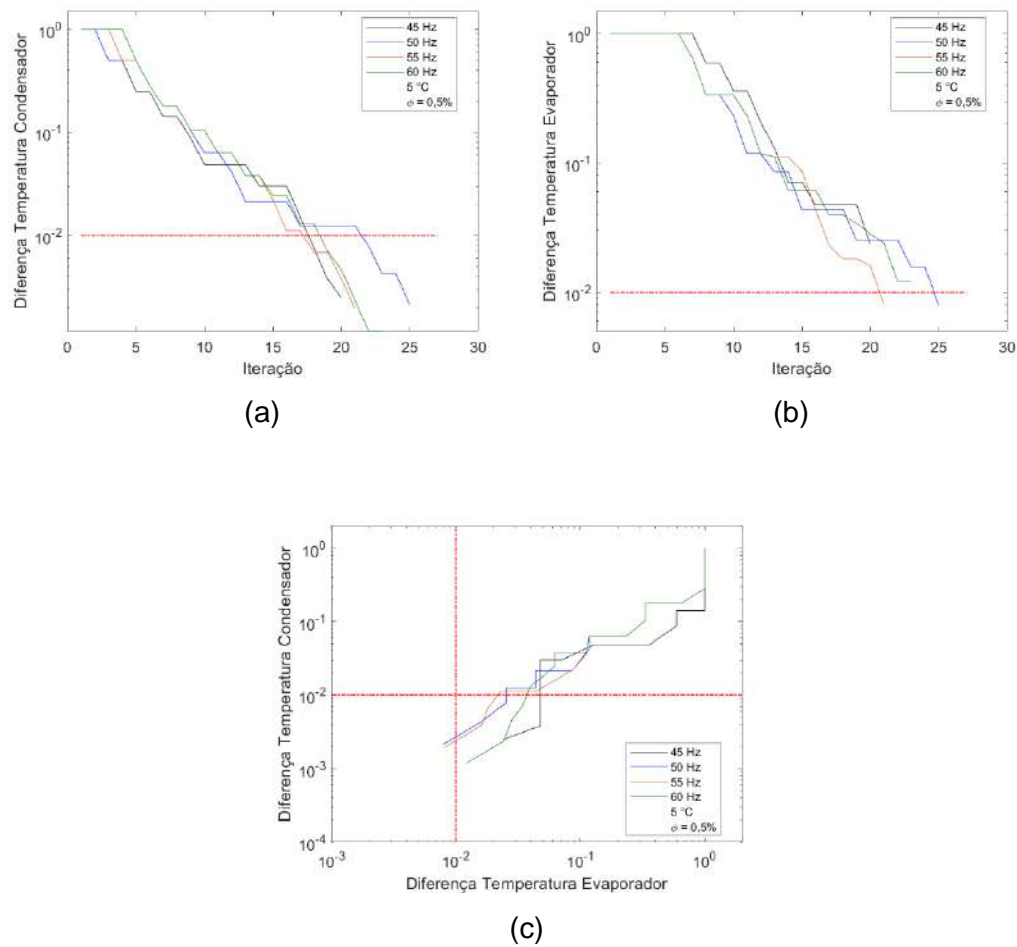


Figura 33: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação  $5^\circ\text{C}$ .

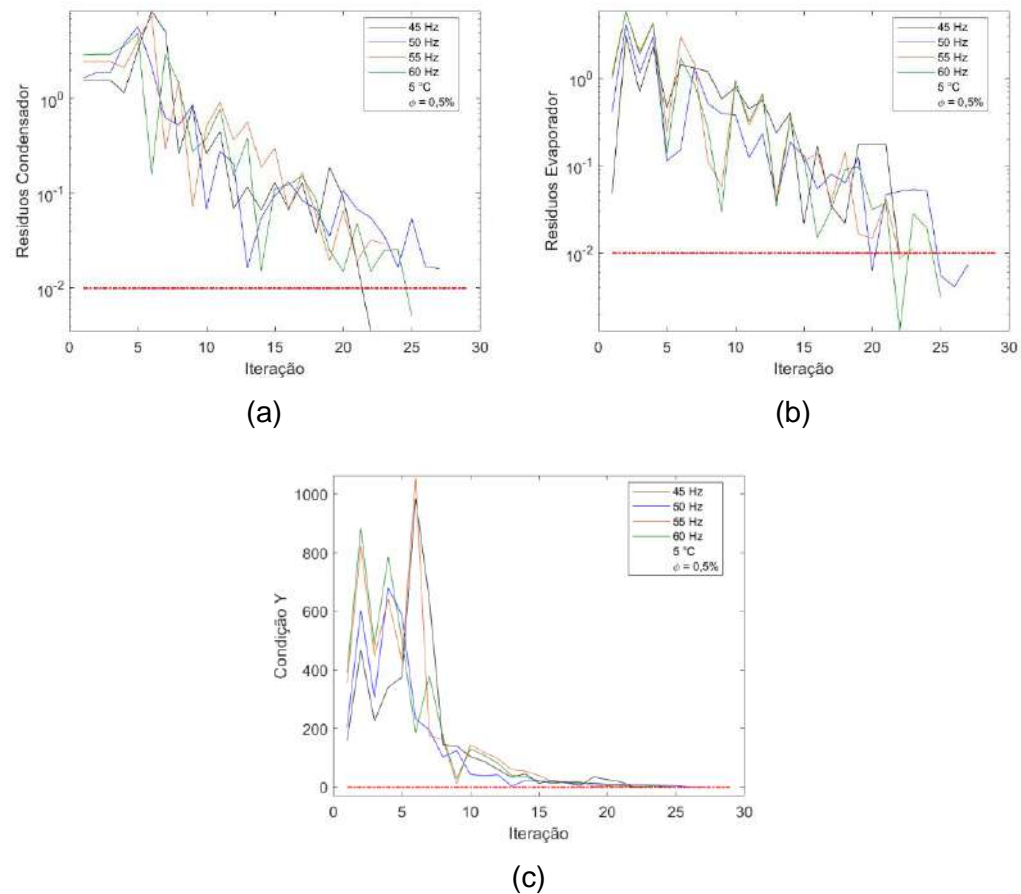


Figura 34: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 5 °C.

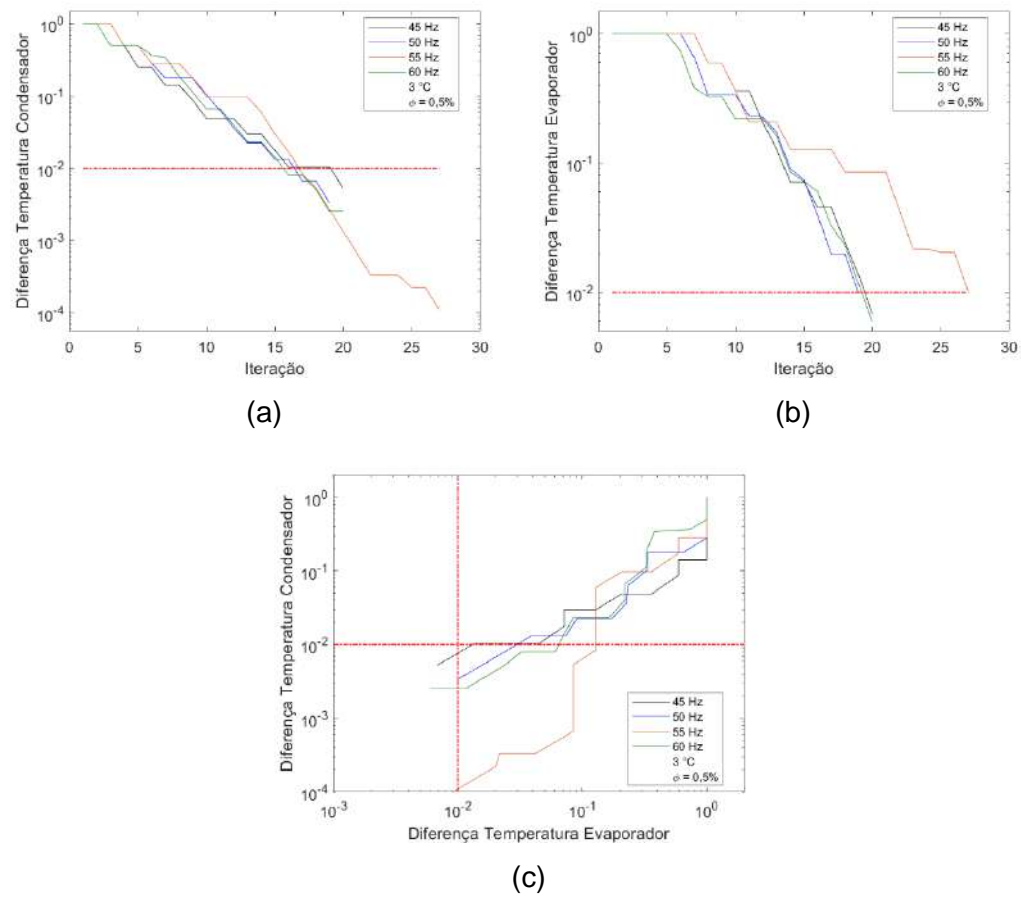


Figura 35: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 3 °C.

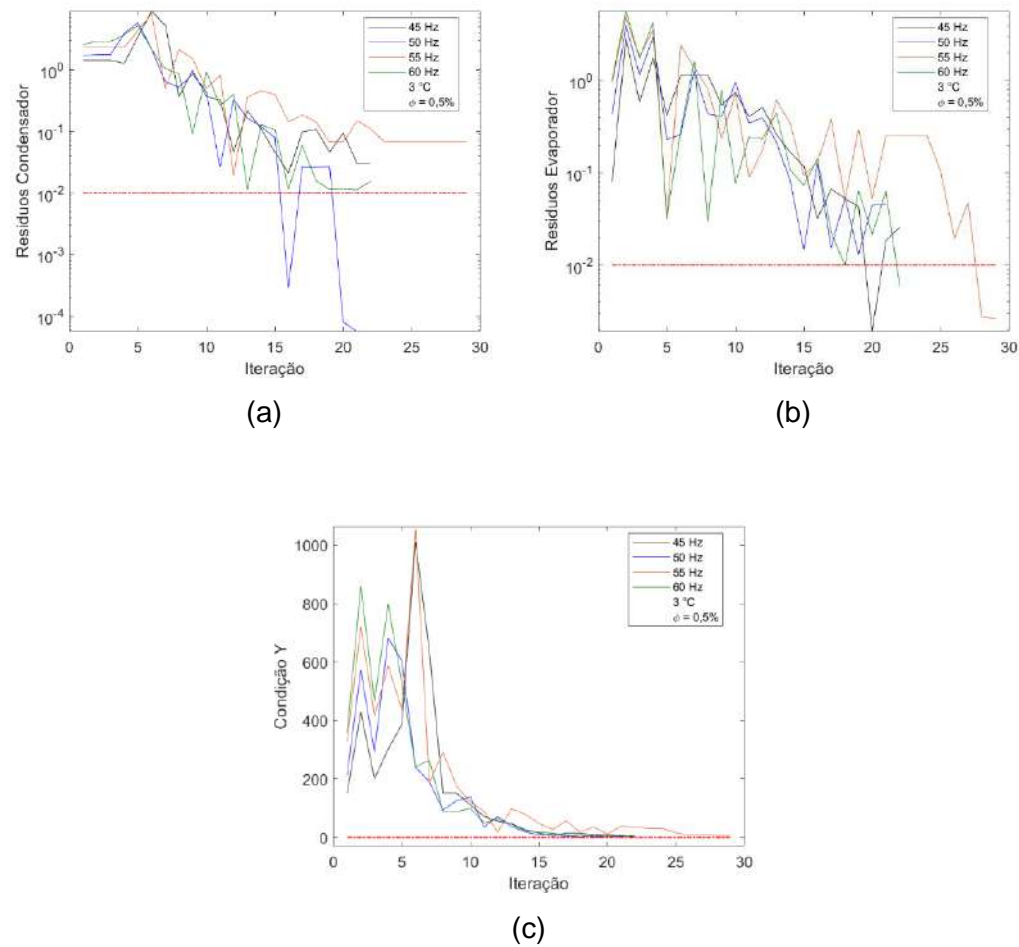
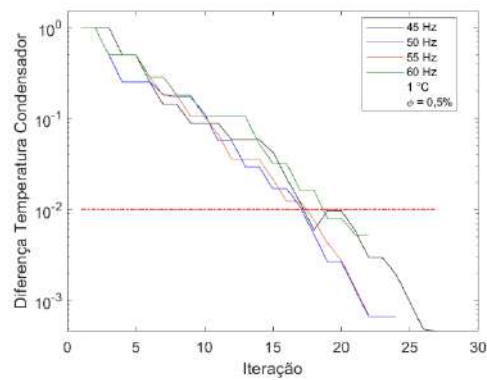
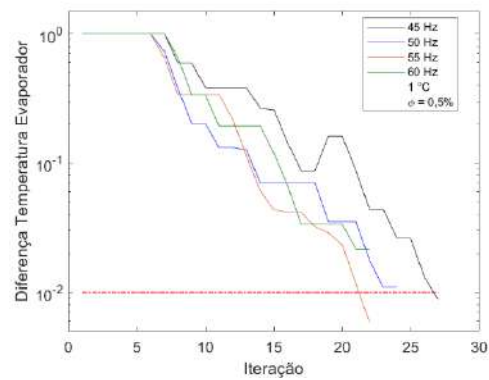


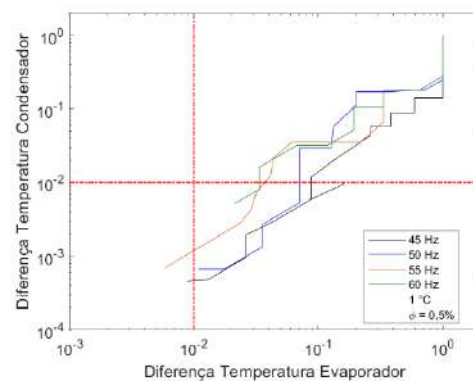
Figura 36: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 3 °C



(a)



(b)



(c)

Figura 37: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 1 °C.



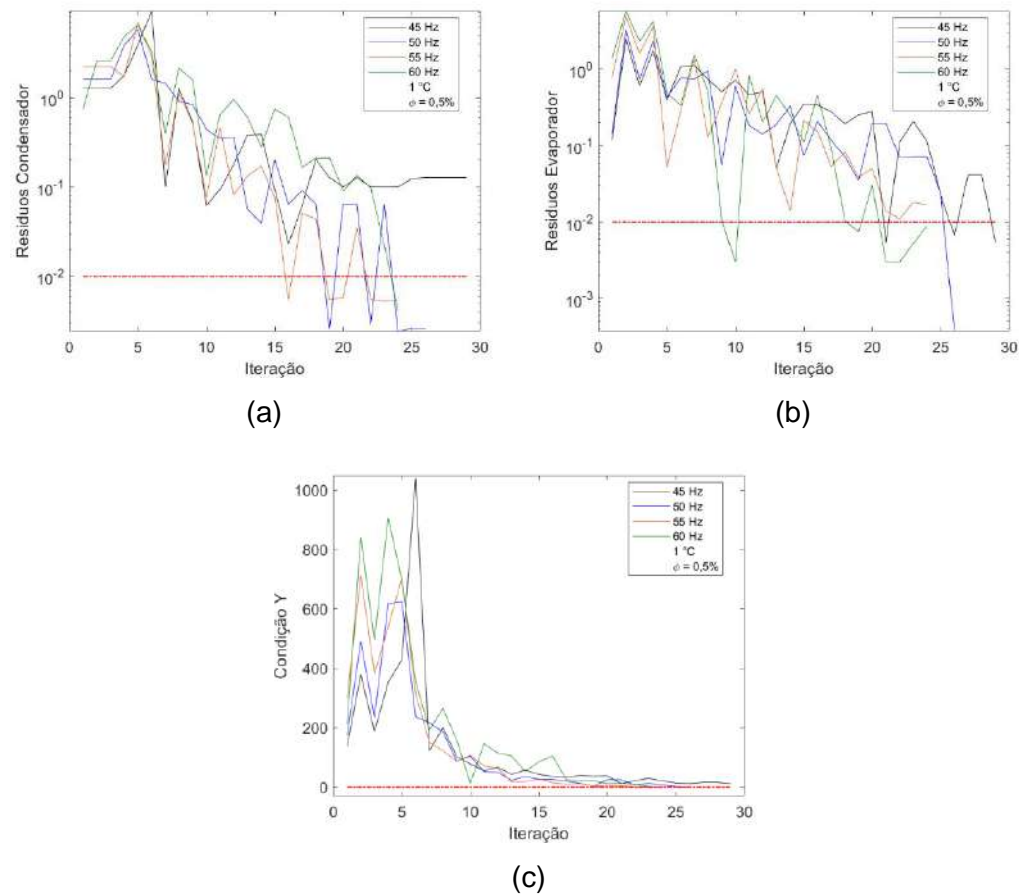


Figura 38: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação 1 °C.

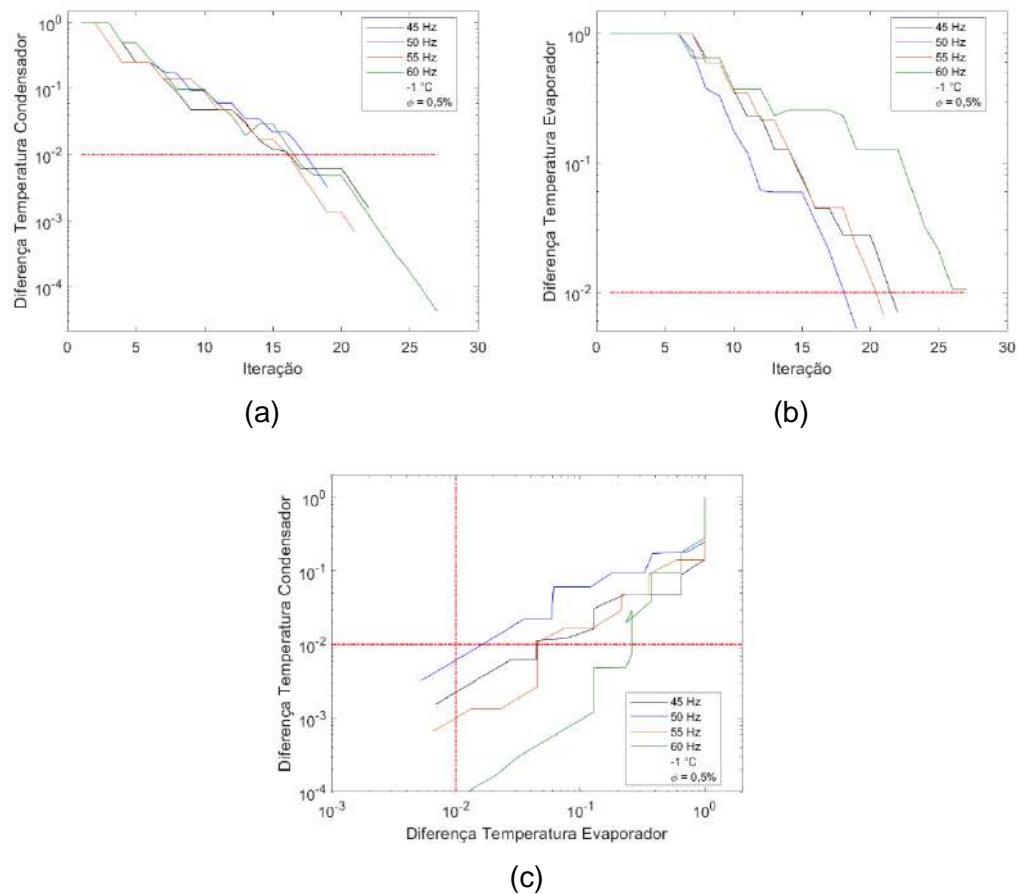


Figura 39: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -1 °C.

