

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Escola de Engenharia
Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

David Silva Ferraz

**ANÁLISE BASEADA NOS 4E DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
DOMÉSTICO ACOPLADO A UM PCM UTILIZANDO O ALGORITMO DE
OTIMIZAÇÃO ACVO**

Belo Horizonte

2023

David Silva Ferraz

**ANÁLISE BASEADA NOS 4E DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
DOMÉSTICO ACOPLADO A UM PCM UTILIZANDO O ALGORITMO DE
OTIMIZAÇÃO ACVO**

Dissertação de Mestrado apresentado ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG, como requisito parcial para obtenção do título Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Raphael Nunes de Oliveira

Coorientador: Ralney Nogueira de Faria

Belo Horizonte

2023

F381a	<p>Ferraz, David Silva. Análise baseada nos 4E de um sistema de refrigeração doméstico acoplado a um PCM utilizando o algoritmo de otimização ACVO [recurso eletrônico] / David Silva Ferraz. - 2023. 1 recurso online (116 f. : il., color.) : pdf.</p> <p>Orientador: Raphael Nunes de Oliveira. Coorientador: Ralney Nogueira de Faria.</p> <p>Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Bibliografia: f. 109-116. Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.</p> <p>1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Energia elétrica - Teses. 3. Energia - Teses. 4. Sustentabilidade - Teses. 4. Calor - Armazenamento - Teses. 5. Refrigeradores - Teses. 6. Energia - Consumo - Teses. 7. Inércia - Mecânica - Teses. 8. Condensadores (vapores e gases) - Teses. 9. Impacto ambiental - Teses. 10. Algoritmos - Teses. I. Oliveira, Raphael Nunes de. II. Faria, Ralney Nogueira de. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.</p>
-------	--

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

“ANÁLISE BASEADA NOS 4E DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICO ACOPLADO A UM PCM UTILIZANDO O ALGORITMO DE OTIMIZAÇÃO ACVO”

DAVID SILVA FERRAZ

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Raphael Nunes de Oliveira (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Ralney Nogueira de Faria (Co-orientador Departamento de Engenharia Mecatrônica/CEFET), Willian Moreira Duarte (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Paulo Eduardo Lopes Barbieri (Departamento de Engenharia Mecânica/CEFET), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 23 de novembro de 2023.



Documento assinado eletronicamente por **Raphael Nunes de Oliveira, Servidor(a)**, em 12/12/2023, às 09:09, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.



Documento assinado eletronicamente por **Willian Moreira Duarte, Professor do Magistério Superior**, em 12/12/2023, às 16:33, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.



Documento assinado eletronicamente por **Ralney Nogueira de Faria, Usuário Externo**, em 15/12/2023, às 07:15, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.



Documento assinado eletronicamente por **Paulo Eduardo Lopes Barbieri, Usuário Externo**, em 19/12/2023, às 16:06, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **2836582** e o código CRC **A907B0AA**.

Dedico este trabalho à minha esposa,
Kênia e aos meus filhos Fernanda, Rafael,
Isabela e Luiza.

AGRADECIMENTOS

Aos professores Raphael Nunes e Ralney Faria pela orientação e por todos os ensinamentos que contribuíram para meu crescimento acadêmico. Agradeço também aos professores que compuseram a banca pelo olhar criterioso sobre o trabalho.

Aos professores e servidores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFMG pelo apoio e colaboração.

À CAPES, FAPEMIG e CNPq, por sempre apoiarem financeiramente os projetos de pesquisas.

Aos colegas de pós-graduação agradeço pelas parcerias, diálogos e compartilhamento das alegrias e angústias vivenciadas ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus pais, Jurandir e Maria Aparecida, pelo exemplo de caráter e esforço.

À minha esposa, Kênia, pelo exemplo, cuidado, carinho, perseverança e apoio para a conclusão de mais uma etapa.

A Deus, pela vida, pela saúde e por me conceder mais uma vitória.

RESUMO

Os refrigeradores domésticos correspondem a uma parcela de 30% do consumo médio de energia elétrica residencial no Brasil. Uma das alternativas para melhorar o desempenho, consumo de energia e custos dos refrigeradores domésticos é a utilização de materiais em mudança de fase (PCM) como um dispositivo de armazenamento de energia térmica. O PCM retira calor do condensador e muda da fase sólida para a fase líquida. A inércia térmica proporcionada pela mudança de fase do PCM proporciona que a rejeição de calor para o ambiente seja mais lenta e uniforme com a redução do pico de temperatura do condensador. Com o objetivo de determinar o fluido refrigerante como o mais apropriado para utilização em um refrigerador doméstico com um PCM integrado ao condensador foi realizada neste trabalho a simulação numérica do comportamento do equipamento utilizando-se os fluidos refrigerantes R134a, R600a, R1234yf e R290. Realizou-se a otimização das condições operacionais com a utilização do algoritmo de otimização anti-coronavírus. Foi realizada uma análise comparativa utilizando a abordagem energética, exérgica, ambiental e econômica, a fim de nortear qual fluido era o mais apropriado para a aplicação proposta. O fluido R1234yf apresentou os melhores resultados na análise. Em uma nova otimização utilizando a capacidade de refrigeração variável para este fluido, foi observado que o menor valor, de 142,0 W, era a que proporcionava os melhores resultados. Este comportamento era esperado, em função da potência de acionamento do compressor. Embora os resultados da análise indiquem o fluido R1234yf como o fluido mais apropriado, há um forte estímulo para utilização de fluidos da quinta geração, os fluidos naturais, como o R600a.

Palavras-chave: Material de mudança de fase (PCM); impacto econômico e ambiental; PCM no condensador; análise 4E; algoritmo de otimização anti-coronavírus (ACVO).

ABSTRACT

Domestic refrigerators account for 30% of Brazil's average residential electricity consumption. One of the alternatives to improve the performance, energy consumption, and costs of domestic refrigerators is the use of phase change materials (PCM) as a thermal energy storage device. The PCM takes heat from the condenser and changes from the solid phase to the liquid phase. The thermal inertia provided by the PCM phase change allows heat rejection to the environment to be slower and more uniform with a reduction in the condenser's peak temperature. To determine the refrigerant fluid as the most appropriate for use in a domestic refrigerator with a PCM integrated into the condenser, this work carried out a numerical simulation of the behavior of the equipment using the refrigerant fluids R134a, R600a, R1234yf, and R290. The operational conditions were optimized using the anti-coronavirus optimization algorithm. A comparative analysis was carried out using the energetic, exergetic, environmental, and economic approaches, to guide which fluid was the most appropriate for the proposed application. The R1234yf fluid presented the best results in the analysis. In a new optimization using the variable thermal load for this fluid, it was observed that the lowest thermal load, 142.0 W, was the one that provided the best results. This behavior was expected, depending on the compressor drive power. Although the results of the analysis indicate the R1234yf fluid as the most appropriate fluid, there is a strong incentive to use fifth-generation fluids, natural fluids, such as R600a.

Keywords: Phase change material (PCM); economic and environment impact; PCM in a condenser; 4E analysis; anti-coronavirus optimization algorithm (ACVO).

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Circuito de refrigeração por compressão de vapor	21
Figura 2.2: Compressor alternativo	22
Figura 2.3: Histórico da evolução e utilização de fluidos refrigerantes	25
Figura 2.4: Características ideais de um fluido refrigerante	27
Figura 2.5: Famílias de Materiais de Armazenamento de Energia Térmica	30
Figura 3.1: Refrigerador doméstico	39
Figura 3.2: Circuito de refrigeração doméstico com PCM	40
Figura 3.3: Algoritmo de simulação dos componentes de um refrigerador.....	41
Figura 3.4: PCM acoplado ao condensador	60
Figura 3.5: Fluxograma do algoritmo de otimização anti-coronavírus (ACVO)	67
Figura 3.6: Entradas e saídas do modelo.....	70
Figura 4.1: Curvas de Otimização da Função Objetivo para o fluido R134a	72
Figura 4.2: Curvas de Otimização da Função Objetivo para o fluido R600a	73
Figura 4.3: Curva de Otimização da Função Objetivo para o fluido R290.....	74
Figura 4.4: Curva de Otimização da Função Objetivo para o fluido R1234yf	75
Figura 4.5: Valores do COP durante a otimização da Função Objetivo	82
Figura 4.6: Comportamento energético dos componentes.....	83
Figura 4.7: Comparativo das irreversibilidades dos componentes	87
Figura 4.8: Parcela de destruição da exergia em cada componente.....	88
Figura 4.9: Comparativo das eficiências exergéticas	89
Figura 4.10: Comparativo dos impactos ambientais diretos e indiretos	93
Figura 4.11: Comparativo das taxas de custo do refrigerador.....	98
Figura 4.12: Curva de otimização com a capacidade de refrigeração variável	102

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Principais propriedades dos fluidos refrigerantes	28
Tabela 2.2: Resumo de estudos que abordam PCM em refrigeradores domésticos	31
Tabela 2.3: Vantagens do uso do PCM em evaporadores	33
Tabela 2.4: Desvantagens do PCM em evaporadores	33
Tabela 2.5: Vantagens do uso do PCM em condensadores	35
Tabela 2.6: Desvantagens do PCM em condensadores	36
Tabela 3.1: Características dos compressores alternativos	42
Tabela 3.2: Polinômios de eficiência volumétrica	43
Tabela 3.3: Polinômios de eficiência global.....	44
Tabela 3.4: Regimes da correlação de Shah, (2016)	49
Tabela 3.5: Principais propriedades do PCM	59
Tabela 3.6: Parâmetros para cálculo do impacto ambiental.....	63
Tabela 3.7: Parâmetros para cálculo dos custos.....	66
Tabela 3.8: Variáveis de entrada do modelo	69
Tabela 4.1: Variáveis de entrada otimizadas.....	76
Tabela 4.2: Variáveis de saída otimizadas	77
Tabela 4.3: Comparação dos trocadores de calor e dispositivo de expansão, para o R600a.....	79
Tabela 4.4: Comparação dos refrigeradores que utilizam o R600a	80
Tabela 4.5: Entalpia no evaporador	84
Tabela 4.6: Resultados obtidos - Energia	84
Tabela 4.7: Comparação de performance com a bibliografia para o R600a	85
Tabela 4.8: Resultados obtidos - Destruição da Exergia e Eficiência Exergética.....	89
Tabela 4.9: Comparação de Destruição da Exergia para o R600a	91
Tabela 4.10: Comparação de Destruição da Exergia para o R134a	91
Tabela 4.11: Resultados obtidos - TEWI.....	94
Tabela 4.12: Valores de referência para cálculo do TEWI para o R600a.....	95
Tabela 4.13: Comparação do TEWI para o R600a	95
Tabela 4.14: Valores de referência para cálculo do TEWI para o R1234yf	96
Tabela 4.15: Comparação do TEWI para o R1234yf.....	97
Tabela 4.16: Resultados obtidos - Custos.....	99
Tabela 4.17: Comparação dos Custos para o R600a	100