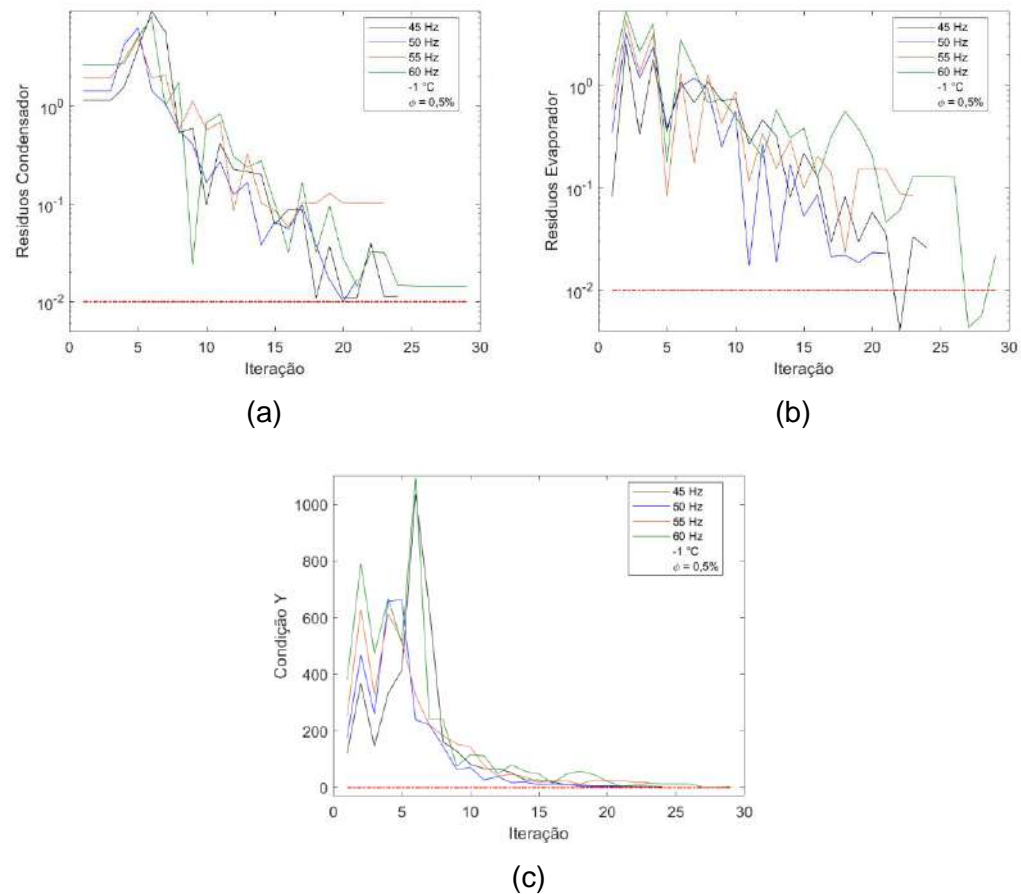


Figura 40: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -1 °C.

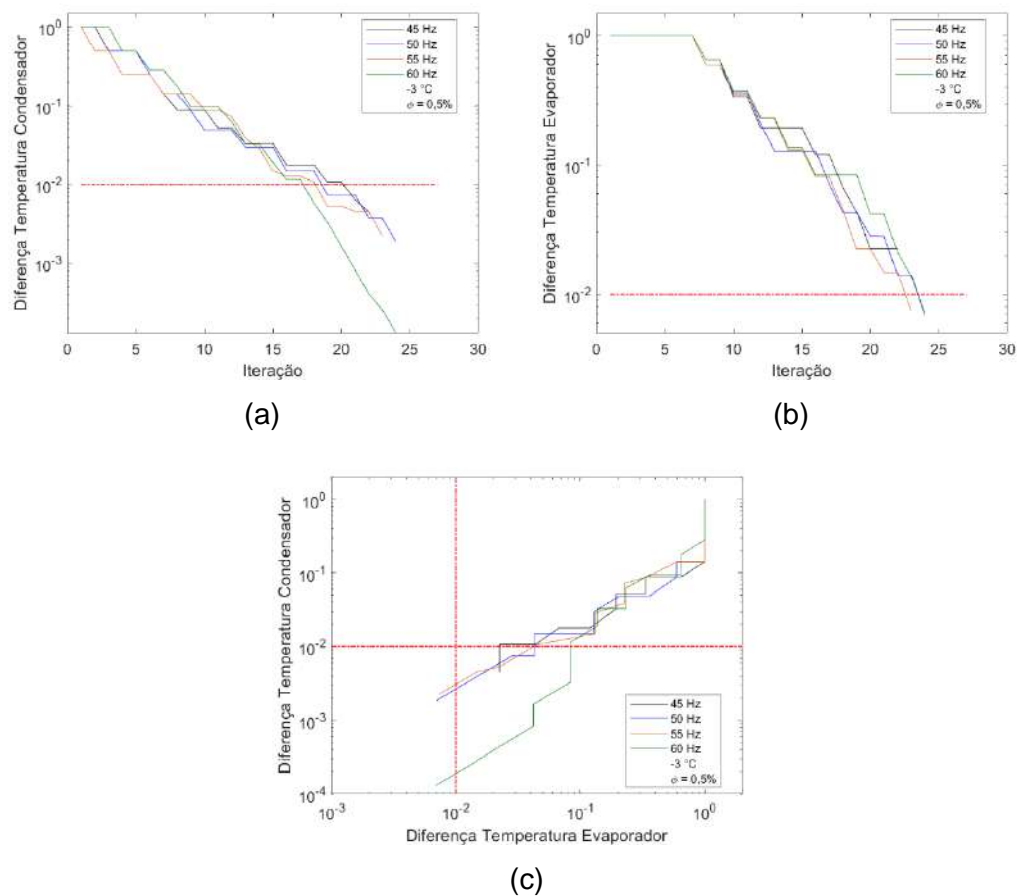


Figura 41: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -3 °C.

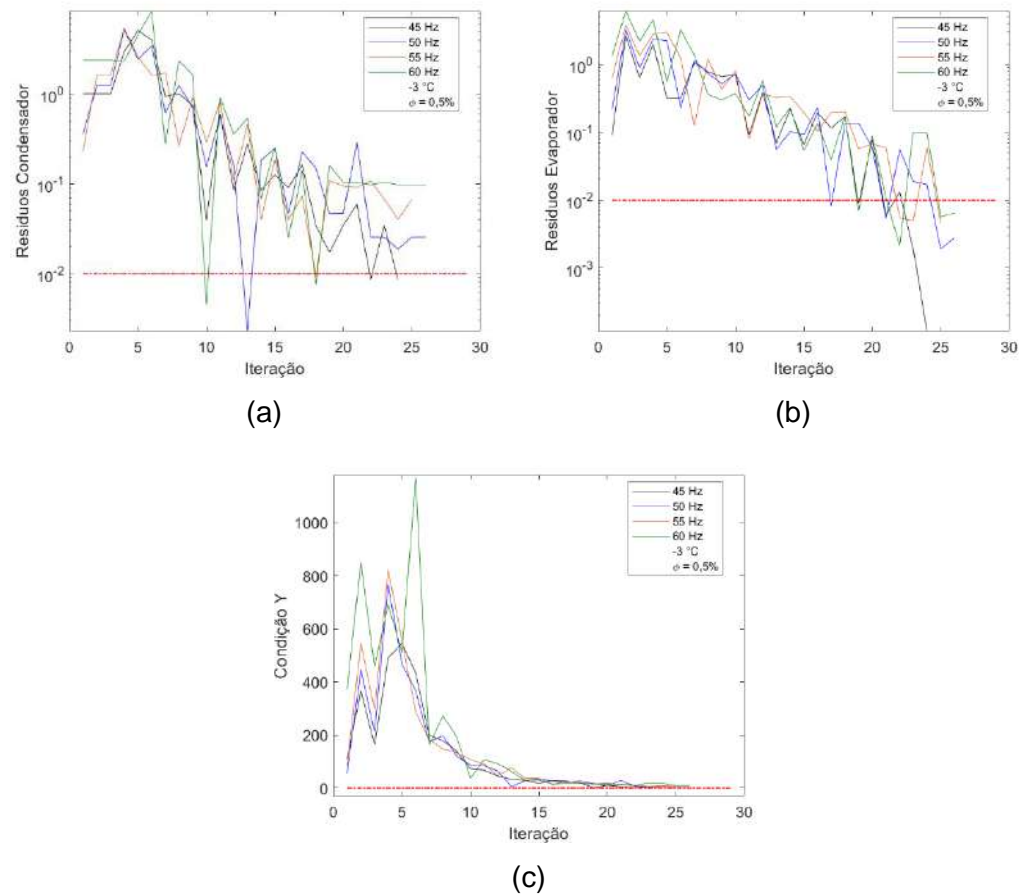


Figura 42: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -3 °C.

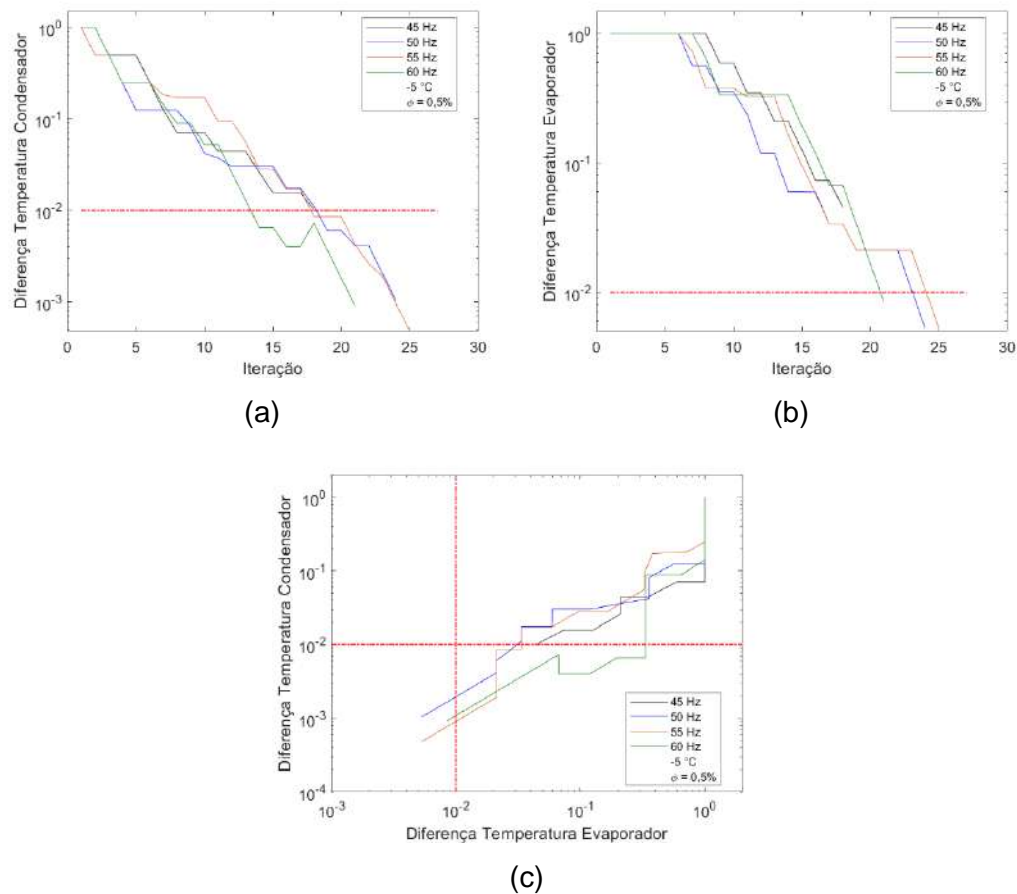


Figura 43: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas.

Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -5 °C

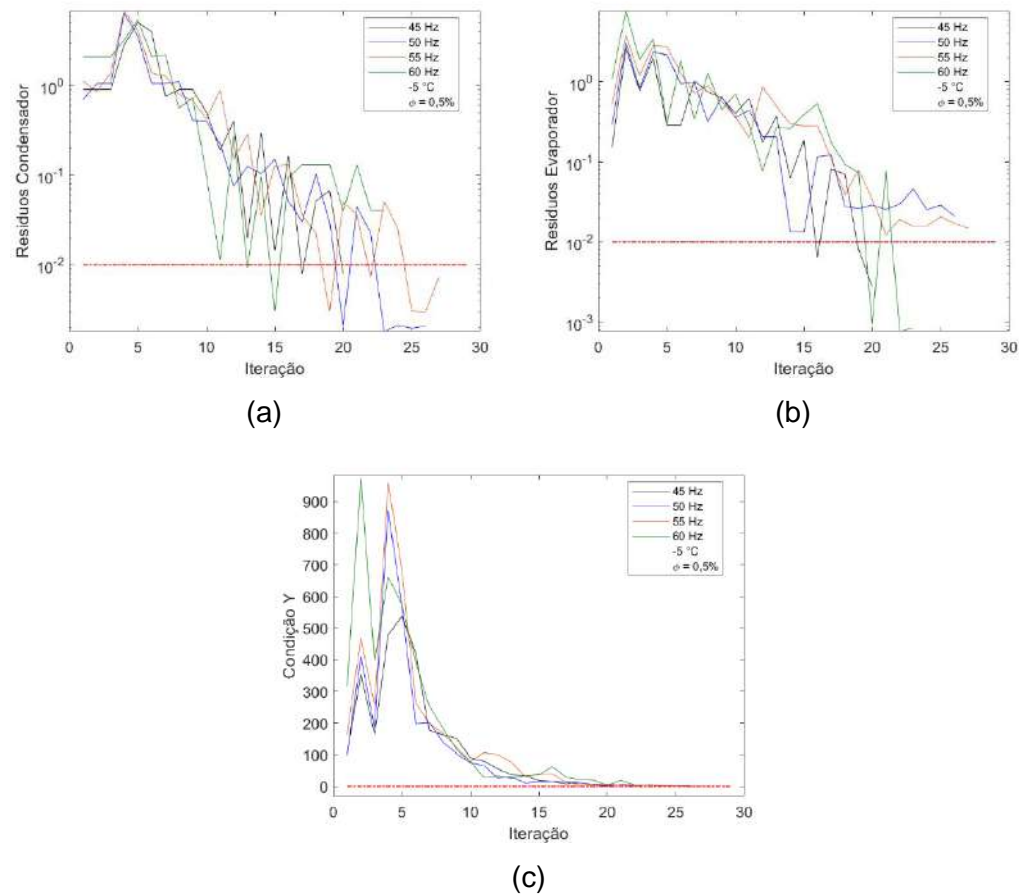


Figura 44: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

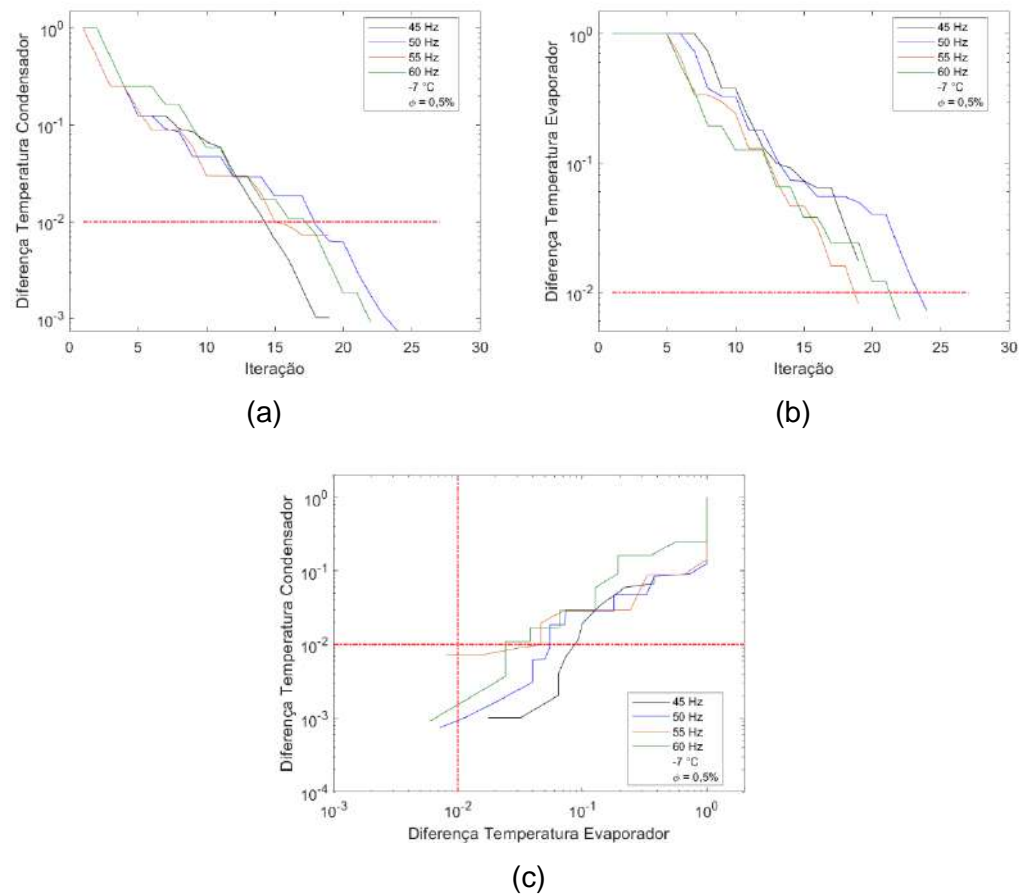


Figura 45: Diferença entre os vértices do triângulo no processo do simplex modificado. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Ambas as temperaturas. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação  $-7^{\circ}\text{C}$ .