Tabela 4.18: Variáveis de entrada otimizadas para o R1234yf	103
Tabela 4.19: Variáveis de saída otimizadas para o R1234yf	103
Tabela 4.20: Resultados obtidos - Energia.....	104
Tabela 4.21: Resultados obtidos - Destruição da Exergia e Eficiência Exergética..	104
Tabela 4.22: Resultados obtidos - TEWI.....	105
Tabela 4.23: Resultados obtidos - Custos.....	105
Tabela 4.24: Resumo dos resultados	106

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

4E	<i>Energetic, exergetic, environmental, and economic</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating Air-Conditioning Engineers</i> (Sociedade Americana de Engenheiros de Refrigeração, Aquecimento e Ar condicionado)
ACVO	<i>Anti-coronavirus Optimization</i> (algoritmo de otimização anti-coronavírus)
CEFET-MG	Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais
CFC	Clorofluorocarbonetos
COP	Coeficiente de Desempenho
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
GWP	<i>Global Warming Potential</i> (potencial de aquecimento global)
HC	Hidrocarbonetos
HDPE	Polietileno de alta densidade
HFC	Hidrofluorocarbonetos
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i> (potencial de destruição da camada de ozônio)
PCM	<i>Phase Change Material</i> (material de mudança de fase)
R1234yf	Código usado para identificar o refrigerante tetrafluoropropeno
R134a	Código usado para identificar o refrigerante tetrafluoroetano
R290	Código usado para identificar o propano como refrigerante
R600a	Código usado para identificar o isobutano como refrigerante
SSPCM	<i>Shape-stabilized Phase Change Material</i> (material de mudança de fase com forma estabilizada)
TES	<i>Thermal Energy Storage</i> (armazenamento de energia térmica)
TEWI	<i>Total Equivalent Warming Impact</i> (impacto equivalente total sobre o aquecimento global)
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais

SÍMBOLOS LATINOS

A	Área [m ²]
C_p	Calor específico [kJ/kg K]
C_{CO_2}	Custo unitário de dano causado pela emissão de dióxido de carbono [US\$/ano]
C_{ele}	Custo unitário de energia elétrica [US\$/kwh]
\dot{C}_{cm}	Taxa de custo de implementação e manutenção [US\$/ano]
\dot{C}_{env}	Taxa de custo de penalidade devido à emissão de CO ₂ [US\$/ano]
\dot{C}_{op}	Taxa de custo operacional [US\$/ano]
\dot{C}_{total}	Taxa de custo do sistema [US\$/ano]
CRF	Fator de recuperação de capital [adimensional]
C_{cap}	Função de custo de capital do dispositivo de expansão
C_{comp}	Função de custo de capital do compressor
C_{cond}	Função de custo de capital do condensador
C_{evap}	Função de custo de capital do evaporador
C_{evap}	Função de custo de capital do PCM
d_{icap}	Diâmetro interno do dispositivo de expansão [mm]
d_{icond}	Diâmetro interno do condensador [mm]
d_{ievap}	Diâmetro interno do evaporador [mm]
E_{anual}	Consumo anual de eletricidade do equipamento [kWh/ano]
\dot{E}_{dest}	Taxa da destruição de exergia [W]
E_{PCM}	Energia absorvida pelo PCM [kJ]
f	Fator de atrito [adimensional]
FO_{total}	Função objetivo [adimensional]
g	Aceleração gravitacional [m/s ²]
G	Velocidade mássica [kg/m ² s]
h	Entalpia [kJ/kg]
H	Coeficiente convectivo [W/m ² K]
iR	Taxa de juros [%]
J	Velocidade de vapor [adimensional]
k	Condutividade térmica [W/mK]
L	Comprimento do tubo [m]

\dot{m}	Taxa de fluxo de massa [kg/s]
m_{PCM}	Massa do PCM [kg]
M_{vaz}	Taxa anual de refrigerante que é emitido para a atmosfera devido a vazamentos ou escapes durante manutenções [%]
N	velocidade de rotação do motor do compressor [rpm]
P	Pressão [kPa]
q	Fluxo de calor [W/m ²]
\dot{Q}_{evap}	Capacidade de refrigeração [W]
\dot{Q}_{cond}	Taxa de transferência de calor no condensador [W]
s	Entropia [kJ/kg K]
t	Tempo [s]
T	Temperatura [°C]
t_{util}	Vida útil do sistema de refrigeração [anos]
t_{oper}	Tempo de operação diária do sistema de refrigeração [s/dia]
v	Volume específico [m ³ /kg]
V_d	Volume de deslocamento do compressor [cm ³]
V_{PCM}	Volume do PCM [l]
x	Título do vapor [adimensional]
\dot{W}_{comp}	Potência do compressor [W]

SÍMBOLOS GREGOS

α_{rec}	Percentual de fluido refrigerante recuperado ou regenerado
β	Fator de emissão de CO ₂ emitido para produção de energia elétrica
φ	Fator de manutenção
η_{ex}	Eficiência exergética
η_g	Eficiência global
η_{is}	Eficiência isentrópica
η_v	Eficiência volumétrica do compressor
μ	Viscosidade dinâmica
ρ	Massa específica
σ'	Tensão superficial
ΔT_{ml}	Diferença média logarítmica de temperatura
δ_{PCM}	Espessura do PCM
δ_{sup}	Grau de superaquecimento
δ_{sub}	Grau de sub-resfriamento

NÚMEROS ADIMENSIONAIS

Bo	Número de ebulição
Co	Número convectivo
Fr	Número de Froude
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds
We	Número de Weber

SUBSCRITOS

<i>0</i>	Estado morto
<i>1</i>	Saída do evaporador / Entrada do compressor
<i>2</i>	Saída do compressor / Entrada do condensador
<i>3</i>	Ponto inicial de liquefação do fluido
<i>4</i>	Ponto final da liquefação do fluido
<i>5</i>	Saída do condensador / Entrada do dispositivo de Expansão
<i>6</i>	Saída do dispositivo de Expansão / Entrada do evaporador
<i>7</i>	Ponto final da vaporização do fluido
<i>bf</i>	Trecho de escoamento bifásico
<i>cam</i>	Câmara do refrigerador
<i>cond</i>	Condensador
<i>comp</i>	Compressor
<i>evap</i>	Evaporador
<i>cap</i>	Dispositivo de expansão - Tubo capilar
<i>dest</i>	Exergia destruída
<i>dir</i>	Impacto direto
<i>ind</i>	Impacto Indireto
<i>l</i>	Fase Líquida
<i>lv</i>	Bifásico (líquido e vapor)
<i>med</i>	Média
<i>R</i>	Fluido refrigerante
<i>sat</i>	Saturação
<i>sub</i>	Sub-resfriamento
<i>v</i>	Fase gasosa

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1. Refrigerador doméstico.....	21
2.1.1. Compressor	22
2.1.2. Condensador	23
2.1.3. Dispositivo de expansão	23
2.1.4. Evaporador	24
2.2. Fluidos refrigerantes	24
2.3. A aplicação de PCM em refrigeradores	28
2.3.1. PCM em evaporadores	32
2.3.2. PCM em condensadores	34
2.4. Otimização	36
3. METODOLOGIA	39
3.1. Modelagem dos componentes do sistema.....	39
3.1.1. Compressor	42
3.1.2. Condensador	45
3.1.3. Dispositivo de expansão - Tubo Capilar	52
3.1.4. Evaporador	53
3.1.5. PCM.....	59
3.2. Cálculo energético e exergético	61
3.3. Impacto ambiental - TEWI.....	62
3.4. Cálculo do custo.....	64
3.5. Otimização	66
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	71
4.1. Otimização do sistema.....	71
4.2. Análise energética.....	81
4.3. Análise exergética.....	86
4.4. Análise ambiental - TEWI.....	92
4.5. Análise econômica	98
4.6. Otimização com a capacidade de refrigeração variável.....	101
4.7. Síntese dos resultados.....	106
5. CONCLUSÃO	108

REFERÊNCIAS.....	109
------------------	-----

1. INTRODUÇÃO

Os materiais em mudança de fase (*Phase Change Material* - PCM) integrados a refrigeradores domésticos possuem a função de proporcionar a absorção do calor na forma latente, aumentar da inércia térmica nos trocadores de calor, estabilizar o fluxo de calor e promover uma aproximação das condições de regime permanente.

Estima-se que o consumo de energia elétrica de um refrigerador doméstico é em torno de 30% do consumo médio residencial (Boeng e Melo, 2014). Em 2021, o Brasil passou por uma crise energética, com a redução do volume de água nas barragens das hidrelétricas, demandando uma maior participação das usinas termoelétricas. A utilização de fontes de energia não renováveis causa grande impacto econômico e ambiental. Dessa forma, a redução da quantidade de energia consumida para preservação dos alimentos é relevante não só para a melhoria da qualidade de vida das pessoas, como também promover uma redução na demanda energética. Para isto é necessário o desenvolvimento de tecnologias com menores custos de fabricação e operação e baixo impacto ambiental, de forma a promover o cumprimento dos acordos internacionais referentes ao clima, à preservação da camada de ozônio e atenuação do aumento do aquecimento global.

A criação dos refrigeradores revolucionou a forma com que a humanidade lidou com os alimentos e medicamentos, proporcionando o aumento do tempo de preservação dos seus nutrientes, aspecto, sabor e propriedades químicas. As principais vertentes de pesquisa para melhorias de desempenho nos refrigeradores domésticos foram inicialmente voltadas para o aumento da eficiência dos compressores, da melhoria do isolamento térmico e dos dispositivos para melhoria da transferência de calor. Porém estas melhorias implicavam no aumento significativo dos custos de fabricação.

Outro aspecto relevante é a evolução e busca pela utilização de fluidos refrigerantes com baixo impacto ambiental, que podem ser quantificados por meio de indicadores como o potencial de destruição da camada de ozônio (ODP), o potencial de aquecimento global (GWP) e o impacto equivalente total sobre o aquecimento global (TEWI).

Nesse sentido, a modelagem e otimização de sistemas termodinâmicos possibilitam o desenvolvimento e obtenção de resultados de comportamento de

sistemas previamente ao desenvolvimento de protótipos. Isto promove a redução de tempo e custos de desenvolvimento.

Os estudos de sistemas com a utilização de PCM integrado ao condensador mostraram-se relevantes em virtude da redução da temperatura e pressão no trocador de calor, da promoção da rejeição contínua de calor durante o tempo em que o compressor fica desligado, da manutenção da uniformidade de temperatura de troca de calor com o ambiente, da redução da potência necessária para acionamento do compressor, do aumento do COP, da redução do tempo em que o compressor permanece ligado e da ampliação do grau de sub-resfriamento.

A abordagem baseada nos 4E (Energia, Exergia, Ambiental e Economia) permite a realização de uma análise comparativa para a aplicação de diferentes fluidos refrigerantes, a fim de nortear as tomadas de decisão sobre qual fluido é mais apropriado para cada aplicação.