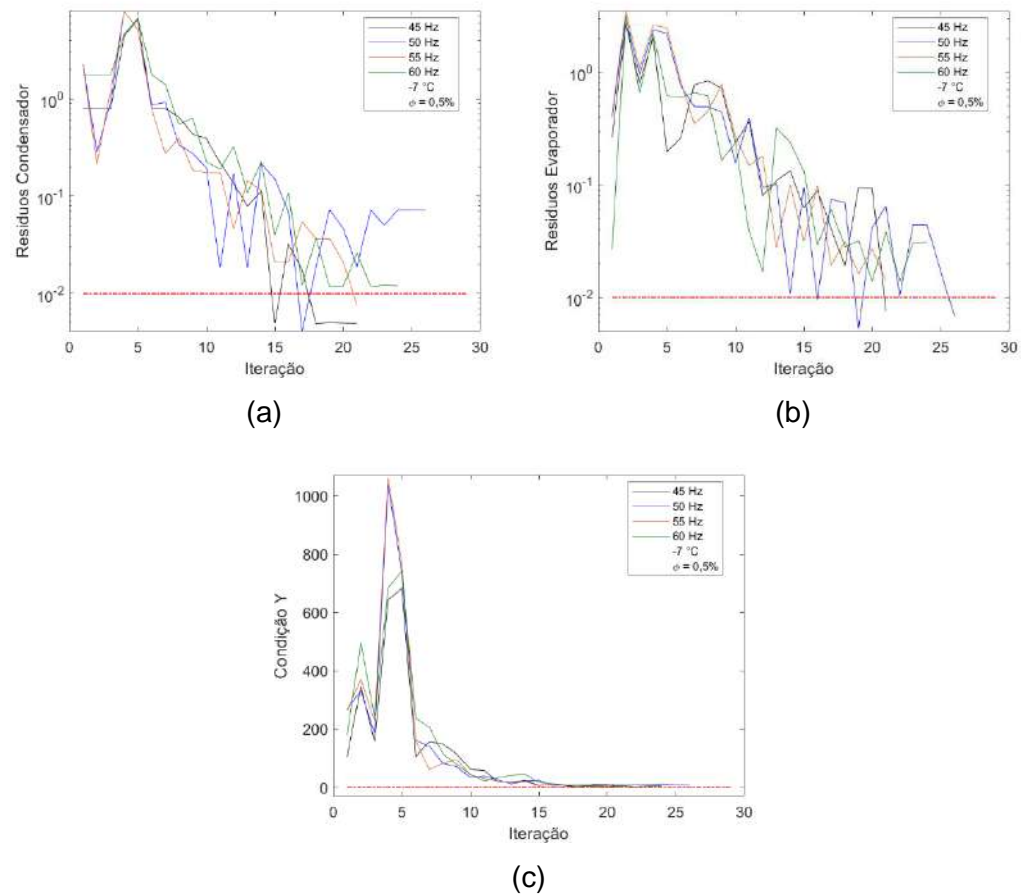


Figura 46: Resposta dos resíduos dos trocadores de calor. (a) Condensador. (b) Evaporador. (c) Condição estabelecida. Concentração 0,5%, Temperatura de evaporação -7 °C.

## J. Impacto das nanopartículas

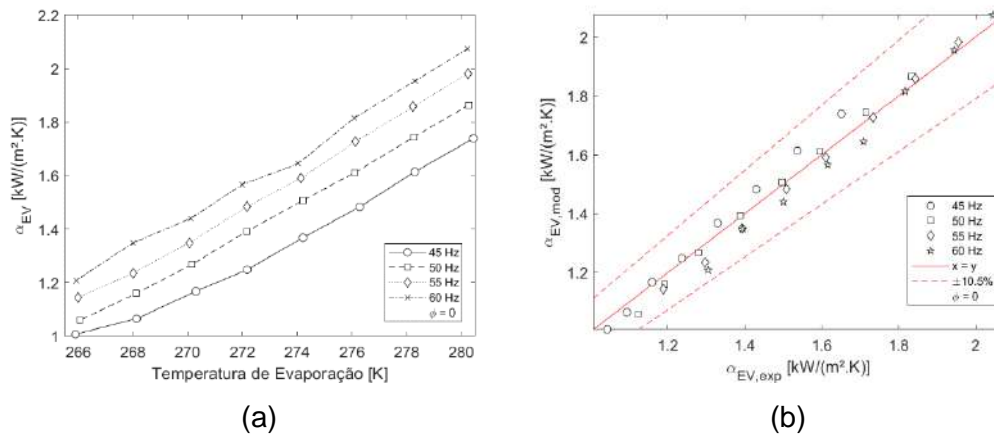


Figura 1: Resultado para coeficiente de evaporação ( $\alpha_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

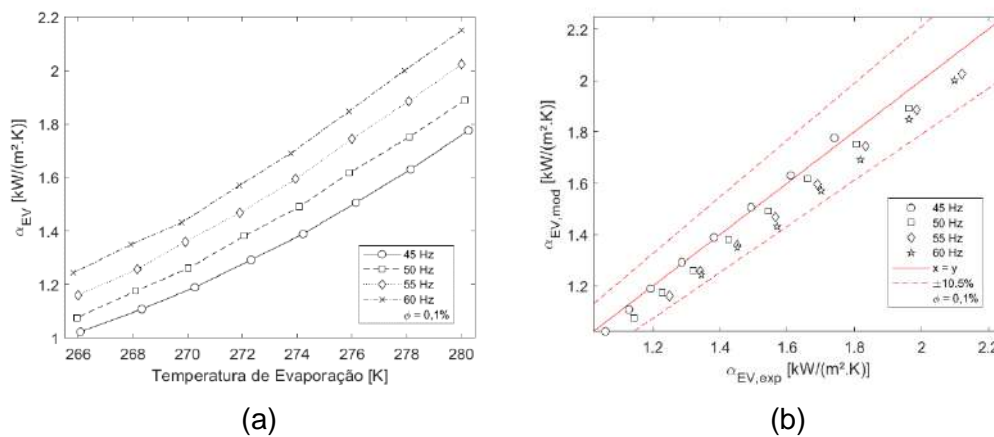
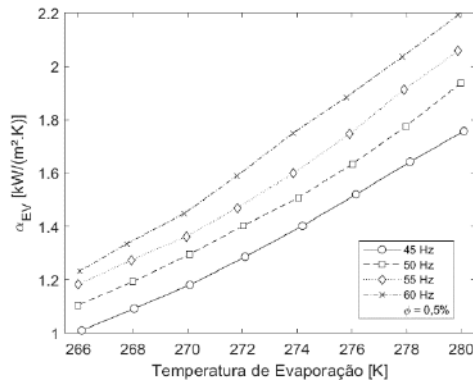
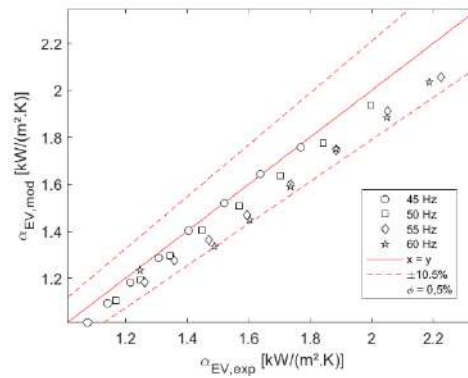


Figura 2: Resultado para coeficiente de evaporação ( $\alpha_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

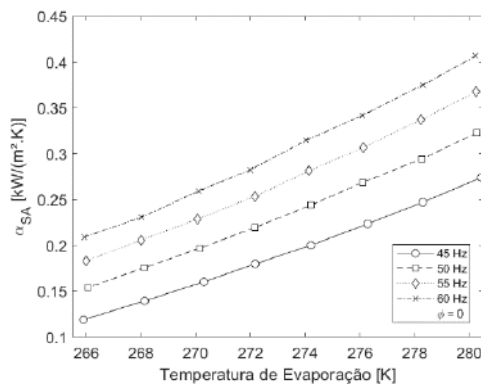


(a)

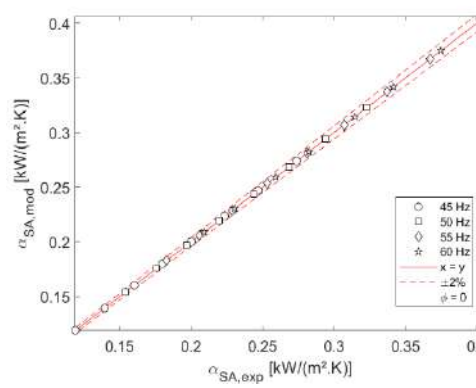


(b)

Figura 3: Resultado para coeficiente de evaporação ( $\alpha_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

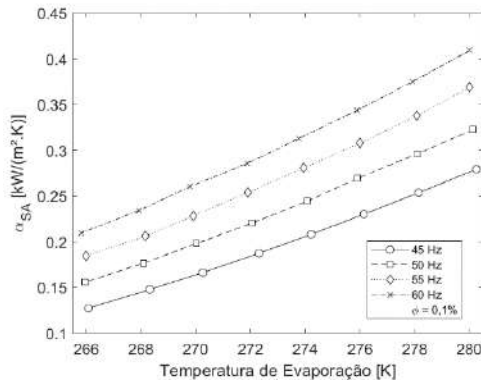


(a)

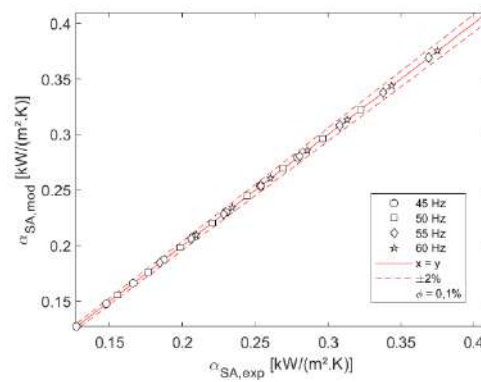


(b)

Figura 4: Resultado para coeficiente de superaquecimento ( $\alpha_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

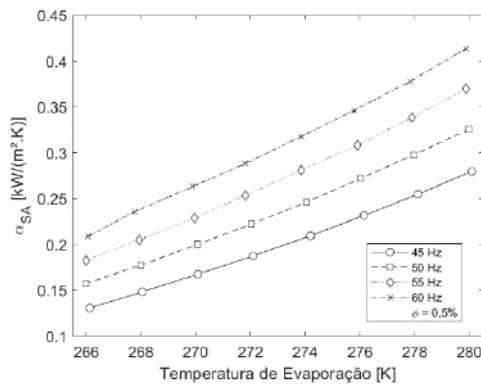


(a)

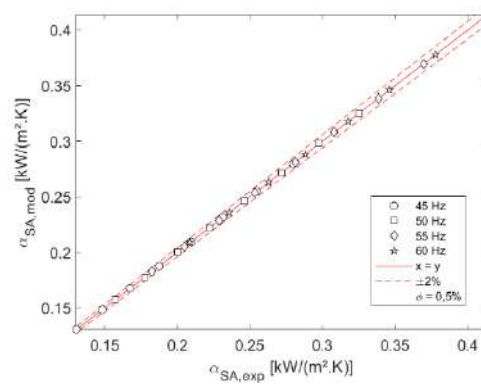


(b)

Figura 5: Resultado para coeficiente de troca de calor de superaquecimento ( $\alpha_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

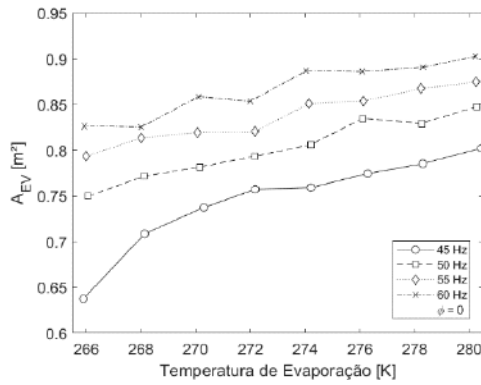


(a)

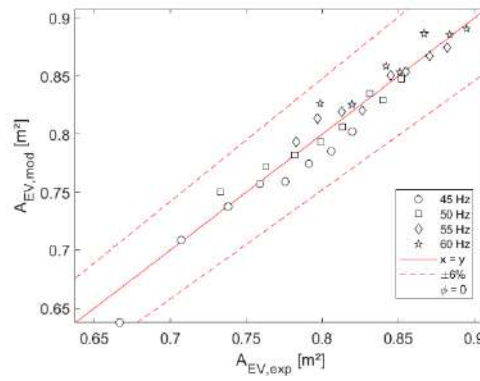


(b)

Figura 6: Resultado para coeficiente de superaquecimento ( $\alpha_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

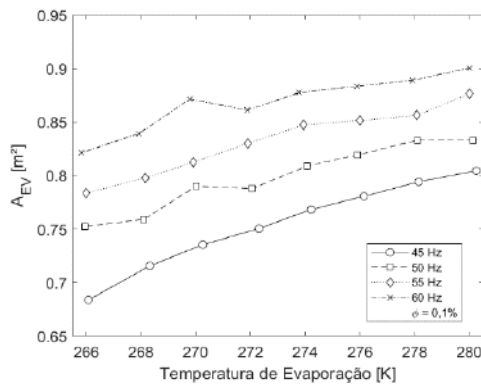


(a)

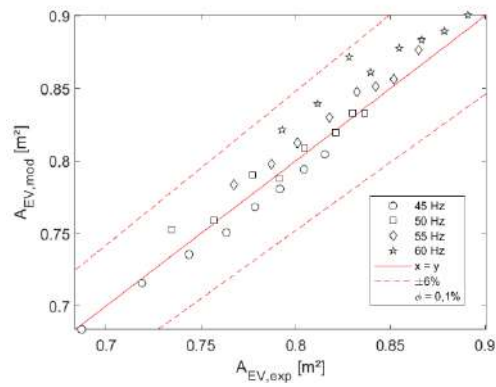


(b)

Figura 7: Resultado para área de evaporação ( $A_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

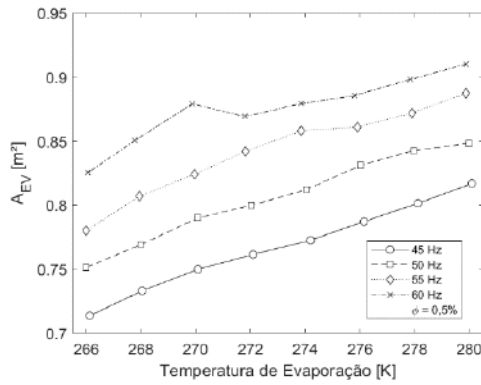


(a)

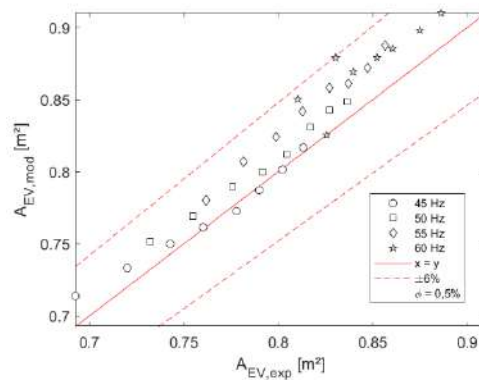


(b)

Figura 8: Resultado para área de evaporação ( $A_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

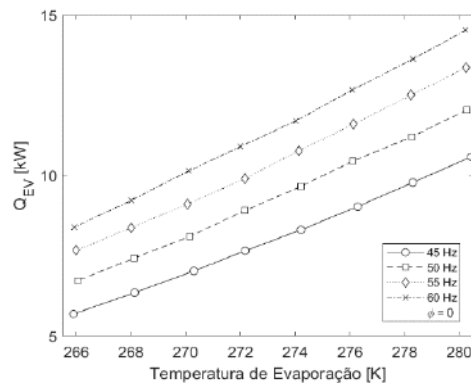


(a)

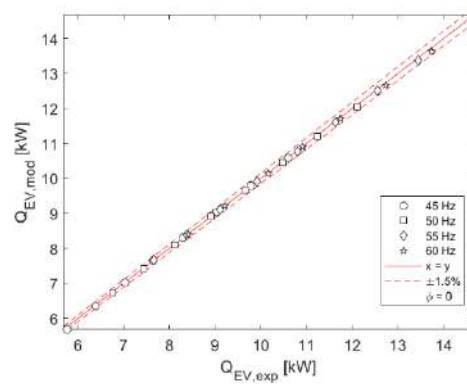


(b)

Figura 9: Resultado para área de evaporação ( $A_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



(a)



(b)

Figura 10: Resultado para taxa de transferência de calor de evaporação ( $\dot{Q}_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

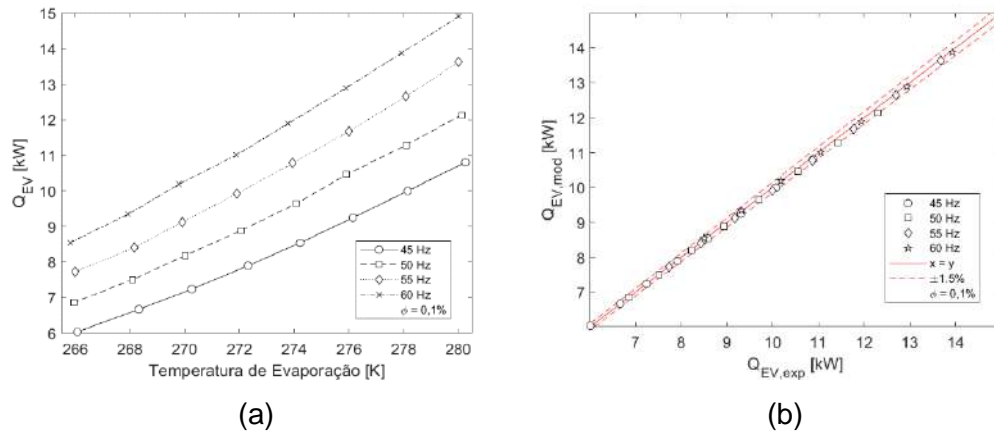


Figura 11: Resultado para taxa de transferência de calor de evaporação ( $\dot{Q}_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

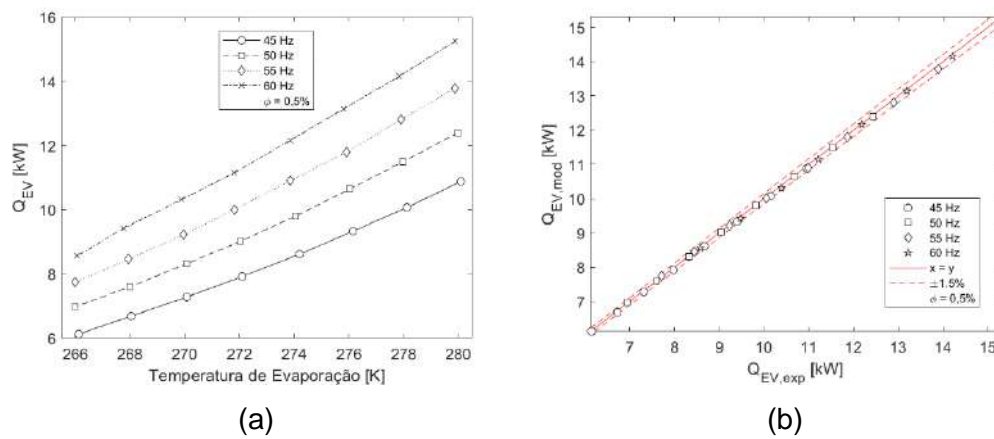


Figura 12: Resultado para taxa de transferência de calor de evaporação ( $\dot{Q}_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

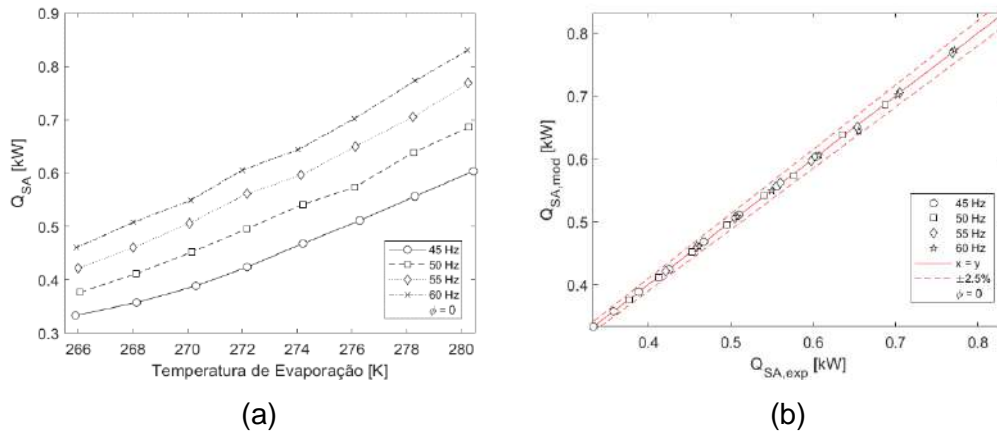


Figura 13: Resultado para taxa de transferência de calor de superaquecimento ( $\dot{Q}_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

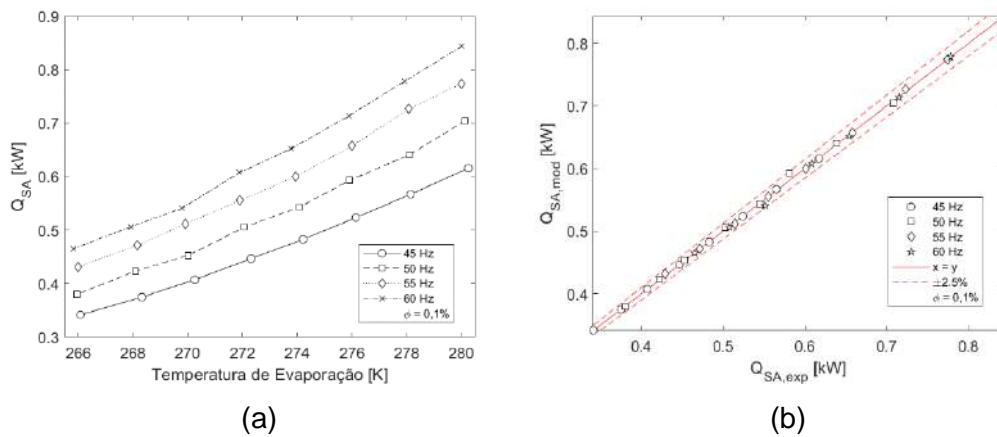


Figura 14: Resultado para taxa de transferência de calor de superaquecimento ( $\dot{Q}_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



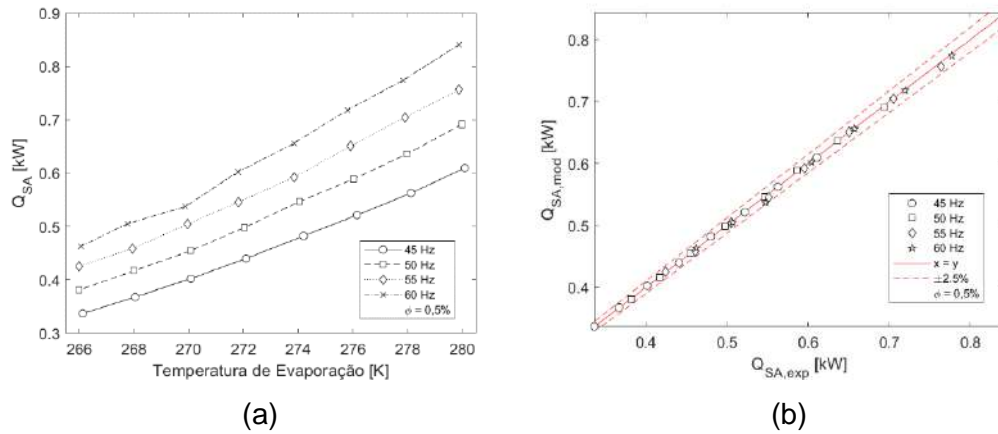


Figura 15: Resultado para taxa de transferência de calor de superaquecimento ( $\dot{Q}_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

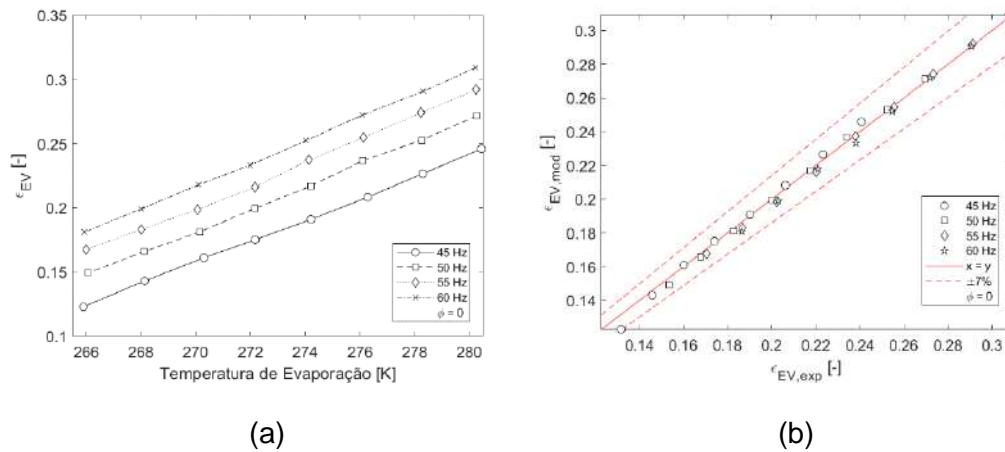


Figura 16: Resultado para efetividade de evaporação ( $\epsilon_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

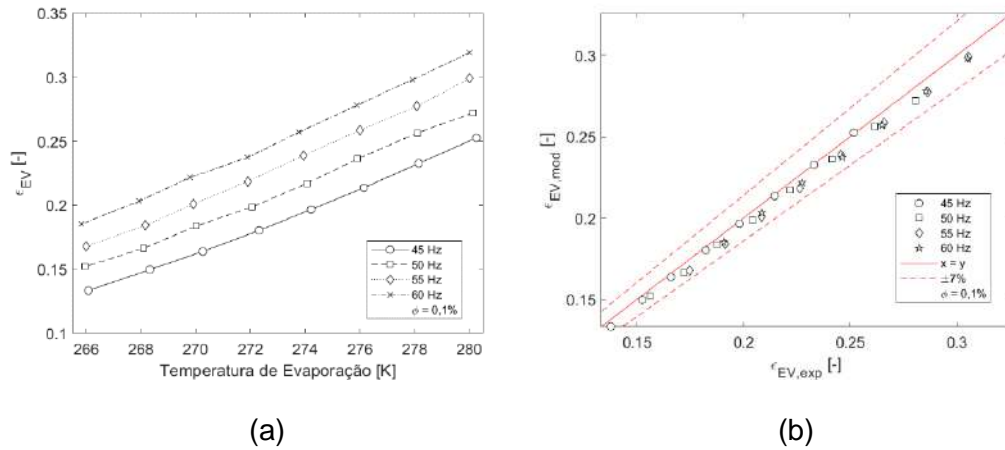


Figura 17: Resultado para efetividade de evaporação ( $\epsilon_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

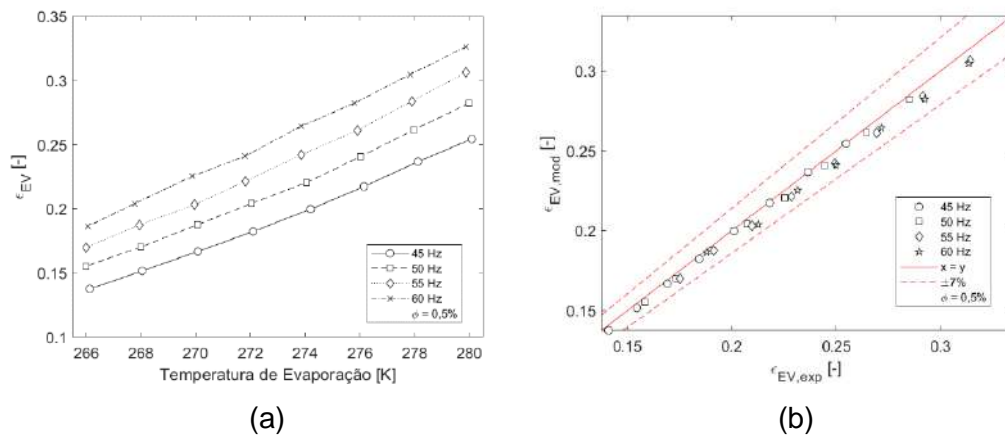
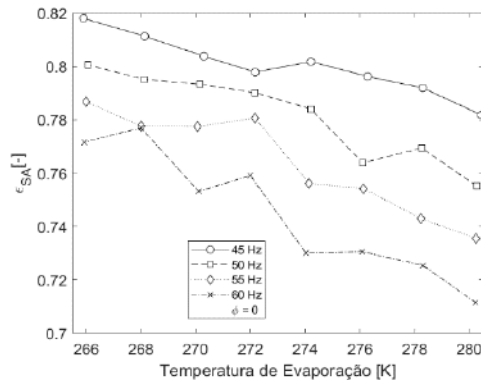
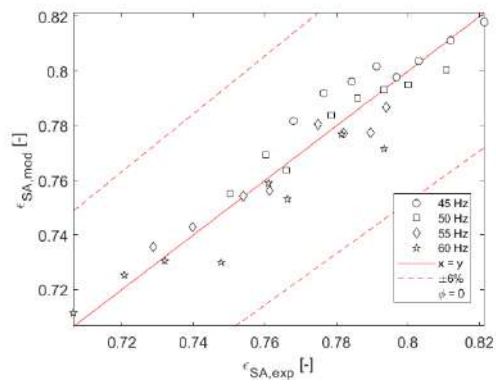


Figura 18: Resultado para efetividade de evaporação ( $\epsilon_{EV}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

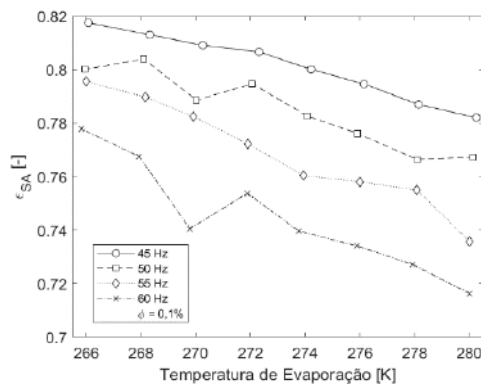


(a)

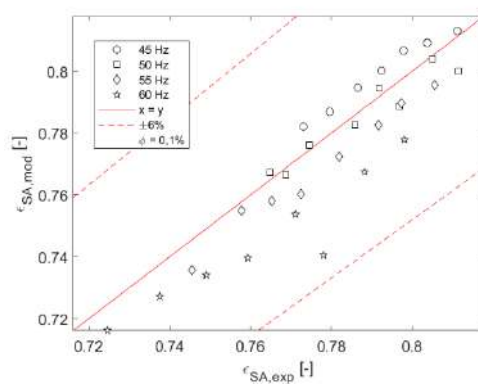


(b)

Figura 19: Resultado para efetividade de superaquecimento ( $\epsilon_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



(a)



(b)

Figura 20: Resultado para efetividade de superaquecimento ( $\epsilon_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

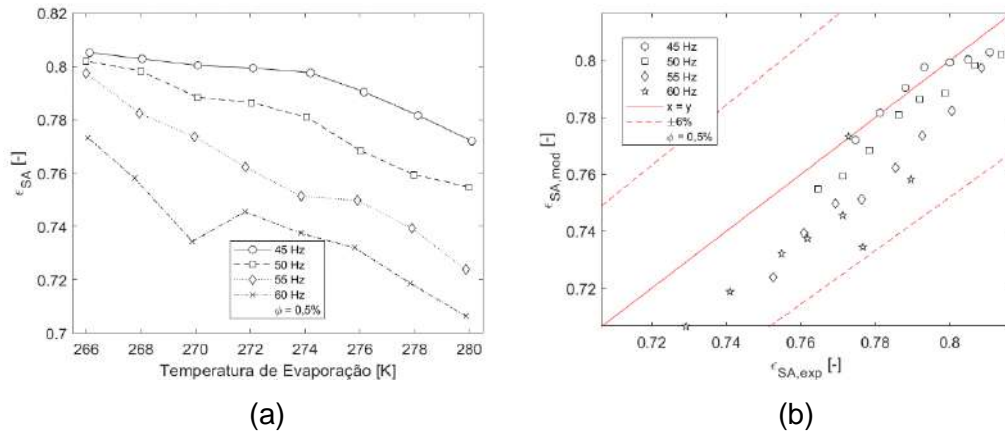


Figura 21: Resultado para efetividade de superaquecimento ( $\epsilon_{SA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

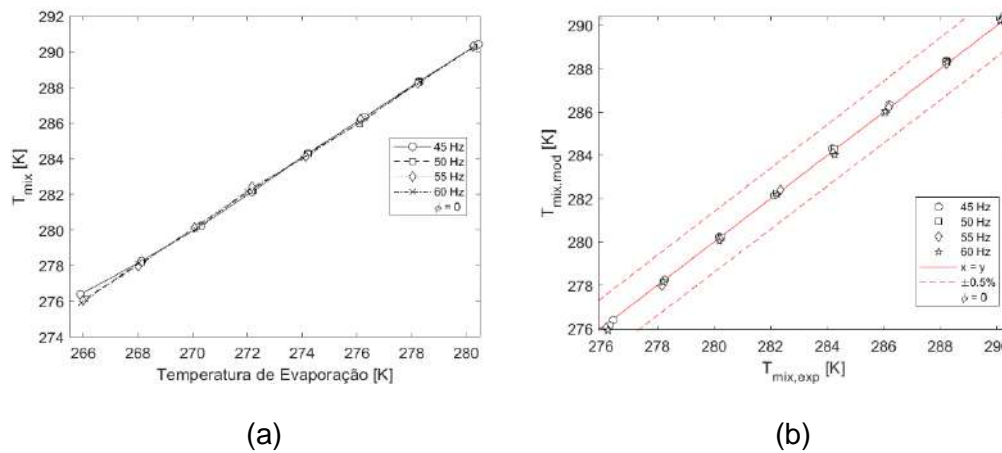
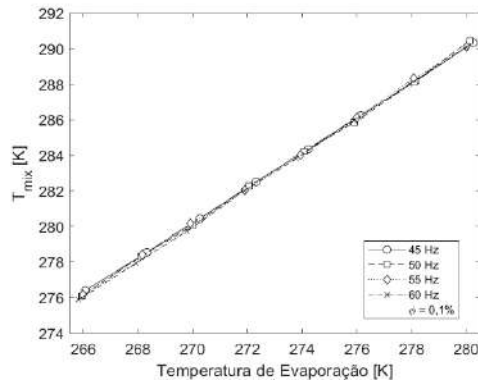
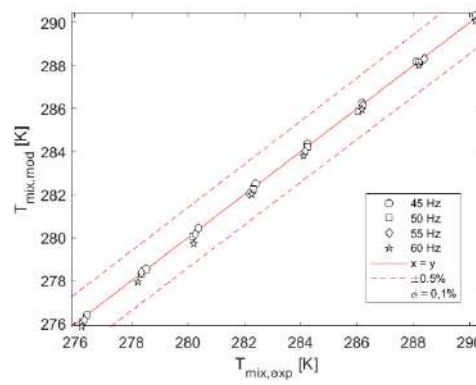


Figura 22: Resultado para temperatura de saída da mistura do evaporador ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

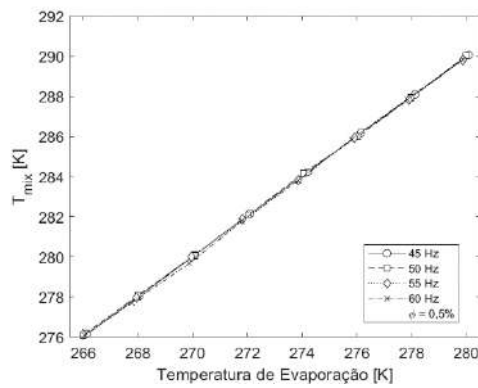


(a)

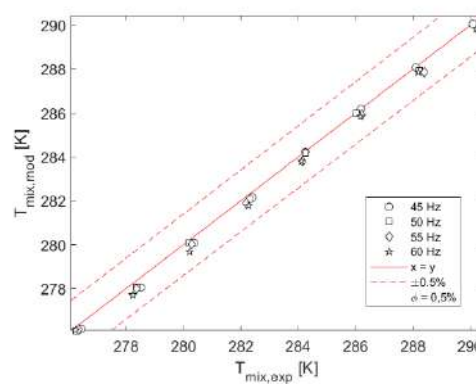


(b)

Figura 23: Resultado para temperatura de saída da mistura do evaporador ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

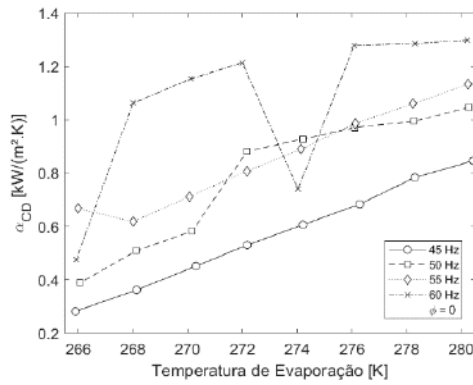


(a)