O objetivo geral deste trabalho consiste em realizar uma análise com base nos 4E de um refrigerador doméstico que incorpora um Material de Mudança de Fase (PCM) em seu condensador, visando identificar os fluidos refrigerantes mais apropriados para essa finalidade. Para atendimento do objetivo geral, propõe-se como roteiro os seguintes objetivos específicos:

- Desenvolver um modelo matemático em condições de regime permanente para o sistema de compressão de vapor para um refrigerador integrado a um PCM no condensador e dimensionar os trocadores de calor, o calor retirado da câmara, o calor liberado para o meio ambiente e o trabalho realizado pelo compressor;
- Determinar o Coeficiente de Desempenho (COP) e as irreversibilidades dos componentes do sistema de refrigeração;
- Mensurar o impacto ambiental produzido pelo refrigerador por meio do cálculo do impacto equivalente total sobre o aquecimento global (TEWI - *Total Equivalent Warming Impact*);
- Quantificar o custo do sistema de refrigeração;
- Definir a função objetivo para otimização do modelo do sistema por meio do algoritmo de otimização anti-coronavírus (ACVO), priorizando a redução de destruição da exergia, redução de custo e redução do impacto ambiental (TEWI) e realizar um estudo comparativo dos valores otimizados do sistema para os fluidos refrigerantes R134a, R600a, R290 e R1234yf.

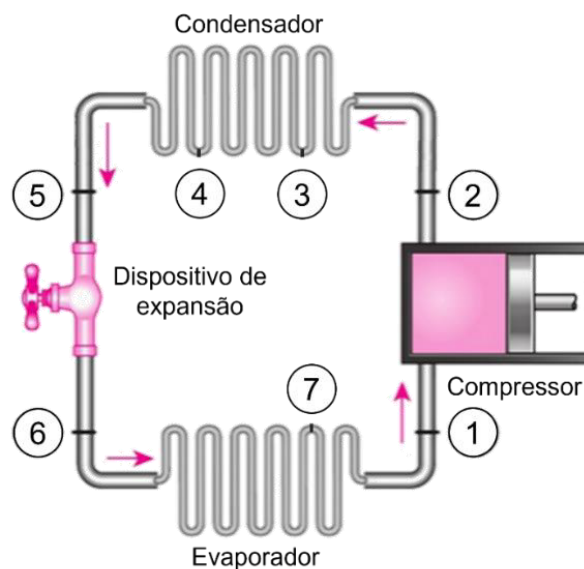
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O capítulo 2 objetiva proporcionar uma visão geral dos principais componentes de circuito de um refrigerador doméstico e a utilização de PCM junto ao evaporador e condensador, a classificação dos materiais de mudança de fase e estudos sobre aplicação e simulação de sistemas com PCM.

2.1. Refrigerador doméstico

O circuito de refrigeração por compressão de vapor em refrigeradores domésticos possui como principais componentes o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador. A Figura 2.1 apresenta os pontos mais relevantes do circuito, como a entrada do compressor (1), o ponto de entrada do condensador (2), o ponto inicial de liquefação do fluido (3), o ponto final da liquefação do fluido (4), a entrada do dispositivo de expansão (5), a entrada do evaporador (6) e o ponto final da vaporização do fluido (7).

Figura 2.1: Circuito de refrigeração por compressão de vapor



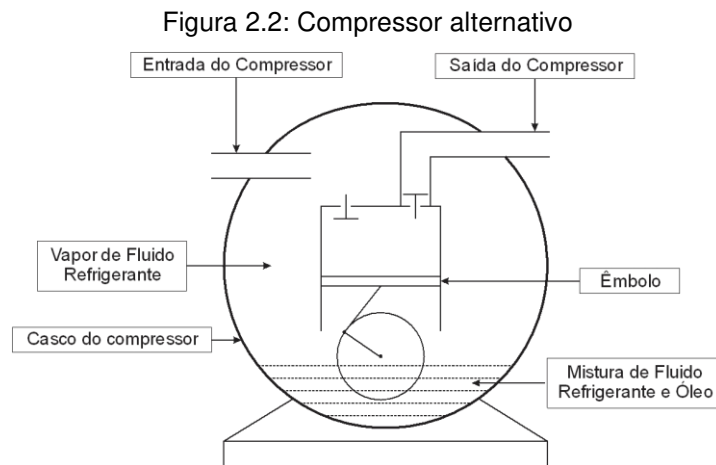
Fonte: Adaptado de Çengel e Boles, (2013).

A capacidade de refrigeração apresentada nos catálogos dos compressores utilizados neste trabalho varia entre 56,0 e 528,0 W, com um valor nominal médio de 226,5 W.

2.1.1. Compressor

O compressor promove o deslocamento de fluido refrigerante por todo o circuito de refrigeração, fornecendo a energia ao fluido por meio do aumento da pressão na linha. O fluido refrigerante entra no compressor no estado de vapor superaquecido a baixa pressão e baixa temperatura e sai no estado de vapor superaquecido a alta pressão e alta temperatura. O compressor é responsável por demandar praticamente toda a energia de um sistema de refrigeração (Marques et al., 2014).

Os requisitos para a escolha de um compressor é a relação custo-benefício, baixa emissão de ruído, alta eficiência e facilidade construtiva. Os compressores de velocidade variável e do tipo linear apresentam mais vantagens em relação aos compressores alternativos como menor emissão de ruídos, baixa vibração, baixa corrente de partida, melhor COP e menor perda por atrito, por possuírem menos partes móveis (Cuevas e Lebrun, 2009). Porém, em refrigeradores domésticos são mais utilizados os compressores alternativos devido ao menor custo. Os principais requisitos de um compressor são: custo-benefício, baixo ruído, alta eficiência, alta confiabilidade e facilidade de fabricação (ASHRAE, 2010).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Marques et al., (2014) observaram que a eficiência dos compressores alternativos é proporcional ao volume de ar da câmara, atingindo o máximo de eficiência em torno de $8,00 \text{ cm}^3$. A eficiência dos compressores sofre poucas variações a partir deste volume.

2.1.2. Condensador

O condensador é um componente do circuito de refrigeração que permite que o calor do fluido refrigerante seja rejeitado para uma fonte quente. O fluido chega no estado de vapor superaquecido em alta pressão e alta temperatura, condensa e atinge o estado líquido em alta pressão e baixa temperatura. O condensador pode ser dividido em três segmentos, de acordo com o estado do fluido refrigerante em cada um deles: fluxo de vapor superaquecido na região de entrada, fluxo bifásico e fluxo de líquido sub-resfriado na região terminal (Wang et al., 2007a).

Existem no mercado dois principais tipos de condensadores: Os condensadores com tubos e aletas, posicionados externamente ao refrigerador e os condensadores do tipo parede quente, em que são alocados nas regiões laterais do eletrodoméstico (Gupta e Gopal, 2008), a fim de adaptar às novas aplicações de uso em cozinhas planejadas, que não permitem uma boa circulação de ar atrás do refrigerador. O calor do fluido refrigerante é cedido ao ambiente por convecção natural ou forçada em refrigeradores convencionais ou cedidos ao PCM com a implementação desta solução de melhoria. O objetivo do condensador é retirar a maior quantidade de calor do fluido e transferir para o ambiente externo ou a um PCM (Joybari et al., 2015).

2.1.3. Dispositivo de expansão

O fluido refrigerante chega ao dispositivo de expansão no estado líquido em alta pressão e baixa temperatura. Considerando o sistema sem vazamentos, no qual a vazão mássica é conservada em todos os pontos, a redução da área de seção transversal promove um aumento na velocidade do fluido no sistema. Esse aumento de velocidade implica em um aumento da perda de carga, reduzindo a pressão do fluido, fazendo com que este inicie a mudança de fase e entre no evaporador no estado bifásico. O dispositivo de expansão pode ser dividido em dois segmentos: fluxo de líquido sub-resfriado na região de entrada e fluxo bifásico na região terminal (Wang et al., 2007a). Em refrigeradores domésticos o dispositivo mais utilizado é o tubo capilar, devido ao baixo custo de fabricação.

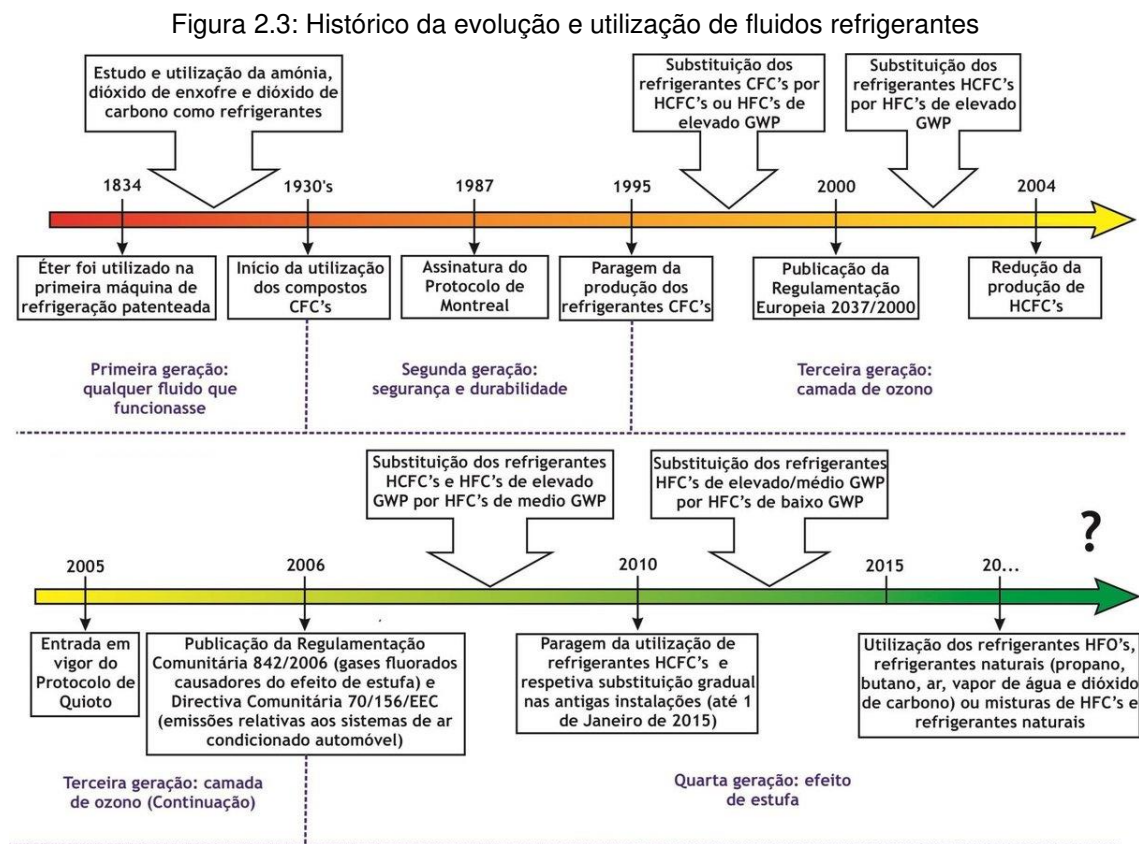
2.1.4. Evaporador

O evaporador é um trocador de calor responsável pela troca de calor do fluido com a câmara interna do refrigerador. Neste componente do circuito, o fluido refrigerante entra no estado bifásico, a baixa pressão e baixa temperatura. Com o aumento de área de seção transversal no circuito, ocorre uma rápida expansão do fluido, que reduz ainda mais a sua temperatura. No evaporador o fluido absorve calor do interior da câmara a uma pressão constante, obtendo a energia necessária para mudar do estado bifásico para a fase gasosa. O evaporador pode ser dividido em dois segmentos, de acordo com o estado do fluido refrigerante em cada um deles: fluxo bifásico e fluxo de vapor superaquecido na região terminal (Wang et al., 2007a). As câmaras internas dos refrigeradores retiravam o calor dos alimentos por meio da convecção natural, porém isso também culminava em uma estratificação das temperaturas. Os refrigeradores modernos utilizam a convecção forçada, que possuem melhor estabilidade térmica, porém devido a circulação de ar, também proporcionam o desprendimento de odores e a desidratação dos alimentos. (Joybari et al., 2015).

2.2. Fluidos refrigerantes

A primeira geração de fluidos serem utilizados nos sistemas de refrigeração foram os refrigerantes naturais, como a amônia e hidrocarbonetos. Devido as ocorrências de vazamentos e consequentes acidentes e intoxicações os refrigeradores domésticos passaram a ser instalados do lado externo das residências. Posteriormente, os fluidos de segunda geração, os Clorofluorocarbonetos (CFC) e os hidroclorofluorcarbonos (HCFC), substituíram os refrigerantes naturais por oferecerem menores riscos de acidentes, intoxicações e explosões, porém, estes proporcionavam a destruição da camada de ozônio. Com a assinatura do protocolo de Montreal em 1987, passou-se a promover a utilização de fluidos de terceira geração, os Hidrofluorocarbonetos (HFC), fluidos que sem o potencial de destruição da camada de ozônio (ODP). Porém estes ainda participavam ativamente no aumento do efeito estufa. A partir da assinatura do protocolo de Quioto em 1997, novas regulamentações passaram a estimular o desenvolvimento tecnológico para utilização

de fluidos refrigerantes com o menor impacto ambiental e que fossem economicamente viáveis. O acordo de Paris e a emenda de Kigali ao protocolo de Montreal (2016) tem como objetivo propor a redução da emissão de gases que aumentam o efeito estufa para limitar o aquecimento global e o estabelecimento de um cronograma de redução gradual de consumo dos HFC's e estímulo a utilização dos fluidos de quarta geração, as Hidrofluorolefinas (HFO's), além dos fluidos naturais (RTOC, 2019). A Figura 2.3 apresenta uma linha do tempo dos fluidos refrigerantes:



Fonte: Duarte, (2013)

Os fluidos refrigerantes naturais, como os hidrocarbonetos (HC's) possuem propriedades termodinâmicas favoráveis, são solúveis em lubrificantes, são compatíveis com metais e elastômeros e possuem grande disponibilidade no mercado (Oliveira, 2021).

O fluido refrigerante R600a (Isobutano) foi introduzido no mercado de refrigeradores domésticos como um substituto viável para R134a (Tetrafluoroetano) e apresentar um menor impacto ambiental. A indústria norte-americana anunciou uma meta voluntária de eliminar o R134a em refrigeradores e freezers domésticos após

2024, tendo o R600a como sua principal alternativa. Atualmente, mais de 1 bilhão de refrigeradores domésticos utilizam o R600a (RTOC, 2019).

A utilização do R600a requer menor pressão no evaporador em relação ao R134a na mesma faixa de temperatura de trabalho de um refrigerador. Por exemplo, a uma temperatura de -20°C a pressão de saturação do R600a é 72,18 kPa enquanto a do R134a é de 132,8 kPa. A pressão de trabalho mais baixa implica em uma carga menor de R600a em relação a carga de R134a. Além disso, o R600a tem um custo menor que o R134a (o R134a é duas vezes mais caro que o R600a) e possui um Potencial de Aquecimento Global (GWP) menor do que o R134a (Joybari et al., 2013).

Uma desvantagem do R600a, é a sua propriedade de ser um fluido inflamável. E em caso de vazamentos, se espalha próximo ao chão por ter maior peso específico em relação ao ar, aumentando o risco de combustão (Clodic e Cai, 1996). A possibilidade de vazamento é reduzida com utilização de menores pressões de trabalho nos circuitos de refrigeração.

O trabalho de Joybari et al., (2013) apresentou uma análise comparativa do uso do R134a e R600a em um refrigerador doméstico e teve como principais resultados a redução da destruição da exergia da ordem de 45% e a redução da quantidade de carga necessária para operação do sistema. Observou-se que a carga de R600a é 66% menor do que R134a. A análise exérgica permitiu quantificar e determinar a ordem decrescente da destruição de exergia nos componentes: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Essa irreversibilidade é atribuída às trocas de calor dos componentes com o ambiente externo.

O fluido R290 (Propano) é um fluido inflamável e requer os mesmos cuidados que o R600a, para a manipulação durante a instalação e manutenções. O trabalho desenvolvido por Paula et al., (2020) comparou os fluidos R744, R1234yf e R290 em substituição ao R134a para geração 1200 litros de água gelada e 600 litros de água aquecida para banho, obtendo resultados positivos no aumento da eficiência com a utilização dos fluidos alternativos.

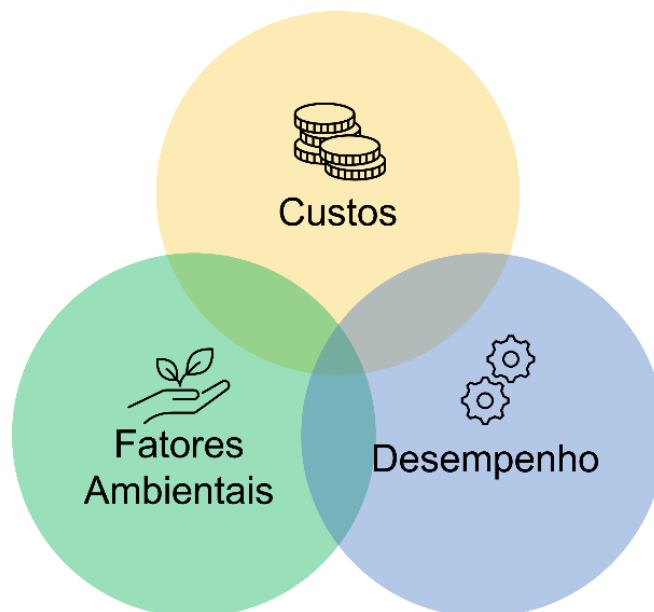
O fluido R1234yf (Tetrafluoropropeno) tem sido implementado em sistemas de ar-condicionado automotivo como um substituto do R134a, com o grande diferencial de ser um fluido de baixa flamabilidade. Entretanto, quando os HFO's se decompõem na atmosfera, forma-se o ácido trifluoroacético (TFA) e o trifluoroacetato. Estes podem se acumular na água e no solo, considerando que as taxas de emissões no meio

ambiente serem superiores aos processos naturais de degradação (Holland et al., 2021).

O trabalho de McLinden e Huber (2020) apresentou um estudo com mais de 60 milhões de compostos químicos concluindo que não existem novas classes de fluido para uso em sistemas de refrigeração, sendo os HFO's a última geração de refrigerantes. Se os HFO's tiverem de ser eliminados, a quinta geração de fluidos será composta pelos da primeira geração, os refrigerantes naturais (OAG, 2021).

As características ideais para um fluido refrigerante são os custos, a disponibilidade no mercado, o atendimento das exigências ambientais como baixo GWP, ODP nulo, baixo TEWI e segurança quanto a flamabilidade e toxicidade e apresentar desempenho operacional como propriedades termodinâmicas favoráveis, capacidade de refrigeração e aquecimento, eficiência do compressor e COP (Oliveira, 2021), apresentadas na Figura 2.4:

Figura 2.4: Características ideais de um fluido refrigerante



Fonte: Adaptado de Oliveira, (2021).

A Tabela 2.1 apresenta as principais propriedades dos fluidos utilizados em refrigeradores domésticos R134a, R600a, R290 e R1234yf.

Tabela 2.1: Principais propriedades dos fluidos refrigerantes

	R134a	R600a	R290	R1234yf
Nome	Tetrafluoroetano	Isobutano	Propano	Tetrafluoropropeno
Fórmula Química	C ₂ H ₂ F ₄	CH(CH ₃) ₂ CH ₃	C ₃ H ₈	CH ₂ =CFCF ₃
Peso Molecular [g/mol]	101,0	58,1	44,1	114,0
Ponto de ebulição [°C]	-26,0	-12,0	-42,0	-29,4
Temperatura Crítica [°C]	101,0	134,7	96,7	94,7
Pressão Crítica [kPa]	4059,0	3640,0	4247,1	3382,2
ODP	0	0	0	0
GWP	1370,0	20,0	20,0	4,4
Vida atmosférica [anos]	13,4	0,016	0,041	0,029
Código de Segurança ASHRAE	A1	A3	A3	A2L

Fonte: Adaptada de Joybari, (2013) e Paula et al., (2020)

A composição química do R134a e do R1234yf apresentam um trecho em comum para os dois fluidos, bem como os fluidos naturais R600a e R290 também apresentam entre si semelhanças na estrutura química, promovendo uma proximidade do peso molecular e semelhanças nas propriedades físico-químicas.

A letra “A” do código de segurança ASHRAE, (1992) indica que os fluidos refrigerantes não apresentam toxicidade, já os números indicam o grau de inflamabilidade, sendo os fluidos classificados como “3” são altamente inflamáveis. Os refrigerantes da classe “2L” são considerados moderadamente inflamáveis e os de classe “1” são os refrigerantes que, quando testados, não mostram propagação de chama. A classificação é utilizada como diretriz para determinar a quantidade máxima de refrigerante que pode ser usado em um espaço ocupado.

2.3. A aplicação de PCM em refrigeradores

As principais vertentes de pesquisa para melhorias de desempenho nos refrigeradores domésticos tiveram como objetivo o aumento da eficiência dos compressores, do isolamento térmico e da transferência de calor (Cheng et al., 2011), porém observou-se que a melhoria dos compressores e isolamento térmico implicam em altos custos e dificuldade de implementação.