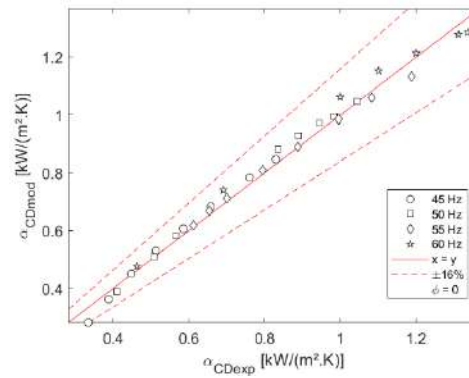


(b)

Figura 24: Resultado para temperatura de saída da mistura do evaporador ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

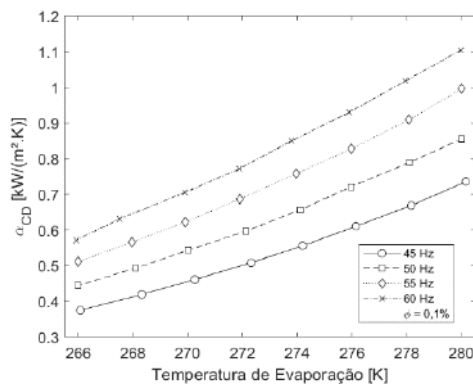


(a)

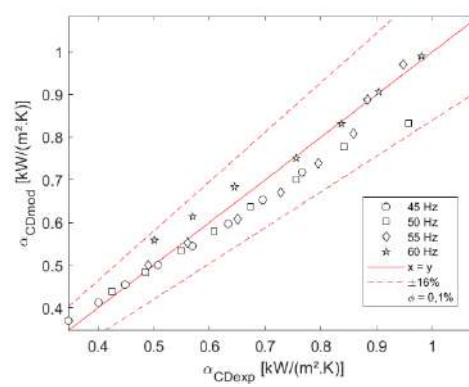


(b)

Figura 25: Resultado para o coeficiente de troca de calor de condensação ( $\alpha_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

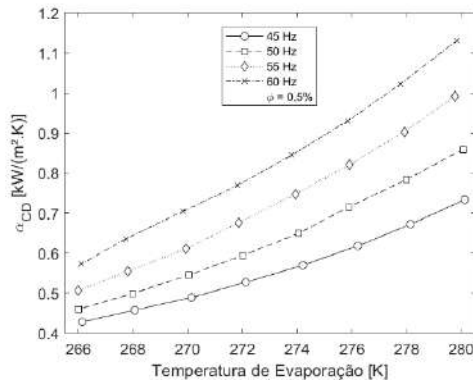


(a)

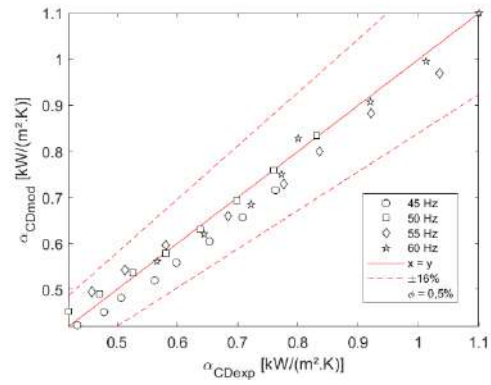


(b)

Figura 26: Resultado para o coeficiente de troca de calor de condensação ( $\alpha_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

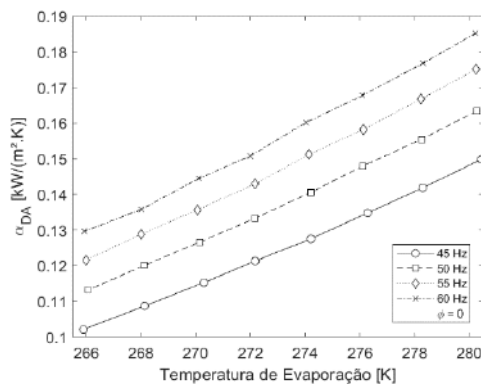


(a)

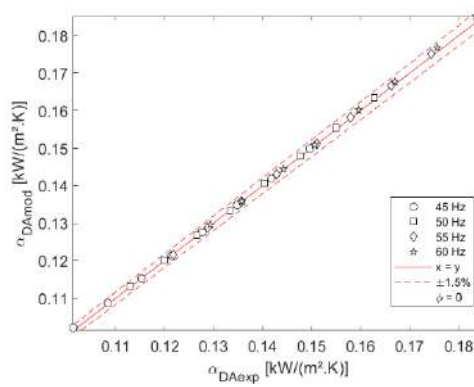


(b)

Figura 27: Resultado para o coeficiente de troca de calor de condensação ( $\alpha_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

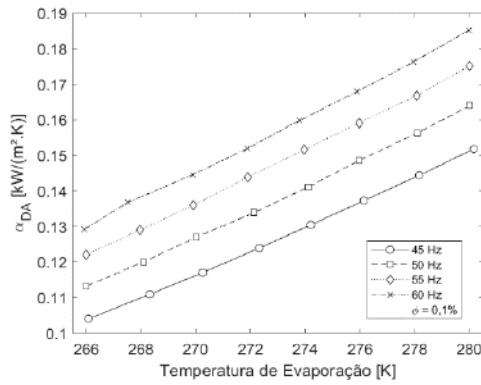


(a)

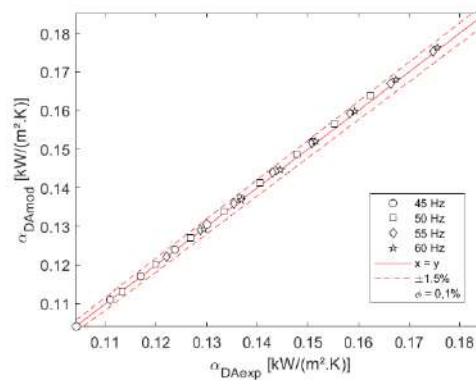


(b)

Figura 28: Resultado para o coeficiente de troca de calor de desuperaquecimento ( $\alpha_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



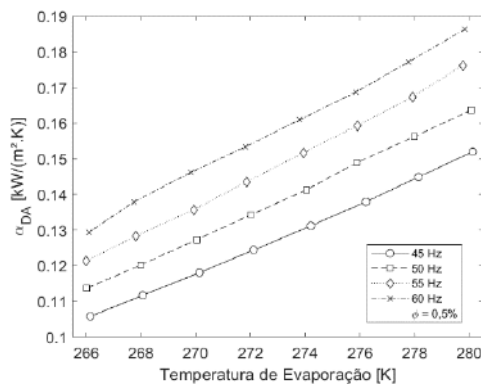
(a)



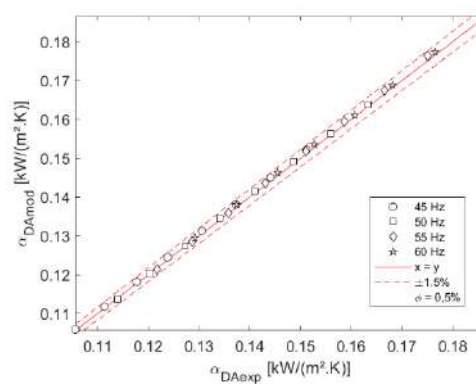
(b)

Figura 29: Resultado para o coeficiente de troca de calor de desuperaquecimento ( $\alpha_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%.

(a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



(a)

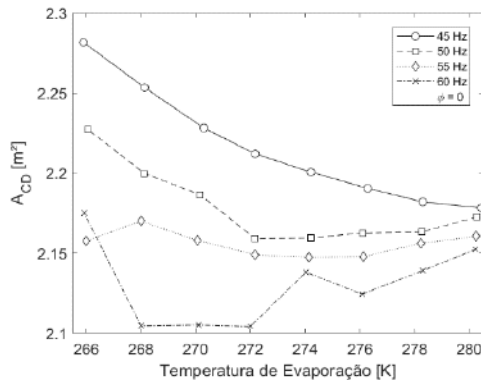


(b)

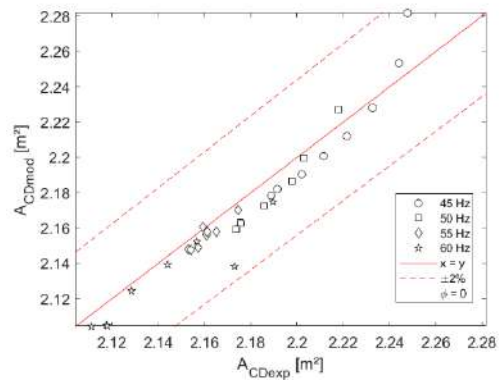
Figura 30: Resultado para o coeficiente de troca de calor de desuperaquecimento ( $\alpha_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%.

(a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



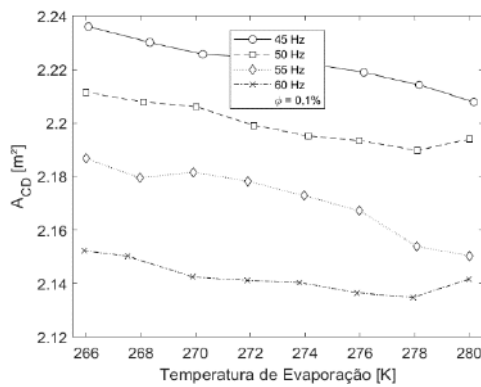


(a)

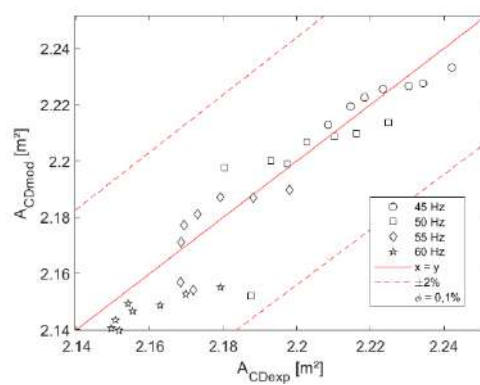


(b)

Figura 31: Resultado para a área de condensação ( $A_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

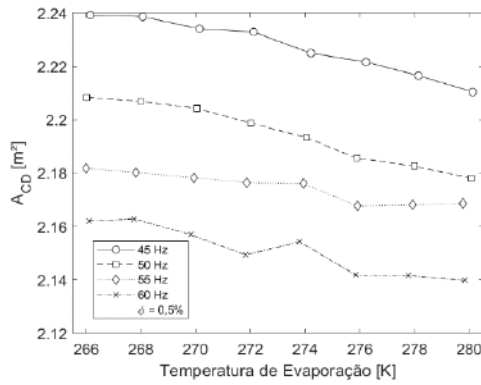


(a)

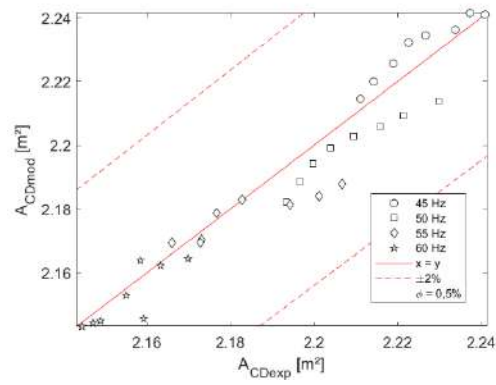


(b)

Figura 32: Resultado para a área condensação ( $A_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

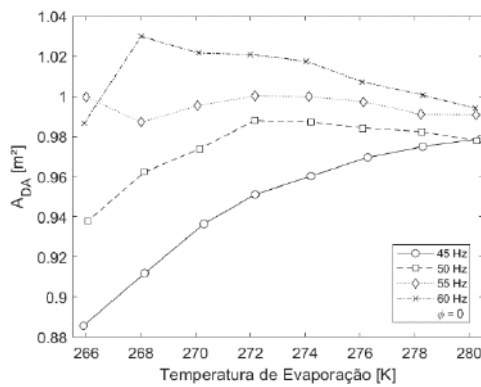


(a)

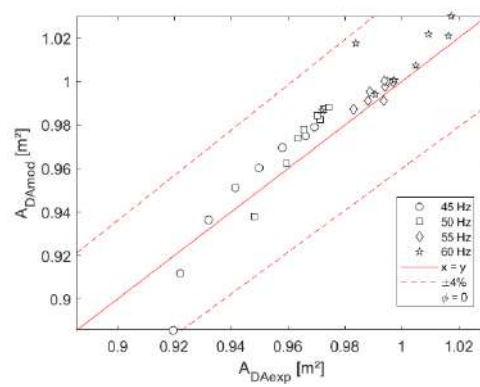


(b)

Figura 33: Resultado para a área condensação ( $A_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

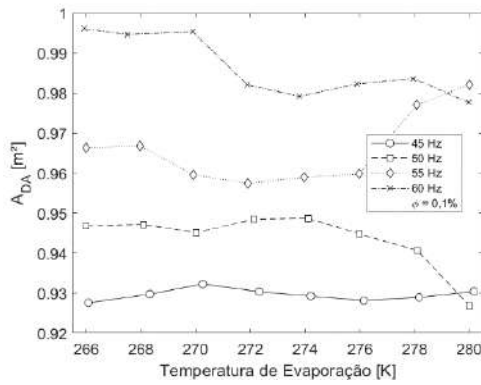


(a)

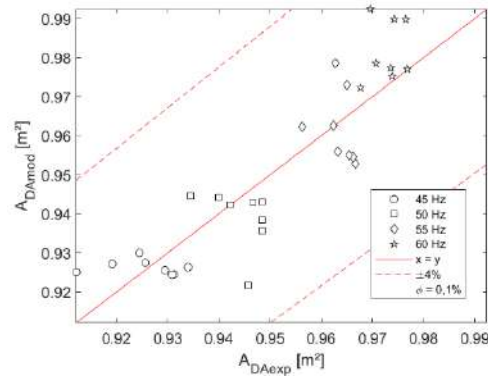


(b)

Figura 34: Resultado para a área de desuperaquecimento ( $A_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

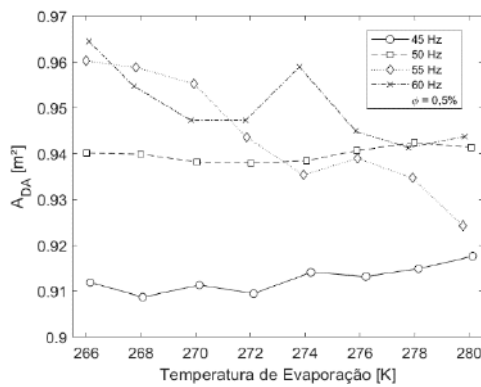


(a)

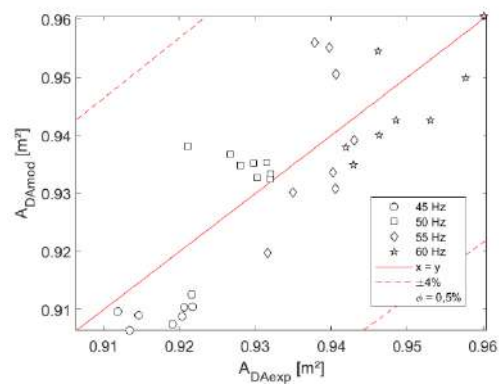


(b)

Figura 35: Resultado para a área de desuperaquecimento ( $A_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

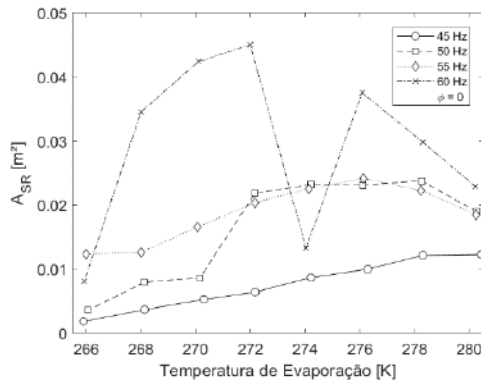


(a)

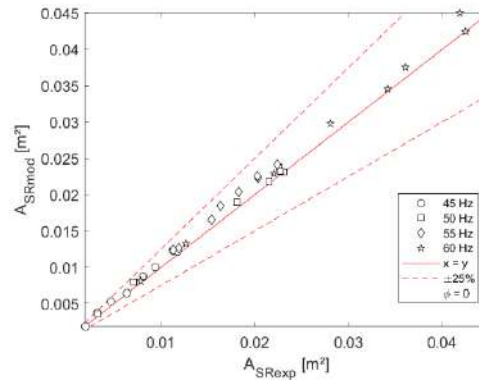


(b)

Figura 36: Resultado para a área de desuperaquecimento ( $A_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

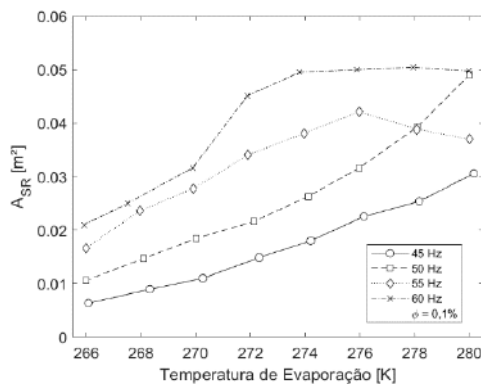


(a)

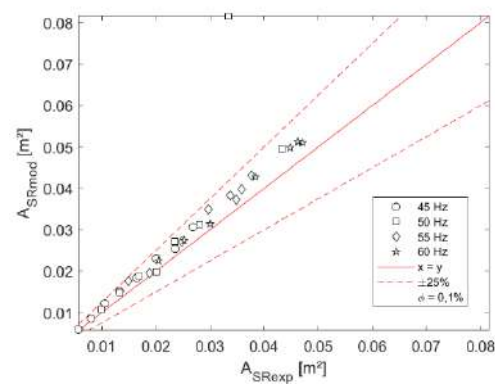


(b)

Figura 37: Resultado para a área de subresfriamento ( $A_{SR}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



(a)



(b)

Figura 38: Resultado para a área de subresfriamento ( $A_{SR}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