Os sistemas de armazenamento de energia térmica (TES - *Thermal Energy Storage*) têm desempenhado um papel importante na gestão de energia e sido

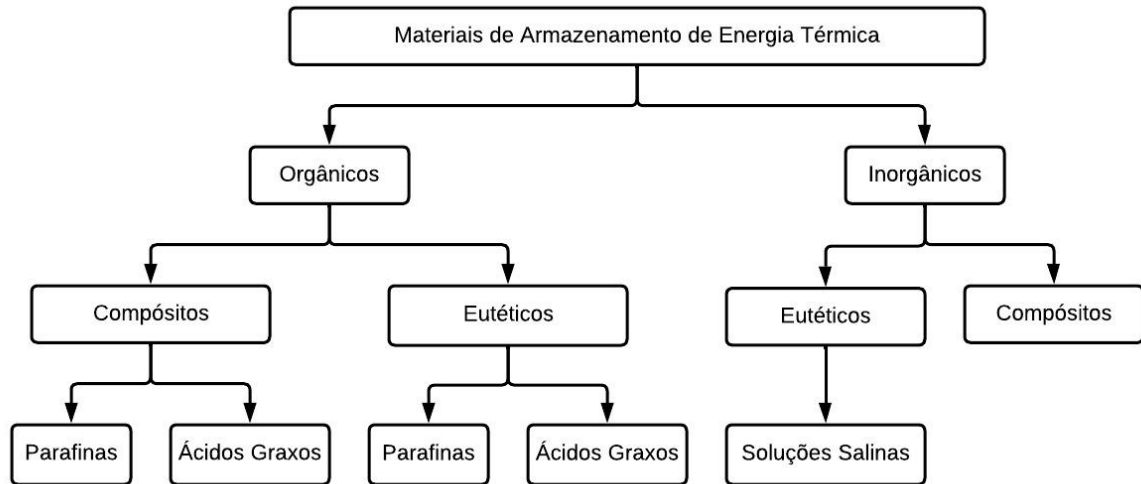
amplamente utilizados em sistemas de refrigeração e ar condicionado, sendo inicialmente a água o principal material de armazenamento de calor sensível (Wang et al., 2007a). Uma das soluções estudadas é a utilização de materiais em mudança de fase (PCM) integrados ao circuito de refrigeração. O PCM absorve o calor de um ou mais componentes do circuito, na forma de calor latente e tem recebido uma atenção considerável para melhorar a transferência de calor, podendo ser usado tanto para armazenamento de calor quanto de frio (Joybari et al., 2015).

Segundo Oró et al., (2012a), o uso do calor latente do PCM devido a capacidade de fornecer alta densidade de armazenamento de energia por unidade de massa de forma quase isotérmica, é relevante quando há a necessidade de manutenção da faixa de temperatura, como reservatórios de água quente, deslocamento da carga de pico em sistemas de ar condicionado e aquecimento solar, armazenamento e transporte de alimentos, bebidas, medicamentos e produtos biomédicos.

O PCM tem como principal objetivo aumentar a capacidade de armazenamento de energia no sistema de refrigeração, minimizando as flutuações de carga diária de resfriamento (Wang et al., 2007a).

As propriedades desejáveis para um PCM são: a temperatura de fusão, alto valor de calor latente por unidade de volume, alto valor de calor específico para fornecer armazenamento adicional de calor sensível, alta condutividade térmica nas fases sólida e líquida, pequena variação volumétrica durante a mudança de fase, ausência de degradação progressiva das propriedades físicas e alta taxa de nucleação e crescimento dos cristais para que a mudança de fase ocorra numa mesma temperatura. O PCM não deverá promover a corrosão do encapsulamento, tampouco apresentar toxicidade e inflamabilidade, além de ter um baixo custo e seja de fácil reciclagem e tratamento. As substâncias utilizadas para PCM, conforme apresentado na Figura 2.5, em forma de famílias, podem ser orgânicas, como a parafina e ácidos graxos, ou inorgânicas, como soluções aquosas de sais, apresentando uma única temperatura de fusão quando puros ou apresentando uma faixa, quando são misturas. A água é o PCM mais estudado para baixas temperaturas, devido ao custo, propriedades térmicas e estabilidade a longo prazo (Oró et al., 2012a).

Figura 2.5: Famílias de Materiais de Armazenamento de Energia Térmica



Fonte: Adaptado de Oró et al., (2012a).

O maior desafio para a utilização de PCM é a seleção e desenvolvimento do PCM no intuito de aumentar a condutividade térmica, sem redução do calor latente e manter a temperatura de mudança de fase, (Cheng, et al., 2011). Alguns aditivos podem ser misturados ao PCM para melhorar suas características, como condutividade e ponto de fusão. A utilização de aletas também melhora a troca de calor do PCM (Oró et al., 2012a).

Outras desvantagens apontadas por Cheng, et al., (2011), são o risco de vazamentos, a corrosão, a mudança de densidade do PCM e o custo de embalagem do PCM. O custo do PCM é uma pequena proporção do custo total de um refrigerador (Yuan e Cheng, 2014). A adição de PCM em refrigeradores é uma solução promissora tanto em custo, quanto em praticidade se comparada a mudanças de linhas de montagem para a atualização de compressores e isolamento (Joybari et al., 2015).

A Tabela 2.2 apresenta um resumo de estudos sobre aplicação, modelagem e simulação de sistemas com PCM em circuitos de refrigeração. A seleção do material de mudança de fase depende da posição no circuito de refrigeração, sendo os materiais eutéticos inorgânicos com maior aplicação em evaporadores, enquanto os materiais eutéticos orgânicos com maior aplicação em condensadores, em função das temperaturas de mudança de fase.

Tabela 2.2: Resumo de estudos que abordam PCM em refrigeradores domésticos

Autor	Tipo de Estudo	Posição do PCM	Geometria do PCM	PCM Utilizado
Wang et al., 2007a	Teórico	Condensador e evaporador	Tubos concêntricos	Eutético Orgânico (E21)
Wang et al., 2007b	Experimental	Condensador e evaporador	Tubos concêntricos	Eutético Orgânico (E21)
Wang et al., 2007c	Teórico	Condensador e evaporador	Tubos concêntricos	Eutético Orgânico (E21)
Azzouz et al., 2008	Teórico	Evaporador	Placa	Eutético Inorgânico (Água e Cloreto de Sódio)
Azzouz et al., 2009	Experimental	Evaporador	Placa	Eutético Inorgânico (Água e Cloreto de Sódio)
Gin e Farid, 2010	Experimental	Evaporador	Placa	Eutético Inorgânico (Água e Cloreto de Amônio)
Cheng et al., 2011	Experimental	Condensador	Barras	Compósito Orgânico (Parafina, polietileno de alta densidade e grafite expandido)
Oró et al., 2012b	Experimental	Evaporador	Placa	Eutético Inorgânico (Água e Nitrato de Sódio - Climsel C-18)
Cheng e Yuan, 2013	Teórico	Condensador	Barras	Compósito Orgânico (Parafina, polietileno de alta densidade e grafite expandido)
Marques et al., 2013	Teórico	Evaporador	Placa	Eutético Inorgânico (Água e Cloreto de Sódio)
Marques et al., 2014	Teórico	Evaporador	Placa	Água
Yuan e Cheng, 2014	Teórico	Condensador	Barras	Eutético Orgânico (Parafina)
Visek et. al., 2014	Experimental	Evaporador	Placa	Água
Yusufoglu et al., 2015	Experimental	Evaporador	Placa	Eutético Inorgânico (Água e Cloreto de Sódio)
Sonnenrein et al., 2015	Experimental	Condensador	Placa	Água Eutético Orgânico (Parafina) Compósito Orgânico (Polietileno e Alumínio)
Sonnenrein et al., 2015b	Experimental	Condensador e evaporador	Placa	Compósito Orgânico (Polietileno e Alumínio)

Fioretti et al., 2016	Experimental	Condensador	Placa	Eutético Orgânico (Parafina)
Liu et al., 2017	Experimental	Evaporador	Placa	Eutético Inorgânico (Água e Cloreto de Sódio)
Bakhshipour et al., 2017	Teórico	Condensador	Tubos concêntricos	Eutético Orgânico (Parafina)
Elarem et al., 2017	Experimental	Evaporador	Tubos paralelos	Orgânico (A4 Plus-ICE)
Cofré-Toledo et al., 2018	Experimental	Evaporador	Tubos paralelos	Eutético Inorgânico (Água e Cloreto de Sódio)
Maiorino et al., 2019	Experimental	Evaporador	Placa	Eutético Inorgânico (Água e Cloreto de Sódio)
Maiorino et al., 2020	Experimental	Evaporador	Placa	Eutético Inorgânico (Água e Cloreto de Sódio)
Pirvaram et al., 2021	Experimental	Evaporador	Envelopes	Eutético Orgânico (Polietilenoglicol)
Taher et al., 2022	Teórico	Evaporador	Placas	Eutético Inorgânico (Água e Cloreto de Sódio)
Rahimi et al., 2023	Experimental	Evaporador	Placas	Água

Fonte: Elaborada pelo autor.

2.3.1. PCM em evaporadores

A Tabela 2.3 apresenta as vantagens do uso do PCM em evaporadores conforme proposto pelos trabalhos de Azzouz et al., (2008), Azzouz et al., (2009), Oró et al., (2012a), Oró et al., (2012b) e Wang et al., (2007c):

Tabela 2.3: Vantagens do uso do PCM em evaporadores

Autor	Vantagem	Comentário
Azzouz et al., 2008 Azzouz et al., 2009	Aumento do COP	Melhoria do desempenho do equipamento devido a redução do tempo de operação do compressor
Azzouz et al., 2008	Aumento do tempo em que o compressor permanece desligado	Redução do consumo de energia, impacto ambiental, número de partidas do compressor e aumento da vida útil do compressor
Oró et al., 2012a Visek et. al., 2014	Redução das flutuações de temperatura na câmara do evaporador	Melhoria na conservação dos alimentos e promoção da uniformidade de temperatura
Oró et al., 2012a Oró et al., 2012b	Auxílio em caso de queda de energia	Manutenção da refrigeração dos alimentos por longo período de queda de energia
Oró et al., 2012a	Atenuação da temperatura quando da abertura de portas	Manutenção da refrigeração dos alimentos
Wang et al., 2007c	Maior controle da temperatura de entrada do compressor	Possibilidade de redução do superaquecimento e melhoria do desempenho do equipamento

Fonte: Elaborada pelo autor.

A inércia térmica proporcionada pelo PCM permite a compensação do ganho de calor pelas paredes do refrigerador em caso de queda de energia e após a abertura de portas (Joybari et al., 2015).

A Tabela 2.4 apresenta as desvantagens do uso do PCM em evaporadores conforme proposto pelos trabalhos de Azzouz et al., (2008) e Visek et. al., 2014:

Tabela 2.4: Desvantagens do PCM em evaporadores

Autor	Desvantagem	Comentário
Azzouz et al., 2008	Aumento do tempo em que o compressor permanece ligado	Aumento do consumo de energia por ciclo
Visek et. al., 2014	Aumento da temperatura de condensação	Aumento do fluxo de calor do condensador e redução do desempenho do equipamento

Fonte: Elaborada pelo autor.

2.3.2. PCM em condensadores

O condensador possui um efeito importante na eficiência térmica, pois é ele que cumpre a função de transferir toda carga térmica do circuito de refrigeração para o ambiente (Cheng e Yuan, 2013).

A inércia térmica proporcionada pela mudança de fase do PCM posicionado junto ao condensador permite que a troca de calor com o ambiente seja mais lenta e uniforme, o que reduz o pico de temperatura do condensador durante a fase em que o compressor permanece ligado, viabilizando a utilização de menores temperaturas de condensação, menores pressões e conseqüentemente, menor consumo energético do compressor. A vantagem de se usar PCM no condensador é reduzir a temperatura no trocador de calor, o que corresponde a menores pressões de trabalho e menor trabalho de compressão. Existem muitos estudos sobre PCM no lado do evaporador, porém os mesmos ocorrem em menor número quando relacionados ao lado do condensador (Joybari et al., 2015).

Os resultados experimentais de Cheng, et al., (2011) demonstraram uma redução de 12% no consumo de energia para a configuração do sistema agregado a um PCM. O uso do PCM no condensador pode aumentar a quantidade de calor que é liberada ao ambiente mesmo durante o tempo em que o compressor está desligado, aumentando o sub-resfriamento e a eficiência do equipamento. Observou-se também o tempo em que o compressor permanece ligado é mais curto, gerando menor consumo de energia e redução do tempo de emissão de ruído. Isto impacta também em uma menor corrente de partida, tornando o componente mais vantajoso, sobretudo na ampliação da vida útil do compressor ao longo prazo, bem como estabilizar rapidamente a temperatura do refrigerador, o que garante uma melhor qualidade dos alimentos armazenados.

Os refrigeradores convencionais trabalham em modo intermitente, o que resulta em uma dissipação de calor também intermitente. De acordo com Cheng et al., (2011), o tempo em o compressor está desligado é maior do que o tempo em que está ligado, na proporção de 2:1. O uso do PCM promove uma menor transferência de calor do condensador para a câmara durante o período em que o compressor permanece ligado, aumentando a eficiência geral e promovendo a redução do consumo de energia. Wang, et al., (2007) obteve o aumento de 6% no valor do COP utilizando um

PCM junto ao condensador em comparação com um sistema de refrigeração sem PCM.

A Tabela 2.5 apresenta as vantagens do uso do PCM em condensadores conforme proposto pelos trabalhos de Azzouz et al., (2008) Cheng, et al., (2011), Cheng e Yuan, (2013), Wang et al., (2007a) e Wang et al., (2007c):

Tabela 2.5: Vantagens do uso do PCM em condensadores

Autor	Vantagem	Comentário
Wang et al., 2007a Wang et al., 2007c Azzouz et al., 2008	Aumento do COP	Melhoria do desempenho do equipamento devido à menores pressões de trabalho do compressor
Cheng, et al., 2011 Cheng e Yuan, 2013	Redução do tempo em que o compressor permanece ligado	Redução do trabalho do compressor em cada ciclo, do consumo de energia, do impacto ambiental e da geração de ruído do compressor
Cheng, et al., 2011 Cheng e Yuan, 2013	Redução do consumo de energia	Redução dos custos para os usuários, da demanda de energia das concessionárias e do impacto ambiental
Cheng, et al., 2011	Rejeição de calor contínua durante o período em que o compressor permanece desligado	Melhoria na transferência de calor do condensador, aumento do grau de sub-resfriamento e redução da temperatura de condensação
Cheng, et al., 2011	Rápida estabilização do sistema	Redução do trabalho realizado pelo compressor e melhoria na qualidade dos alimentos
Cheng, et al., 2011 Wang et al., 2007a Wang et al., 2007c	Redução da temperatura e pressão no condensador	Aumento do COP, estabilização do sistema e aumento do sub-resfriamento
Cheng, et al., 2011 Cheng e Yuan, 2013	Aumento do grau de sub-resfriamento	Aumento da capacidade de refrigeração
Cheng, et al., 2011 Cheng e Yuan, 2013	Redução do ganho de calor do compartimento durante o período de acionamento do compressor	Redução da troca de calor entre a câmara e o ambiente, melhoria na qualidade dos alimentos, redução do trabalho de compressão

Fonte: Elaborada pelo autor.

As desvantagens da utilização do PCM em condensadores são apresentadas na Tabela 2.6, conforme apresentado nos trabalhos de Cheng, et al., 2011 e Cheng e Yuan, 2013:

Tabela 2.6: Desvantagens do PCM em condensadores

Autor	Desvantagem	Comentário
Cheng, et al., 2011	Aumento da frequência de acionamento do compressor	Efeito destrutivo no compressor, geração de ruído mais frequente e possibilidade de acumulação de calor no PCM de grande espessura
Cheng, et al., 2011 Cheng e Yuan, 2013	Aumento do ganho de calor do compartimento durante o período de inatividade do compressor	Efeito negativo na qualidade dos alimentos

Fonte: Elaborada pelo autor.

Para Wang et al., (2007a), a temperatura de condensação mais baixa causou um maior número de partidas e paradas do compressor, o que explica o aumento da temperatura de evaporação dos sistemas com PCM. Esta pode ser a explicação por não terem muitos estudos com a configuração do PCM no lado do condensador.

2.4. Otimização

O desenvolvimento de um projeto ideal deve satisfazer os requisitos e restrições dados, de forma a encontrar a melhor solução dentro do domínio de projetos aceitáveis, minimizando ou maximizando uma característica ou quantidade de interesse particular sem violar as restrições determinadas e indicar o melhor custo-benefício (Jaluria, 2008).

As restrições limitam o domínio no qual se encontra o projeto viável ou ideal. Estas são obtidas das leis de conservação e das limitações impostas pelos materiais empregados, como restrições de espaço e peso ou restrições ambientais, de segurança ou de desempenho.

As funções objetivas para sistemas térmicos são frequentemente baseadas nas características de peso, tamanho ou volume, taxa de consumo de energia, taxa de transferência de calor, eficiência, lucro geral, custos, efeitos ambientais, pressões,

durabilidade e confiabilidade, segurança, desempenho do sistema, saída entregue e qualidade do produto.

As etapas para formulação do problema de otimização são: determinar as variáveis de projeto, seleção e definição da função objetivo, determinar as restrições de igualdade, determinar as restrições de desigualdade, conversão das restrições de desigualdade em restrições de igualdade. O número de variáveis independentes determina a complexidade do problema e o esforço computacional necessário para resolver o problema. A escolha do método depende em grande parte da natureza das equações que representam a função objetivo e das restrições (Jaluria, 2008).

Os modelos determinísticos preveem o comportamento do sistema, enquanto os modelos probabilísticos envolvem incertezas no sistema que podem ser considerados aleatórios ou representados por distribuições de probabilidade. Um agregado de várias simulações aleatórias produz o comportamento médio esperado para o sistema (Jaluria, 2008).

Os métodos de otimização meta-heurísticos se inspiraram em fenômenos biológicos, físicos ou sociais, com o objetivo de obter as melhores soluções com o mínimo de complexidade computacional em um tempo razoável para resolver problemas de alta complexidade e soluções conflitantes. As meta-heurísticas devem fornecer um equilíbrio adequado entre a busca ao redor do espaço de soluções para explorar com eficiência as áreas promissoras e garantir que o algoritmo busque as melhores soluções atuais (Yang e Deb, 2009).

As técnicas meta-heurísticas mais estudadas são os algoritmos evolutivos e de inteligência de colônias. Algoritmos evolutivos são motivados pela teoria evolutiva de Darwin, com a adaptação ao ambiente e a seleção dos indivíduos mais aptos. A cada iteração são geradas soluções aprimoradas usando operadores de reprodução. Algoritmos de inteligência de colônias imitam o comportamento natural de insetos ou grupos de animais na natureza para resolver problemas do mundo real, baseando-se na descentralização dos indivíduos no espaço de solução, extraindo as informações úteis de um grupo de indivíduos e do ambiente (Emami, 2022).

O objetivo da utilização de técnicas de otimização neste trabalho consiste em encontrar os valores das diferentes variáveis de projeto que proporcionem o aumento da eficiência, a redução das irreversibilidades, a redução dos custos e redução do impacto ambiental do modelo matemático desenvolvido para o refrigerador doméstico.

O trabalho de Yuan e Cheng, (2014) utilizou uma técnica de otimização multiobjetivo por algoritmo genético, na qual a cada geração, o algoritmo busca aprimorar o valor da função objetivo e determinar a curva de Pareto que é a região ótima para operação do refrigerador para obtenção dos resultados. A utilização da técnica permitiu uma minimização teórica do custo de fabricação e do consumo energético.

Emami, (2022) desenvolveu o algoritmo de otimização anti-coronavírus (ACVO) e comparou os resultados com outros sete algoritmos de otimização bem estabelecidos em sete problemas reais de engenharia. O ACVO apresentou os melhores resultados na otimização da maioria das funções, demonstrando alta eficiência na otimização de funções com diversas variáveis, grande velocidade de convergência, eficiência na exploração do espaço de solução e apresentando facilidade na implementação e personalização para várias aplicações no mundo real.

O trabalho de Liu et al., 2023 utilizou o ACVO para melhorar a previsão e a precisão do diagnóstico por imagem de diferentes tipos de câncer de pele, analisando conjuntos de dados de alta dimensão. Os resultados analíticos mostraram que o método proposto combinado com o ACVO alcançou uma alta taxa de precisão e de previsão superiores a 97%.

3. METODOLOGIA

O capítulo 3 tem como objetivo de descrever a metodologia utilizada neste trabalho para o cálculo dos comprimentos dos trocadores de calor, o COP, a energia retirada da câmara refrigerada, a energia absorvida pelo PCM, a massa do fluido refrigerante, bem como o TEWI e a destruição da exergia.

3.1. Modelagem dos componentes do sistema

O desenvolvimento do modelo matemático deste trabalho utilizou o programa EES - *Engineering Equation Solver* (Klein, 2018) e para a otimização da geometria e das condições operacionais utilizou-se o programa MATLAB e uma técnica heurística denominada ACVO (algoritmo de otimização anti-coronavírus) proposta por Emami, (2022).

Selecionou-se o refrigerador do modelo Brastemp BRM44HBANA10, do tipo *Frost Free*, apresentado na Figura 3.1, fabricado pela empresa Whirlpool S.A., com volume de 375 litros, com duas portas, operando com o fluido refrigerante R600a, devido ao fato de ser um produto comum no mercado brasileiro, que utiliza o fluido refrigerante natural R600a e por possuir dimensões e consumo elétrico compatíveis para o uso de uma família com 4 pessoas.

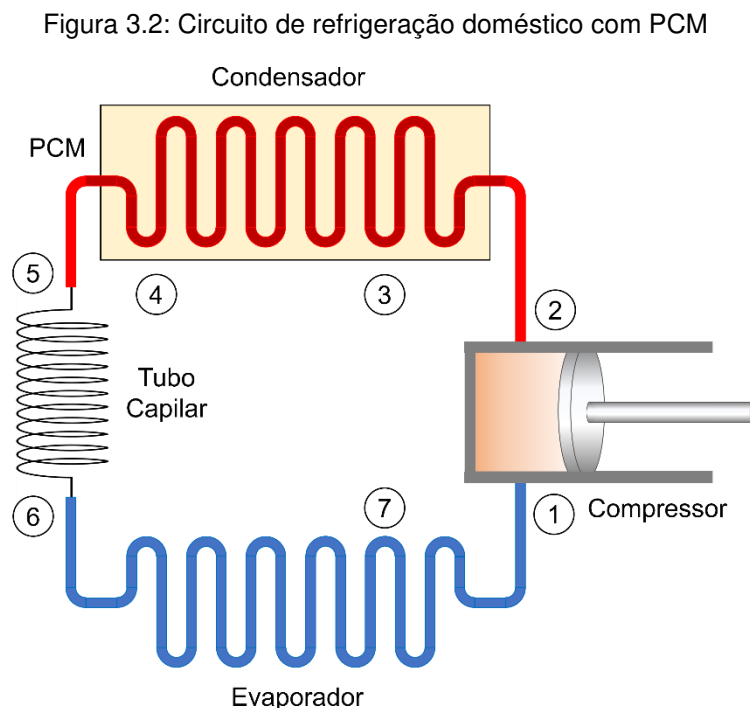
Figura 3.1: Refrigerador doméstico



Fonte: <https://www.brastemp.com.br> - acessado em 01/03/2023.

As propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes R134a, R600a, R290 e R1234yf foram obtidas a partir da estimativa da temperatura de condensação, sub-resfriamento, superaquecimento, pontos de saturação do fluido e capacidade de refrigeração, utilizando a função de propriedades do EES. A escolha dos diâmetros internos dos tubos do condensador e do evaporador ocorreram de acordo com os diâmetros comerciais, enquanto a área do PCM foi determinada em função dos limites geométricos do refrigerador.

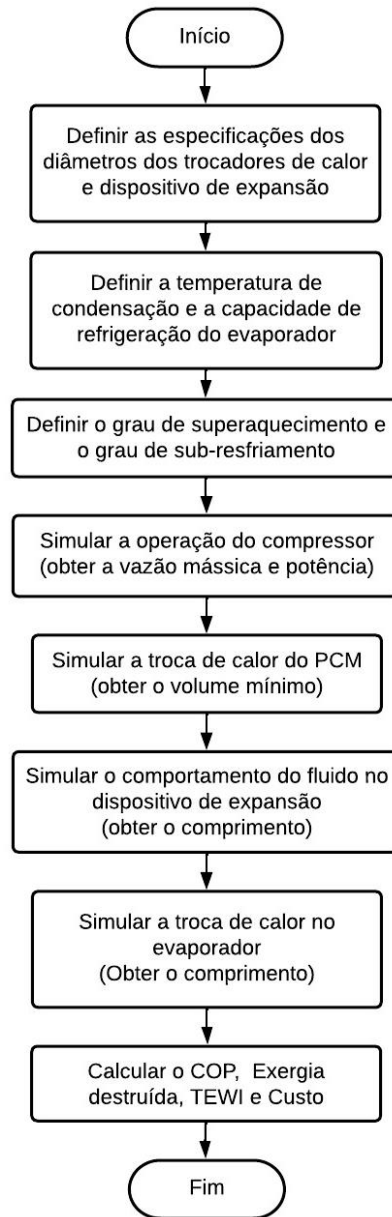
O processo de modelagem levou em consideração os sete pontos mais relevantes do circuito de refrigeração por compressão de vapor apresentados na Figura 3.2, como a entrada do compressor (1), o ponto de entrada do condensador (2), o ponto inicial de liquefação do fluido (3), o ponto final da liquefação do fluido (4), a entrada do dispositivo de expansão (5), a entrada do evaporador (6), o ponto final da vaporização do fluido (7) e o PCM integrado ao condensador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Uma vantagem da simulação computacional de sistemas termodinâmicos é a possibilidade de desenvolver sistemas e obter resultados de seu comportamento antes da utilização de protótipos com custos reduzidos. O dimensionamento do comprimento dos trocadores de calor, o trabalho realizado pelo compressor, o COP, o TEWI e o custo obedeceram ao algoritmo apresentado na Figura 3.3:

Figura 3.3: Algoritmo de simulação dos componentes de um refrigerador



Fonte: Elaborada pelo autor.

A modelagem do refrigerador inicia-se pela definição das variáveis de entrada como o diâmetro dos trocadores de calor e do dispositivo de expansão e definindo-se a temperatura de condensação, a capacidade de refrigeração do evaporador, o grau de superaquecimento e de sub-resfriamento em condições de regime permanente. Com isso, permite-se a simulação da potência requerida pelo compressor e a obtenção da vazão mássica. A proporção do tempo em que o compressor fica ligado é de 27% do ciclo e foi considerado 6 minutos como o tempo de acionamento do

compressor (Sonnenrein et al., 2015). A área de troca de calor no condensador é obtida por meio da arbitragem da temperatura de condensação e dos valores obtidos da potência do compressor e da capacidade de refrigeração predefinida. A partir da energia liberada para o ambiente, obtém-se o volume mínimo do PCM. A condição adiabática do fluido no dispositivo de expansão é considerada de forma a obter comprimento. A simulação da troca de calor no evaporador permite o cálculo do comprimento do componente, bem como a determinação do COP, Exergia destruída, TEWI e custo.

As simulações e otimizações realizadas deste trabalho consideram as condições operacionais para 4 fluidos refrigerantes: R134a, R600a, R290 e R1234yf, cujas propriedades foram calculadas a partir do banco de dados do EES para cada estado no ciclo.

3.1.1. Compressor

Para este trabalho, utilizou-se compressores comerciais do tipo hermético alternativo. Estes são compatíveis com os fluidos refrigerantes selecionados para cada simulação. O compressor original do refrigerador modelo BRM44HBANA10 é o EM2T60CLP, porém modelou-se compressores compatíveis para cada fluido refrigerante estudado:

Tabela 3.1: Características dos compressores alternativos

Refrigerante	Modelo	Fabricante	Volume deslocado [cm ³]	Potência [hp]	Rotação [rpm]
R134a	EM2S60HLP	Embraco	5,19	1/6	3600 rpm
R600a	EM2T60CLP	Embraco	9,04	1/6	3600 rpm
R290	EMI70UER	Embraco	4,08	1/5	3600 rpm
R1234yf	VEGY6L	Embraco	6,36	1/5	1600 rpm

Fonte: Elaborada pelo autor.

A modelagem do compressor considerou as condições de regime permanente e negligenciada a dissipação de calor na área superficial (adiabático), conforme proposto por Wang et al., (2007a) e Bakhshipour et al., (2017). A temperatura de entrada do compressor (T_1) é obtida a partir da soma das temperaturas de evaporação (T_7) e do superaquecimento (δ_{sup}):

$$T_1 = T_7 + \delta_{sup} \quad (3.1)$$

A pressão de evaporação (P_1) é obtida por meio da temperatura de evaporação e o título no ponto de saturação ($x_7=1$). A partir da pressão de evaporação (P_1) e da temperatura de entrada do compressor (T_1), por meio da biblioteca do EES, são encontrados os valores das propriedades de entropia (s_1), entalpia (h_1) e massa específica (ρ_1). A pressão de condensação (P_2) é obtida a partir da temperatura no ponto de saturação (T_3).

Os catálogos do fabricante (Embraco, 2023) apresentam as vazões mássicas dos fluidos refrigerantes e as potências dos compressores em função das diferentes faixas de temperatura de condensação T_3 (35,0 a 55,0 °C) e evaporação T_7 (-35,0 a -5,0°C).

As eficiências volumétricas foram obtidas a partir das temperaturas de trabalho utilizando regressão polinomial, aplicável a cada modelo de compressor, conforme proposto por Minetto (2011), sendo obtidas as seguintes curvas:

Tabela 3.2: Polinômios de eficiência volumétrica

Refrigerante	Eficiência Volumétrica
R134a	$\eta_v = 0,760372 - 0,0188302 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$
R600a	$\eta_v = 0,765995 - 0,0175926 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$
R290	$\eta_v = 0,803909 - 0,0334641 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$
R1234yf	$\eta_v = 0,862461 - 0,0276529 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$

Fonte: Elaborada pelo autor.

O cálculo da vazão mássica no circuito de refrigeração (\dot{m}_R) proposto por Bakhshipour et al., (2017) utilizou a massa específica (ρ_1) na entrada do compressor, o volume deslocado a cada ciclo do compressor (V_d), a eficiência volumétrica (η_v) e a rotação do motor do compressor (N):

$$\dot{m}_R = \frac{\rho_1 V_d \eta_v N}{60} \quad (3.2)$$

A entalpia na condição isentrópica (h_{2is}) é obtida a partir da pressão de condensação (P_2), considerando o compressor isentrópico ($s_2 = s_1$), ou seja, a entropia na entrada do compressor é igual a entropia na saída. A eficiência global (η_g) é calculada a partir da razão entre a potência para o compressor isentrópico e potência do compressor (\dot{W}_{comp}) disposta por Embraco, (2023):

$$\eta_g = \frac{\dot{m}_R (h_{2is} - h_1)}{\dot{W}_{comp}} \quad (3.3)$$

E na forma polinomial, aplicável para cada modelo de compressor, utilizando uma regressão em função da razão de compressão entre a saída e entrada do compressor proposta por Minetto (2011):

Tabela 3.3: Polinômios de eficiência global

Fluido	Eficiência Global
R134a	$\eta_g = 0,281681 + 0,0781108 \left(\frac{P_2}{P_1}\right) - 0,00804535 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 + 0,00238885 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3$
R600a	$\eta_g = 0,337364 + 0,0274907 \left(\frac{P_2}{P_1}\right) - 0,00310396 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 + 0,0000907426 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3$
R290	$\eta_g = 0,390319 + 0,029259 \left(\frac{P_2}{P_1}\right) - 0,00557874 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 + 0,000238057 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3$
R1234yf	$\eta_g = 0,611068 + 0,00922028 \left(\frac{P_2}{P_1}\right) - 0,000251157 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 + 0,00000594455 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3$

Fonte: Elaborada pelo autor.

Considerando a eficiência global (η_g) idêntica como equivalente à eficiência isentrópica (η_{is}) e a partir do valor da entalpia de entrada do compressor (h_1) e da entalpia isentrópica, são determinadas as condições de entalpia de saída do compressor (h_2).

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.4)$$

A temperatura de saída do compressor (T_2) é obtida a partir dos valores da entalpia de saída do compressor (h_2) e pressão de condensação (P_2). O trabalho realizado pelo compressor por unidade de tempo (\dot{W}_{comp}) é dado pela equação:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_R (h_2 - h_1) \quad (3.5)$$

As equações e propriedades do fluido no sistema são obtidas considerando o fluxo de massa constante e circuito de refrigeração estanque e intacto.

3.1.2. Condensador

O condensador do refrigerador é do tipo parede quente e utiliza convecção natural para refrigeração de suas duas faces. O trocador é dividido em três segmentos: segmento de escoamento de vapor superaquecido, segmento de escoamento bifásico e segmento de escoamento de líquido sub-resfriado (Wang et al., 2007a). Cada um destes segmentos possui equações e correlações próprias. Considerou-se para o desenvolvimento do modelo:

- Fluxo do fluido somente na direção axial;
- Escoamento incompressível;
- Diâmetro interno ($d_{i_{cond}}$) é constante em todo o condensador;
- Troca de calor entre fluido e tubulação na direção axial desprezível;
- Resistência térmica das paredes da tubulação desprezível;
- Perda de carga ao longo da tubulação desprezível;
- Pressão constante em todo o trocador de calor (isobárico);
- Temperatura de condensação arbitrada.