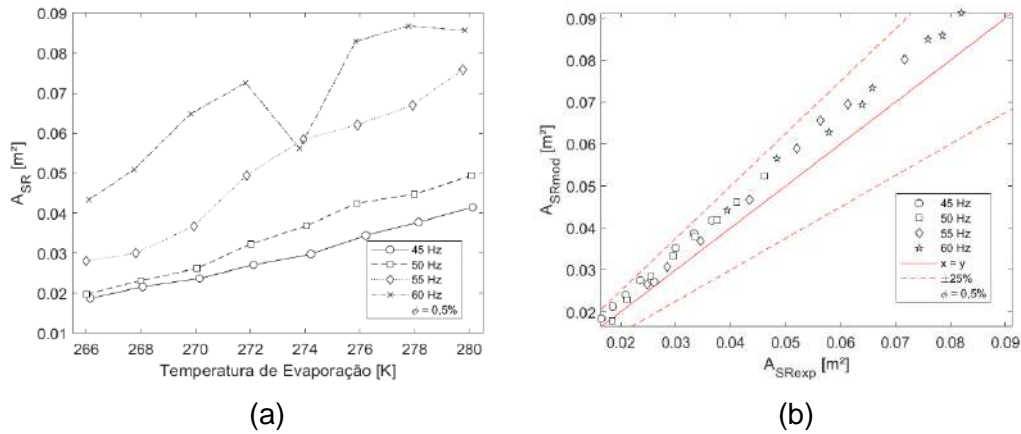


Figura 39: Resultado para a área de subresfriamento ( $A_{SR}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

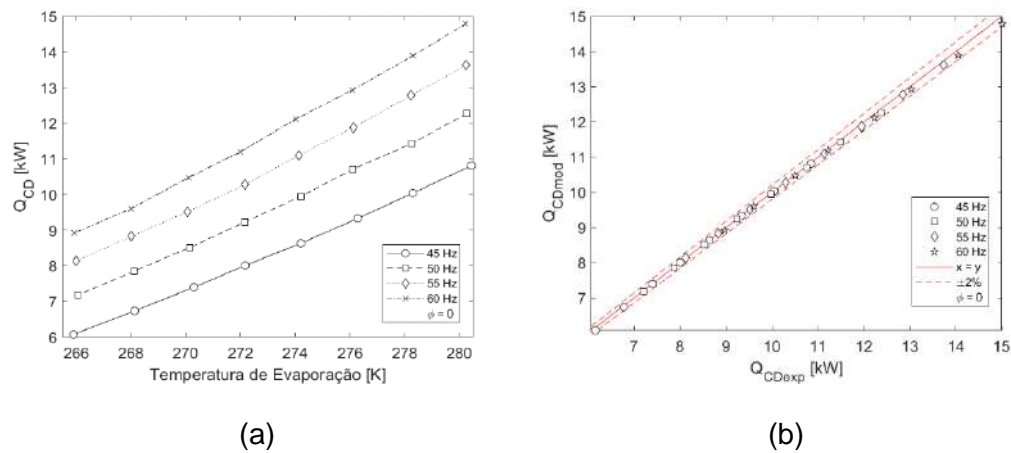
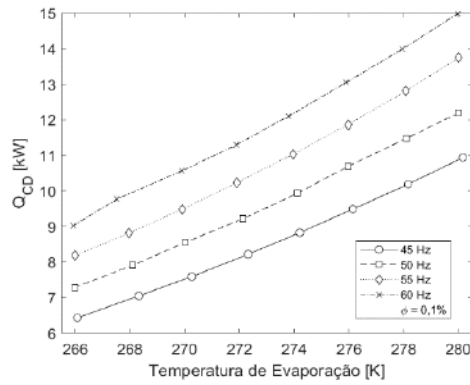
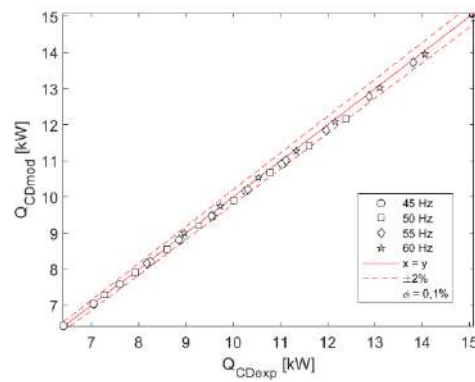


Figura 40: Resultado para a taxa de transferência de calor de condensação ( $Q_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



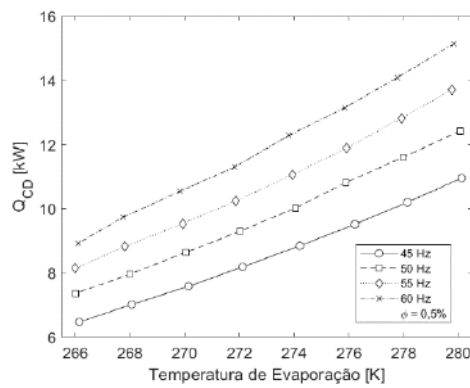
(a)



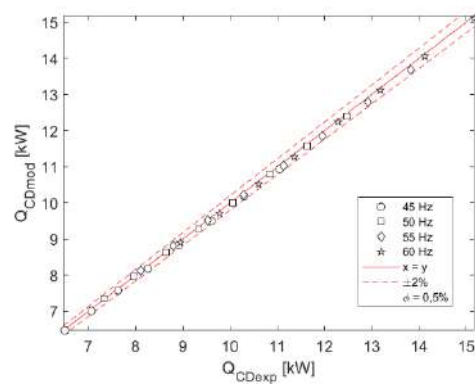
(b)

Figura 41: Resultado para a taxa de transferência de calor de condensação ( $\dot{Q}_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo.

(b) Diferença relativa com valor de projeto.



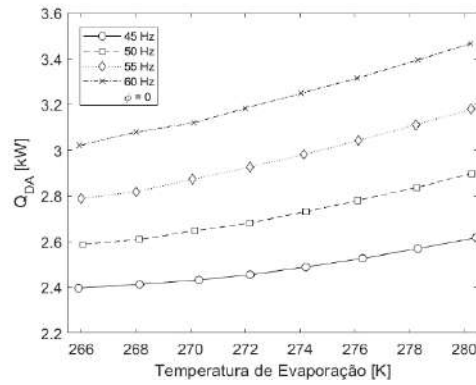
(a)



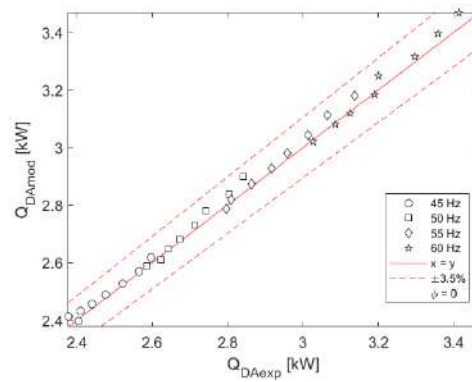
(b)

Figura 42: Resultado para a taxa de transferência de calor de condensação ( $\dot{Q}_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo.

(b) Diferença relativa com valor de projeto.

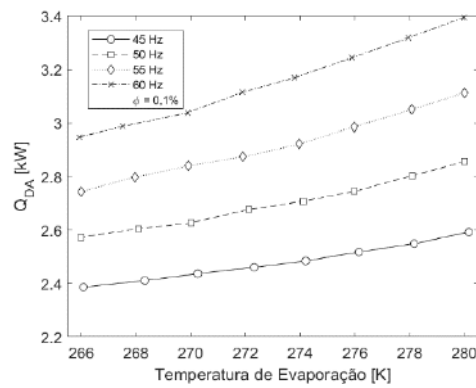


(a)

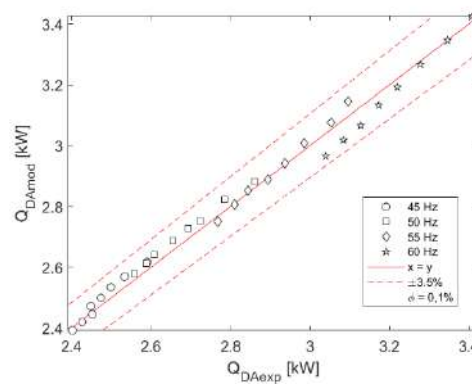


(b)

Figura 43: Resultado para a taxa de transferência de calor de superaquecimento ( $\dot{Q}_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

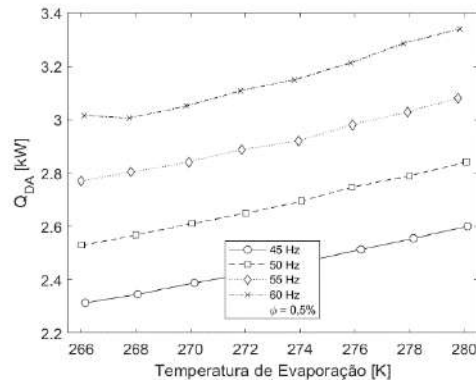


(a)

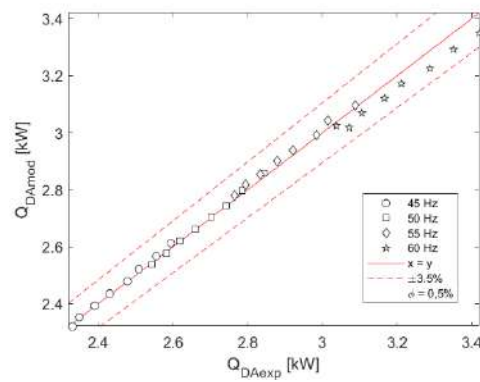


(b)

Figura 44: Resultado para a taxa de transferência de calor de superaquecimento ( $\dot{Q}_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



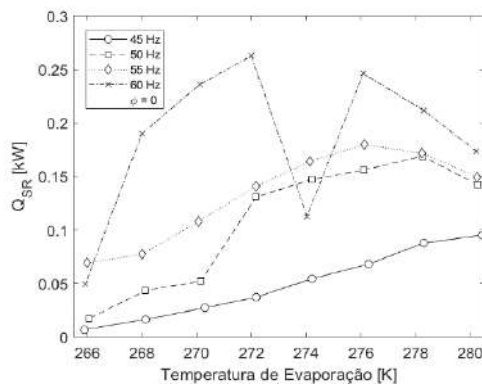
(a)



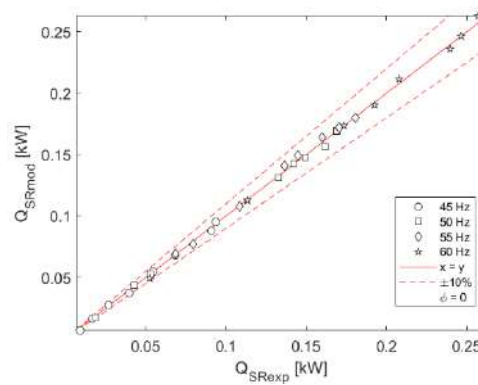
(b)

Figura 45: Resultado para a taxa de transferência de calor de desuperaquecimento ( $\dot{Q}_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%.

(a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



(a)

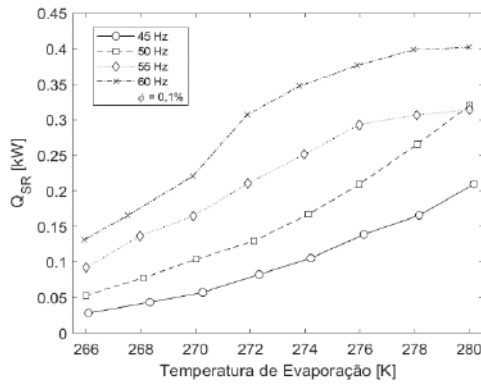


(b)

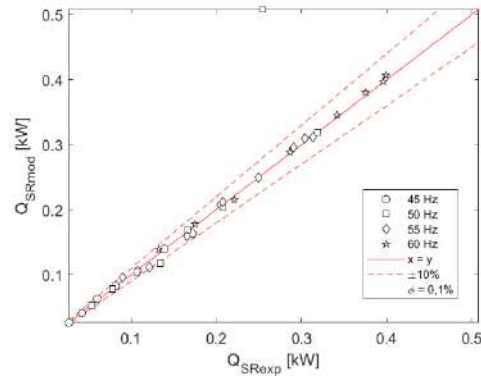
Figura 46: Resultado para a taxa de transferência de calor de subresfriamento ( $\dot{Q}_{SR}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b)

Diferença relativa com valor de projeto.





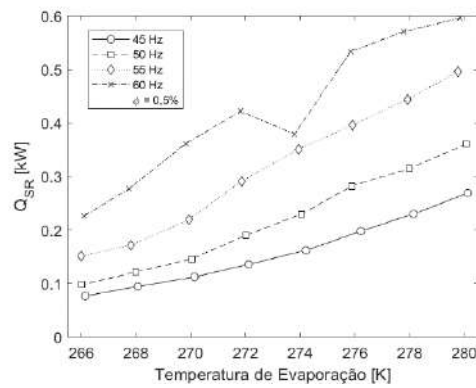
(a)



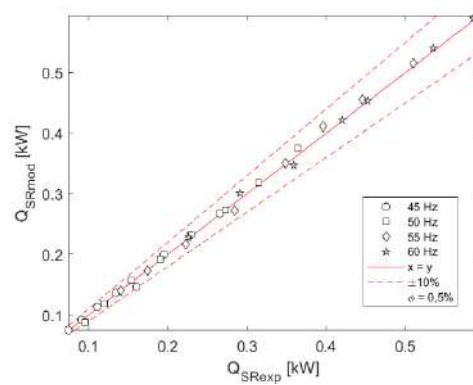
(b)

Figura 47: Resultado para a taxa de transferência de calor de subresfriamento ( $\dot{Q}_{SR}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1. (a) Valores do modelo.

(b) Diferença relativa com valor de projeto.



(a)



(b)

Figura 48: Resultado para a taxa de transferência de calor de subresfriamento ( $\dot{Q}_{SR}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo.

(b) Diferença relativa com valor de projeto.

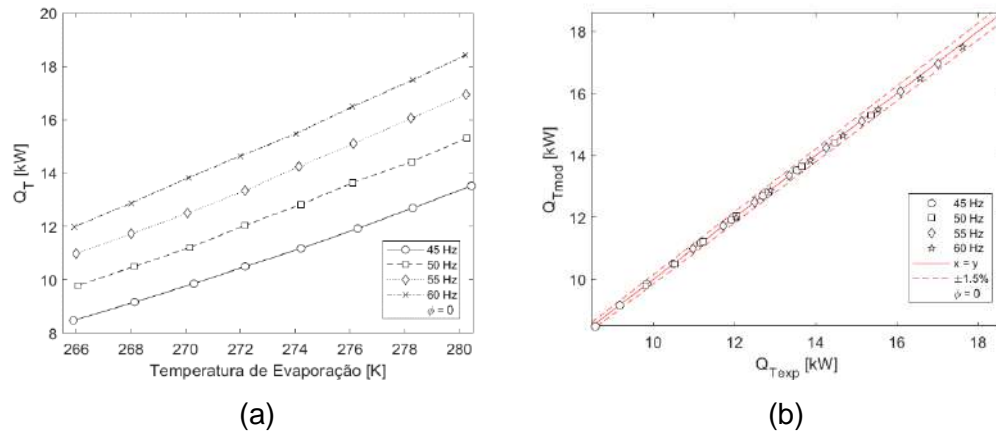


Figura 49: Resultado para a taxa de transferência de calor integral ( $\dot{Q}_T$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

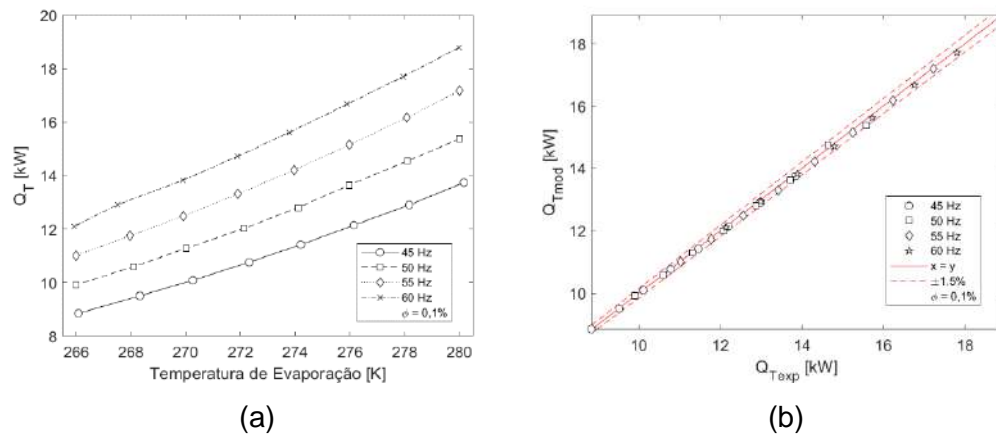


Figura 50: Resultado para a taxa de transferência de calor integral ( $\dot{Q}_T$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1 (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

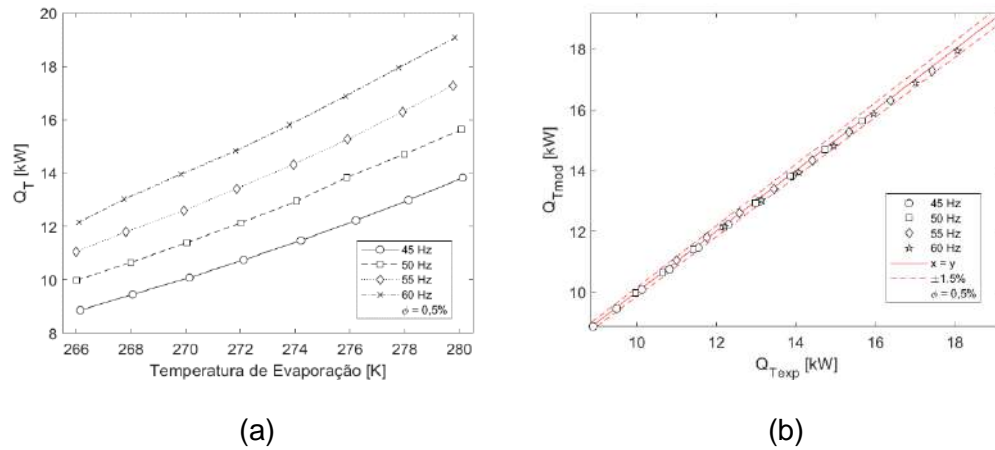


Figura 51: Resultado para a taxa de transferência de integral ( $\dot{Q}_T$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

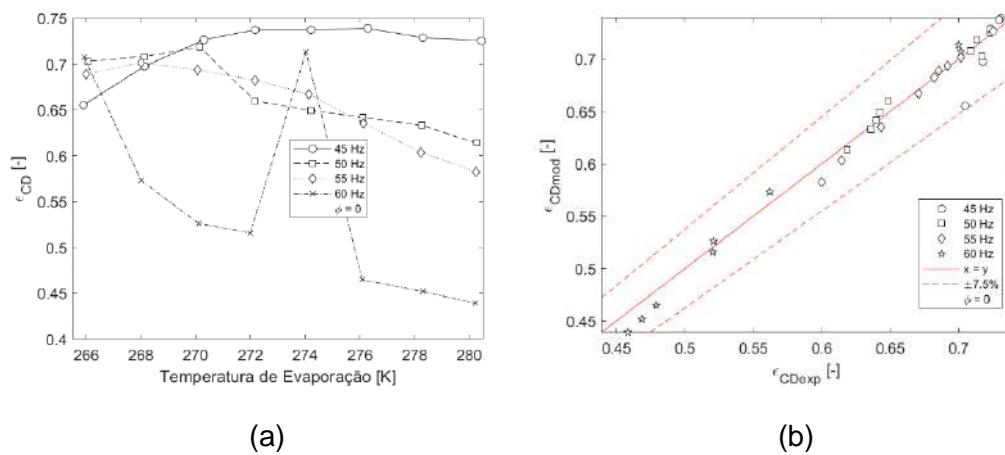
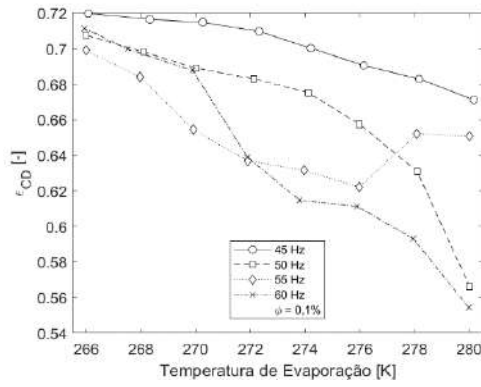
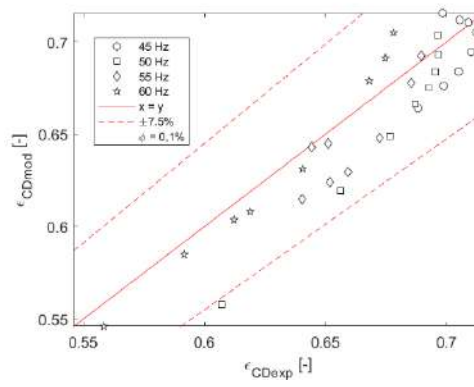


Figura 52: Resultado para a efetividade de condensação ( $\epsilon_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

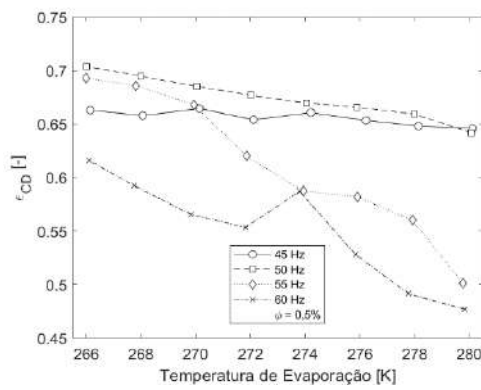


(a)

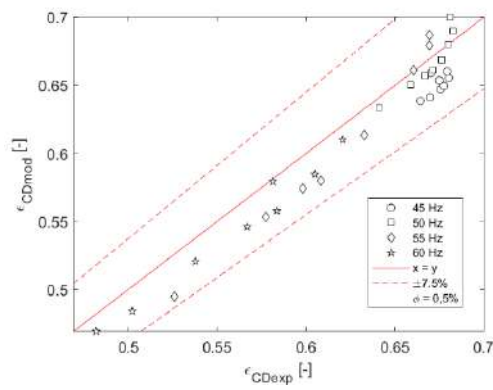


(b)

Figura 53: Resultado para a efetividade de condensação ( $\epsilon_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1 (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

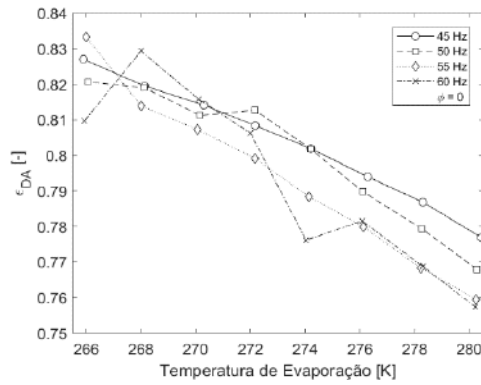


(a)

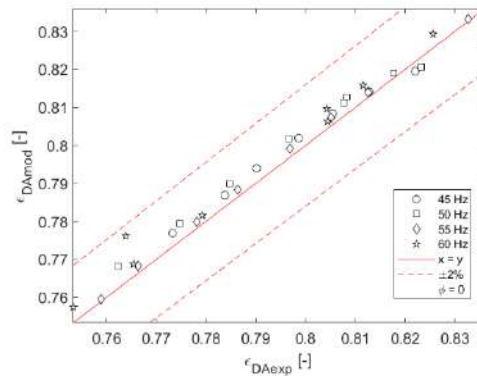


(b)

Figura 54: Resultado para a efetividade de condensação ( $\epsilon_{CD}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

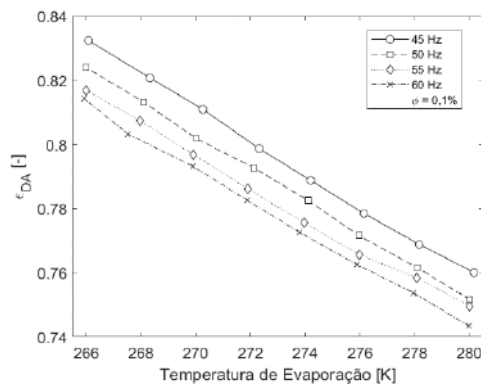


(a)

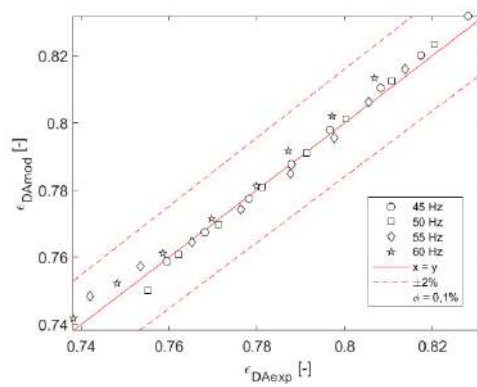


(b)

Figura 55: Resultado para a efetividade de desuperaquecimento ( $\epsilon_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

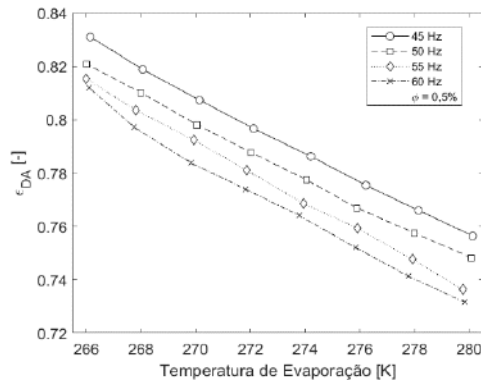


(a)

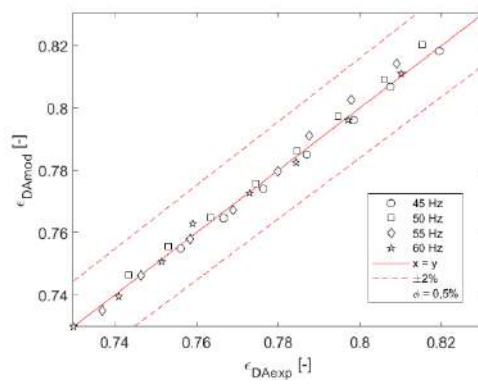


(b)

Figura 56: Resultado para a efetividade de desuperaquecimento ( $\epsilon_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

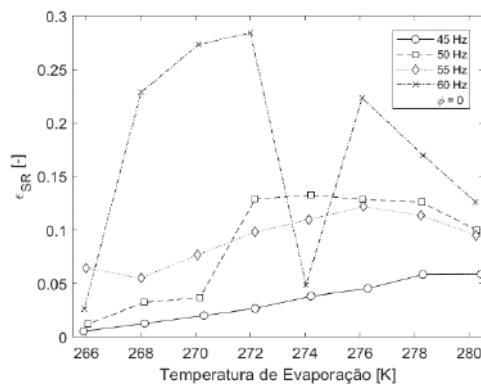


(a)

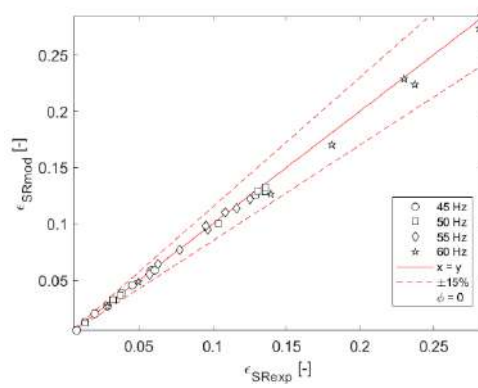


(b)

Figura 57: Resultado para a efetividade de desuperaquecimento ( $\epsilon_{DA}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5(a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

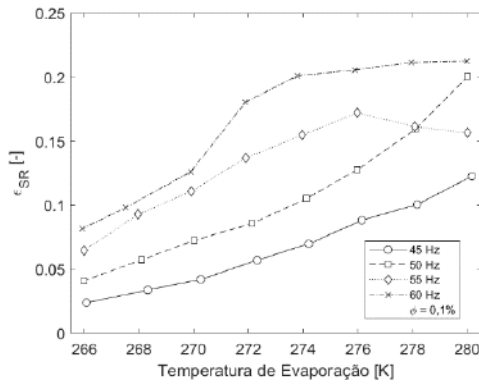


(a)

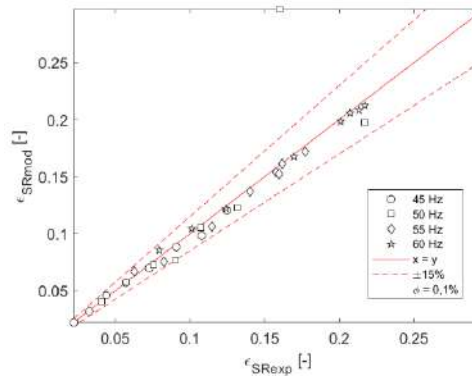


(b)

Figura 58: Resultado para a efetividade de subresfriamento ( $\epsilon_{SR}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

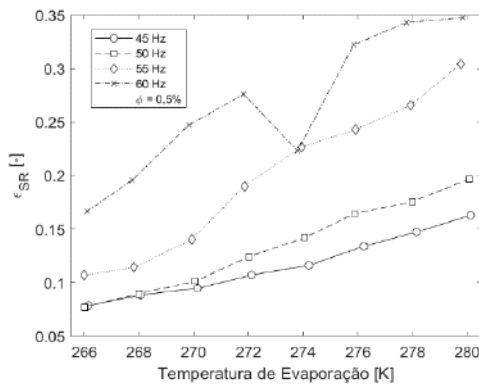


(a)

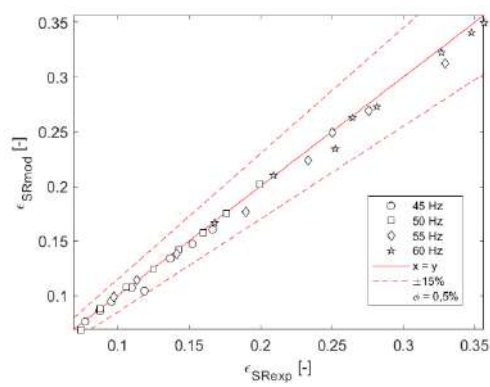


(b)

Figura 59: Resultado para a efetividade de subresfriamento ( $\epsilon_{SR}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



(a)



(b)

Figura 60: Resultado para a efetividade de subresfriamento ( $\epsilon_{SR}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

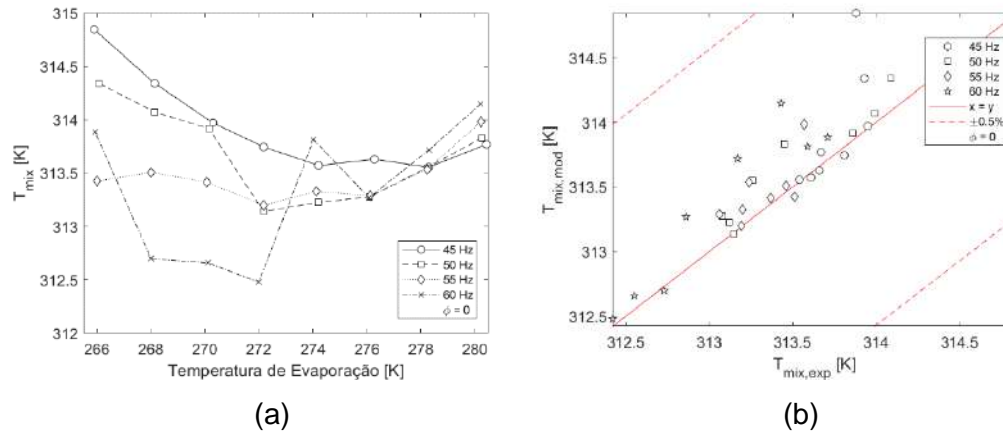


Figura 61: Resultado para a temperatura de saída da mistura do condensador ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

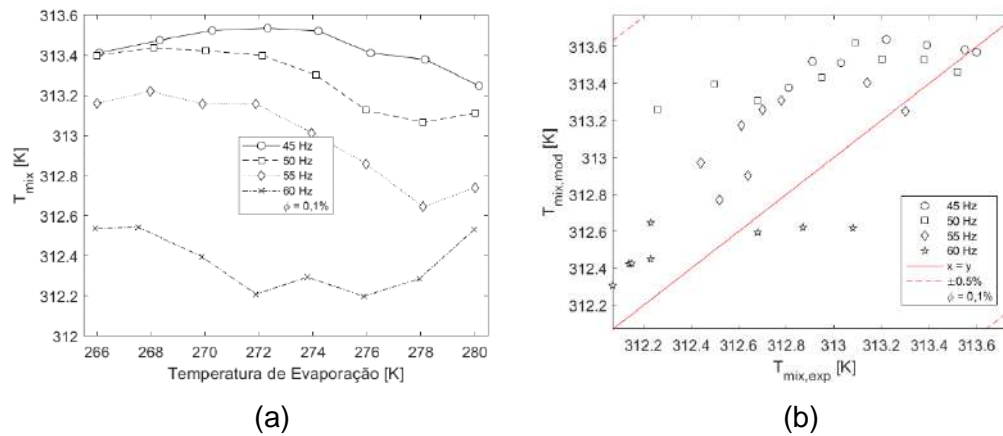


Figura 62: Resultado para a temperatura de saída da mistura do condensador ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



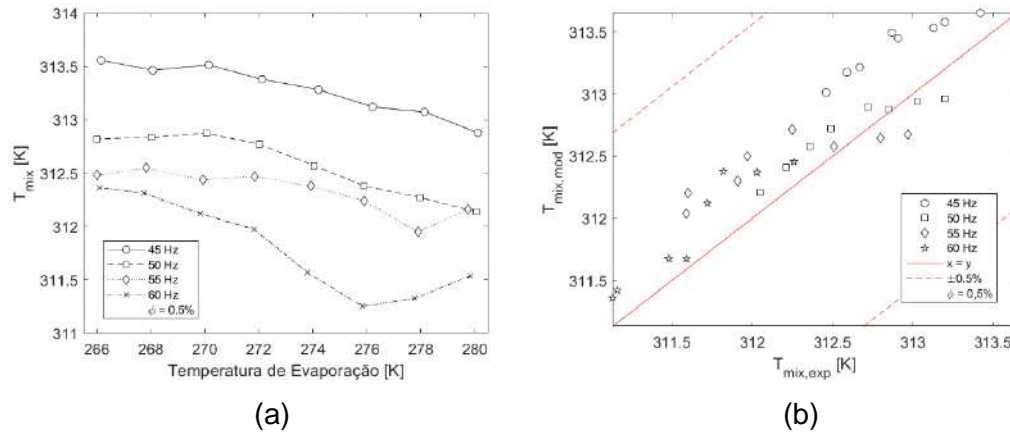


Figura 63: Resultado para a temperatura de saída da mistura do condensador ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

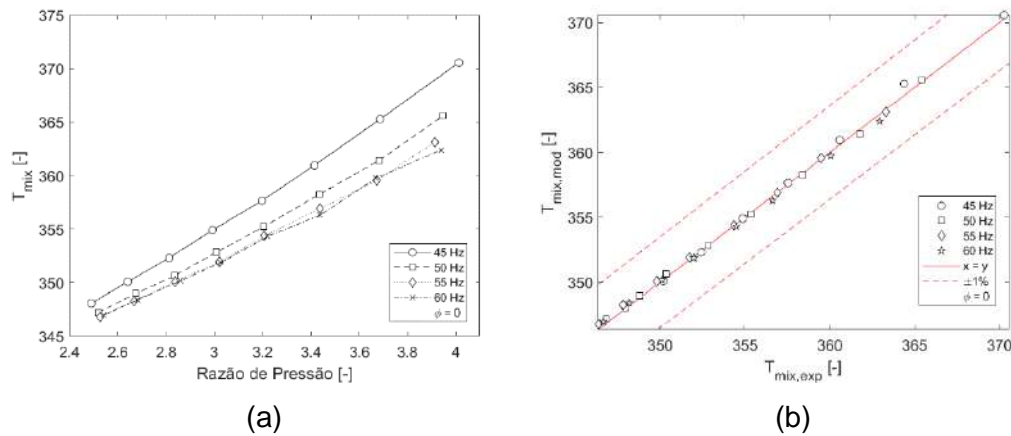
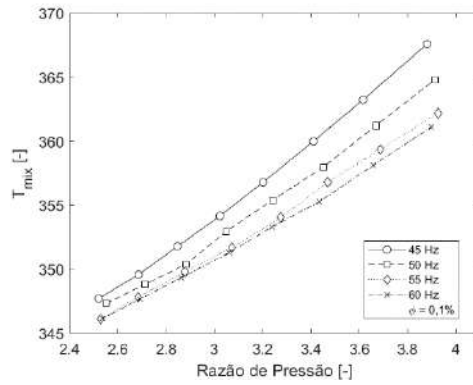
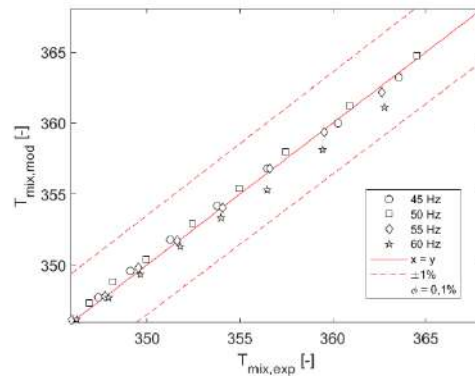


Figura 64: Resultado para a temperatura de saída da mistura do compressor ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



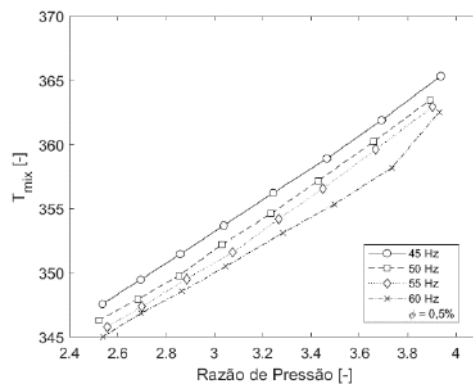
(a)



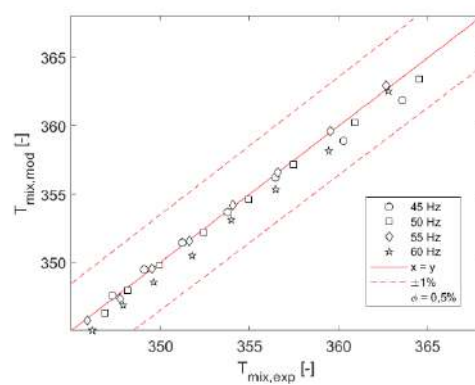
(b)

Figura 65: Resultado para a temperatura de saída da mistura do compressor ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo.

(b) Diferença relativa com valor de projeto.



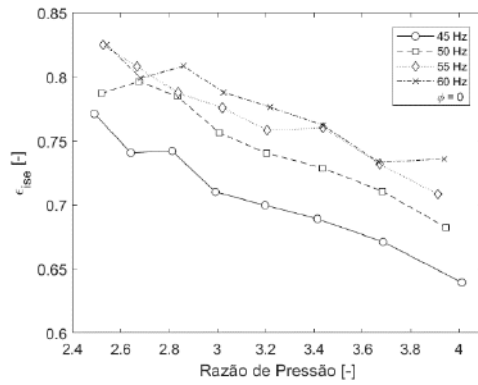
(a)



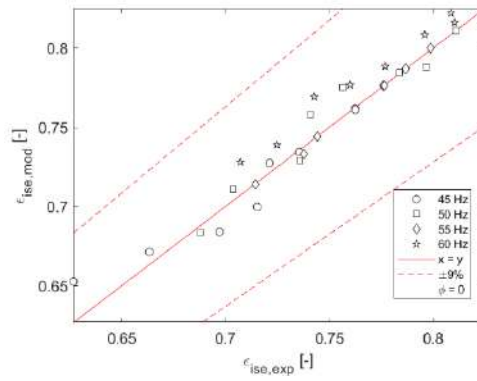
(b)

Figura 66: Resultado para a temperatura de saída da mistura do compressor ( $T_{mix}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo.

(b) Diferença relativa com valor de projeto.

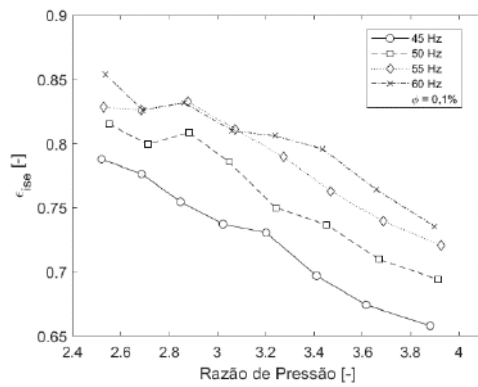


(a)

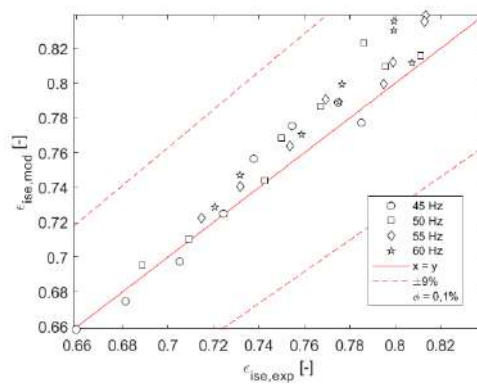


(b)

Figura 67: Resultado para a eficiência isentrópica ( $\epsilon_{ise}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

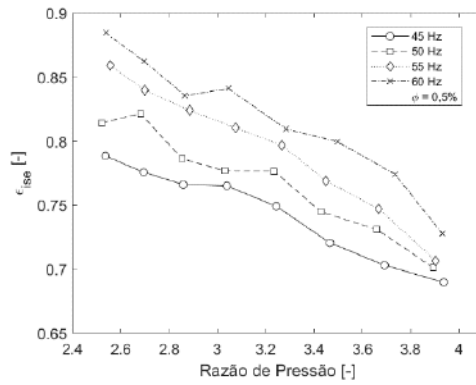


(a)

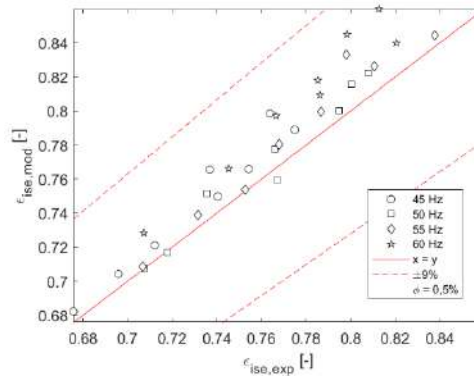


(b)

Figura 68: Resultado para a eficiência isentrópica ( $\epsilon_{ise}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

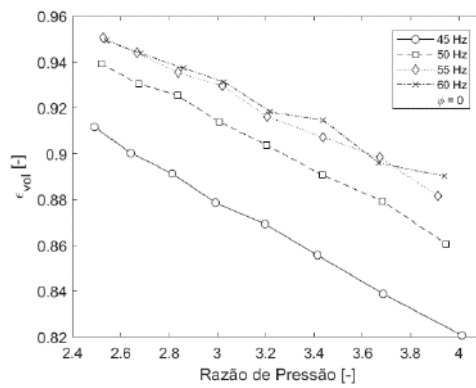


(a)

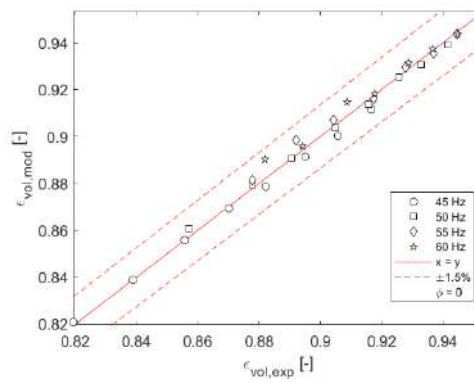


(b)

Figura 69: Resultado para a eficiência isentrópica ( $\epsilon_{ise}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.



(a)



(b)

Figura 70: Resultado para a eficiência volumétrica ( $\epsilon_{vol}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

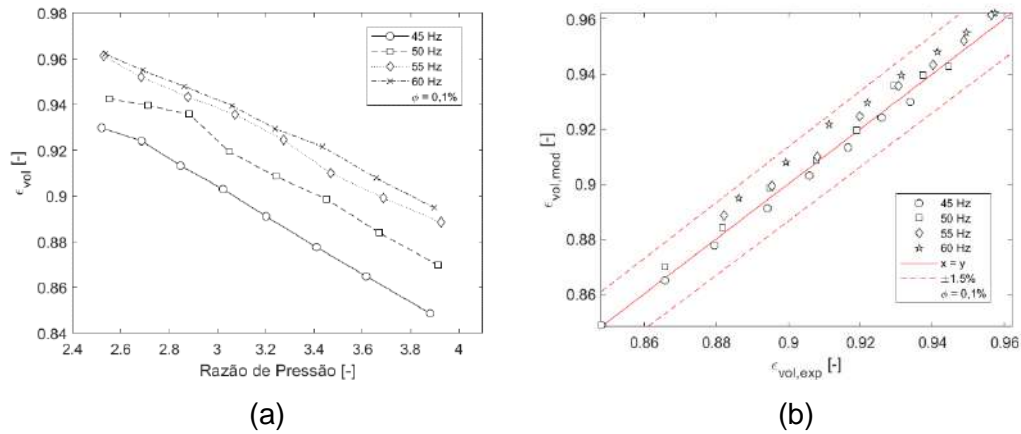


Figura 71: Resultado para a eficiência volumétrica ( $\epsilon_{vol}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

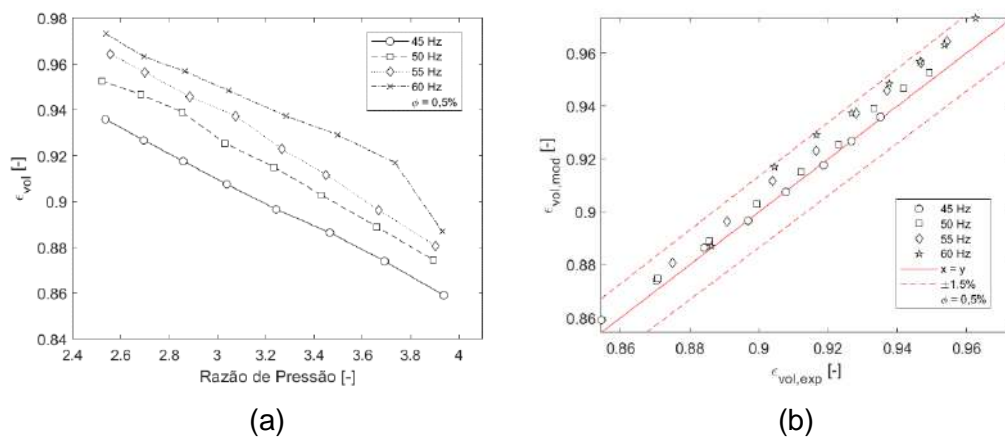


Figura 72: Resultado para a eficiência volumétrica ( $\epsilon_{vol}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

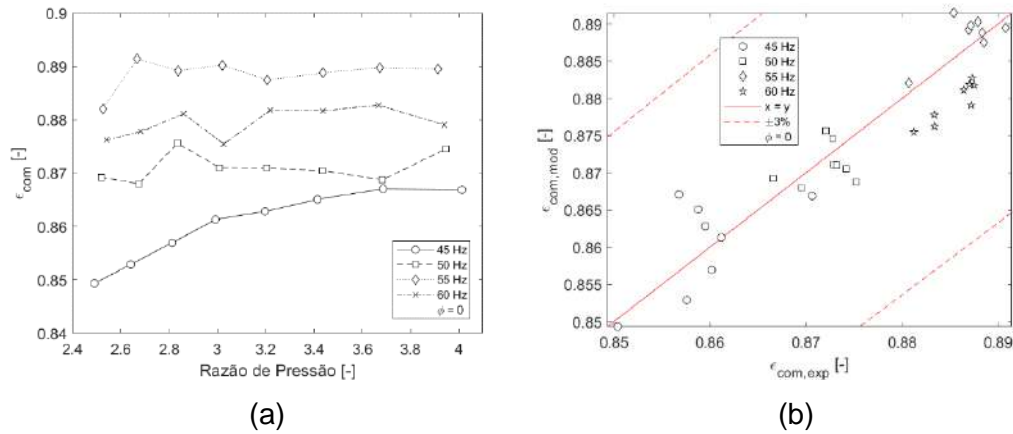


Figura 73: Resultado para a eficiência do compressor ( $\epsilon_{com}$ ) com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

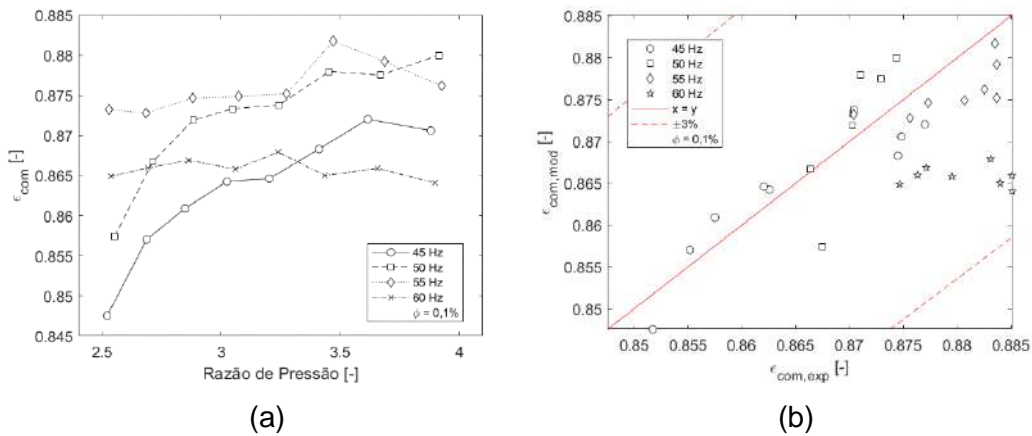


Figura 74: Resultado para a eficiência do compressor ( $\epsilon_{com}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

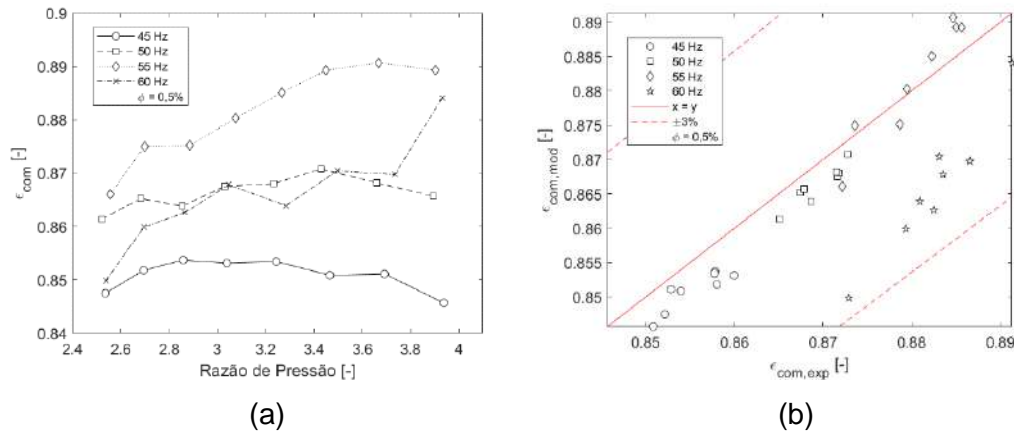


Figura 75: Resultado para a eficiência do compressor ( $\epsilon_{com}$ ) com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

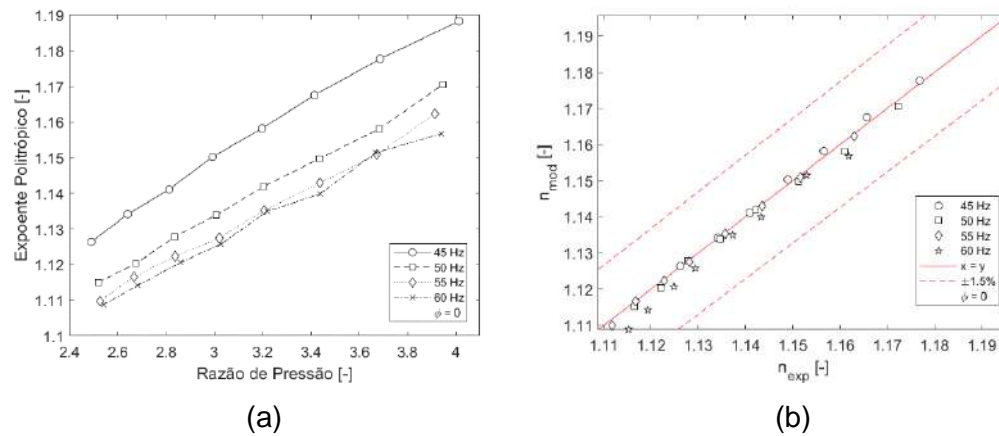


Figura 76: Resultado para o expoente politrópico com concentração de nanopartículas nula. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

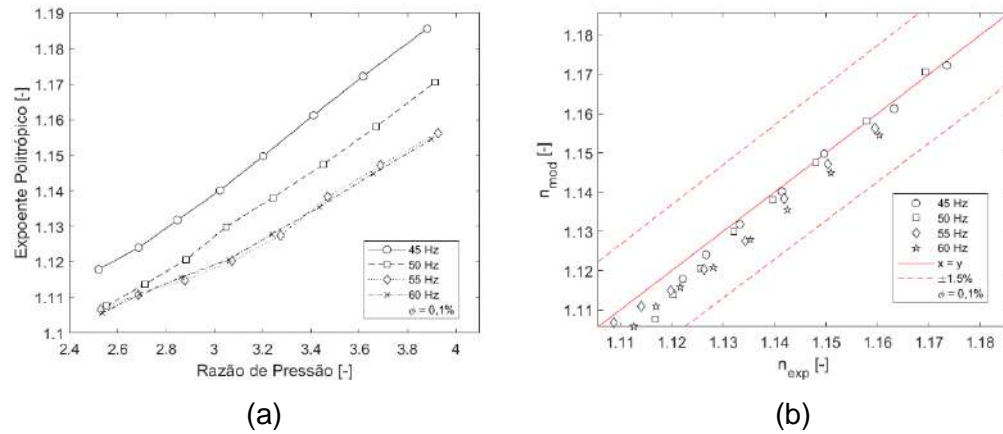


Figura 77: Resultado para o expoente politrópico com concentração de nanopartículas igual a 0,1%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.

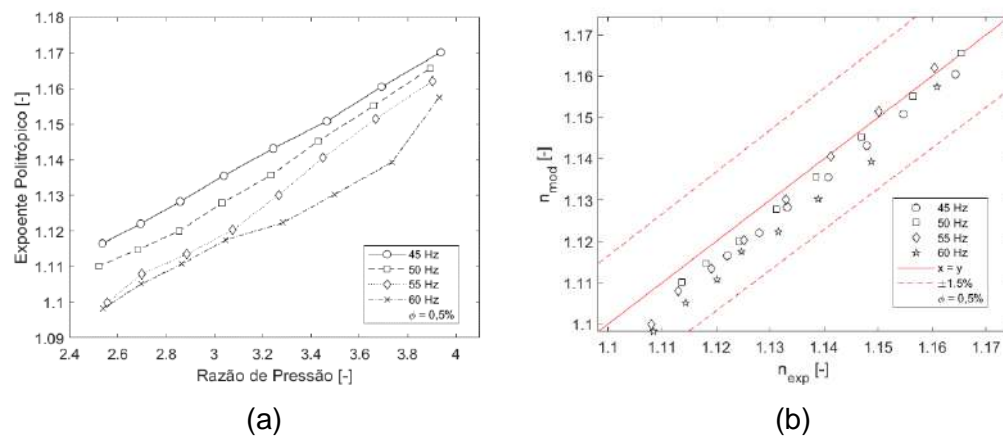


Figura 78: Resultado para o expoente politrópico com concentração de nanopartículas igual a 0,5%. (a) Valores do modelo. (b) Diferença relativa com valor de projeto.