A taxa de transferência de calor e o comprimento total do condensador é obtido pela soma das taxas e dos comprimentos de cada um dos segmentos (Wang et al., 2007a):

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{2,3} + \dot{Q}_{3,4} + \dot{Q}_{4,5} \quad (3.6)$$

$$L_{cond} = L_{2,3} + L_{3,4} + L_{4,5} \quad (3.7)$$

3.1.2.1. Segmento de vapor superaquecido

A taxa do calor transferido pelo fluido refrigerante ao PCM neste segmento do condensador é obtida a partir da vazão mássica do fluido refrigerante que sai do compressor e a diferença entre as entalpias na entrada do condensador (2) até o ponto de saturação (3) (Incropera et al., 2008):

$$\dot{Q}_{2,3} = \dot{m}_R (h_2 - h_3) \quad (3.8)$$

A área de troca de calor é calculada a partir da taxa de troca no segmento superaquecido do condensador, utilizando a equação de transferência de calor por convecção (Incropera et al., 2008):

$$\dot{Q}_{2,3} = H_{2,3} A_{2,3} \Delta T_{ml} \quad (3.9)$$

O cálculo da média logarítmica da temperatura (ΔT_{ml}) neste segmento do condensador considerou a temperatura superficial constante e igual a temperatura de mudança de fase do PCM (Incropera et al., 2008):

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_3 - T_2}{\ln \left(\frac{T_3 - T_{pcm}}{T_2 - T_{pcm}} \right)} \quad (3.10)$$

Determinou-se o coeficiente convectivo do segmento de vapor superaquecido ($H_{2,3}$) e do coeficiente global de transferência de calor ($Nu_{2,3}$) do condensador a partir do cálculo dos números de Reynolds ($Re_{2,3}$) e Prandtl ($Pr_{2,3}$) (Incropera et al., 2008). As propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante no trocador de calor como viscosidade dinâmica ($\mu_{2,3}$), calor específico ($Cp_{2,3}$) e condutividade térmica ($k_{2,3}$) foram determinadas utilizando a função de propriedades do EES, a partir da pressão de saída do compressor (P_2) e da temperatura média entre entrada do condensador (T_2) e o ponto de saturação (T_3):

$$Re_{2,3} = \frac{4\dot{m}_R}{\pi di_{cond} \mu_{2,3}} \quad (3.11)$$

$$Pr_{2,3} = \frac{\mu_{2,3} Cp_{2,3}}{k_{2,3}} \quad (3.12)$$

O fator de atrito ($f_{2,3}$) é calculado por meio da correlação de Petukhov, considerando o escoamento turbulento e plenamente desenvolvido, abrangendo uma ampla faixa de valores de Reynolds (Incropera et al., 2008):

$$f_{2,3} = [0,790 \ln(Re_{2,3}) - 1,64]^{-2} \quad (3.13)$$

Para o estado de vapor superaquecido, considerando o escoamento turbulento e plenamente desenvolvido, utilizou-se a correlação de Gnielinski, sendo a mais apropriada para calcular o coeficiente global de troca de calor por convecção ($Nu_{2,3}$) e o coeficiente convectivo ($H_{2,3}$), abrangendo a faixa de valores de Reynolds de 3.000 a 5.000.000 (Incropera et al., 2008):

$$Nu_{2,3} = \frac{\frac{f_{2,3}}{8} (Re_{2,3} - 1000) Pr_{2,3}}{1 + 12,7 \left(\frac{f_{2,3}}{8}\right)^{1/2} (Pr_{2,3}^{2/3} - 1)} \quad (3.14)$$

$$H_{2,3} = Nu_{2,3} \frac{k_{2,3}}{di_{cond}} \quad (3.15)$$

O comprimento do segmento de vapor superaquecido é obtido a partir da área do trocador de calor:

$$A_{2,3} = \pi di_{cond} L_{2,3} \quad (3.16)$$

3.1.2.2. Segmento bifásico

O cálculo da taxa de transferência de calor no segmento de escoamento bifásico utiliza equações semelhantes ao segmento de escoamento de vapor superaquecido (Incropera et al., 2008):

$$\dot{Q}_{3,4} = \dot{m}_R (h_3 - h_4) \quad (3.17)$$

$$\dot{Q}_{3,4} = H_{3,4} A_{3,4} \Delta T_{3,4} \quad (3.18)$$

$$\Delta T_{3,4} = T_4 - T_{pcm} \quad (3.19)$$

$$A_{3,4} = \pi d_{i,cond} L_{3,4} \quad (3.20)$$

Considerando que a entalpia varia linearmente com o comprimento do trocador de calor, segmentou-se o condensador em 10 trechos. A correlação aplicável ao escoamento bifásico proposta por Shah, (2016) foi utilizada em cada um dos trechos do condensador, obtendo-se os coeficientes convectivos (H_i) de cada trecho. A correlação determina o coeficiente convectivo de acordo com a faixa de valores do número de Weber (We_{cond}) e da velocidade do vapor adimensional (J) (Shah, 2016):

$$We_{cond} = \frac{G_{cond}^2 d_{i,cond}}{\rho_v \sigma'} \quad (3.21)$$

$$J = \frac{x G_{cond}}{[g d_{i,cond} \rho_v (\rho_l - \rho_v)]^{0,5}} \quad (3.22)$$

Os adimensionais foram calculados utilizando as propriedades na temperatura de condensação e a entalpia em cada estado predefinido obtidos do banco de dados do EES, como a massa específica (ρ_l e ρ_v), aceleração gravitacional (g), título (x), tensão superficial (σ'), viscosidade dinâmica (μ_l e μ_v), calor específico (Cp_l) e

condutividade térmica (k_i). O número de Reynolds (Re_i) e o número de Prandtl (Pr_i) foram definidos para a fase líquida:

$$Re_i = \frac{4\dot{m}_R}{\pi d_{i,cond} \mu_i} \quad (3.23)$$

$$Pr_i = \frac{\mu_i C p_i}{k_i} \quad (3.24)$$

A velocidade mássica (G_{cond}) é dada pela razão entre a vazão mássica e a área da seção transversal do trocador de calor:

$$G_{cond} = \frac{4\dot{m}_R}{\pi d_{i,cond}^2} \quad (3.25)$$

A correlação de Shah, (2016) para tubos horizontais é definida para 3 regimes, conforme a Tabela 3.4, sendo que o Regime II ocorre quando as condições estão diferentes dos regimes I e III:

Tabela 3.4: Regimes da correlação de Shah, (2016)

Regime I	$We_{cond} > 100$ e $J \geq 0,98(Z + 0,236)^{-0,62}$
Regime III	$We_{cond} > 20$ e $J \leq 0,95 \left[1,254 + 2,27(Z^{1,249}) \right]^{-1}$

Fonte: Elaborada pelo autor.

A correlação de Shah, (2016) para cada regime é:

$$H_1 = H_i \left(1 + \frac{3,8}{Z^{0,95}} \right) \left(\frac{\mu_i}{14\mu_v} \right)^{0,0058 + 0,557 Pr_i} \quad (3.26)$$

$$H_2 = H_1 + H_3 \quad (3.27)$$

$$H_3 = 1,32 Re_i^{-1/3} \left[\frac{\rho_i (\rho_i - \rho_v) g k_i^3}{\mu_i^2} \right]^{1/3} \quad (3.28)$$

$$Z = Pr_l^{0,4} \left(\frac{1}{1-x} \right)^{0,8} \quad (3.29)$$

A Correlação de Dittus Boelter foi utilizada para determinar o coeficiente de calor convectivo da fase líquida (H_l):

$$Nu_l = \frac{H_l d_{i,cond}}{k_l} = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (3.30)$$

O coeficiente convectivo médio da região bifásica do condensador é obtido após o cálculo do coeficiente convectivo em cada trecho:

$$\bar{H}_{3,4} = \frac{\sum_i^n H_i}{n} \quad (3.31)$$

3.1.2.3. Segmento de líquido sub-resfriado

Calculou-se o calor transferido pelo fluido refrigerante ao PCM neste segmento do condensador a partir da vazão mássica do fluido refrigerante e a diferença entre as entalpias do ponto de saturação (4) e da saída do condensador (5). O cálculo da taxa de transferência de calor no segmento de líquido sub-resfriado utiliza as mesmas equações para o segmento de vapor superaquecido (Incropera et al., 2008):

$$\dot{Q}_{4,5} = \dot{m}_R (h_4 - h_5) \quad (3.32)$$

O resultado da taxa de troca de calor no segmento de líquido sub-resfriado do condensador permite a obtenção da área de troca de calor utilizando a equação de transferência por convecção (Incropera et al., 2008):

$$\dot{Q}_{4,5} = H_{4,5} A_{4,5} \Delta T_{ml} \quad (3.33)$$

A média logarítmica da temperatura ΔT_{ml} neste segmento do condensador é calculada considerando a temperatura superficial constante e igual a temperatura de mudança de fase do PCM (Incropera et al., 2008):

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_5 - T_4}{\ln\left(\frac{T_5 - T_{PCM}}{T_4 - T_{PCM}}\right)} \quad (3.34)$$

O coeficiente convectivo do segmento de líquido sub-resfriado ($H_{4,5}$) e do coeficiente global de transferência de calor ($Nu_{4,5}$) do condensador foram determinados a partir do cálculo dos números de Reynolds ($Re_{4,5}$) e Prandtl ($Pr_{4,5}$) (Incropera et al., 2008). As propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante no trocador de calor como viscosidade dinâmica ($\mu_{4,5}$), calor específico ($Cp_{4,5}$) e condutividade térmica ($k_{4,5}$) foram determinadas utilizando a função de propriedades do EES, a partir da pressão de saída do compressor (P_2) e da temperatura média entre o ponto de saturação (T_4) e a saída do condensador (T_5), arbitrando o sub-resfriamento (δ_{sub}):

$$\delta_{sub} = T_4 - T_5 \quad (3.35)$$

$$Re_{4,5} = \frac{4\dot{m}_R}{\pi di_{cond} \mu_{4,5}} \quad (3.36)$$

$$Pr_{4,5} = \frac{\mu_{4,5} Cp_{4,5}}{k_{4,5}} \quad (3.37)$$

O fator de atrito ($f_{4,5}$), o coeficiente global de troca de calor por convecção ($Nu_{4,5}$) e o coeficiente convectivo ($H_{4,5}$) foram calculados considerando o tipo de escoamento, em função do número de Reynolds (Incropera et al., 2008). Para o regime laminar:

$$f_{4,5} = \frac{64}{Re_{4,5}} \quad (3.38)$$

$$Nu_{4,5} = 3,66 \quad (3.39)$$

Para o regime turbulento:

$$f_{4,5} = [0,790 \ln(Re_{4,5}) - 1,64]^2 \quad (3.40)$$

$$Nu_{4,5} = \frac{\frac{f_{4,5}}{8} (Re_{4,5} - 1000) Pr_{4,5}}{1 + 12,7 \left(\frac{f_{4,5}}{8}\right)^{1/2} (Pr_{4,5}^{2/3} - 1)} \quad (3.41)$$

$$H_{4,5} = Nu_{4,5} \frac{k_{4,5}}{di_{cond}} \quad (3.42)$$

O comprimento do segmento de líquido sub-resfriado é obtido a partir da área do trocador de calor:

$$A_{4,5} = \pi di_{cond} L_{4,5} \quad (3.43)$$

3.1.3. Dispositivo de expansão - Tubo Capilar

A modelagem do dispositivo de expansão considerou que o componente não troca calor com o ambiente ou outros sistemas, a entalpia no ponto (5) é igual ao ponto (6), em um processo isentálpico. O dispositivo de expansão utilizado neste trabalho é o tubo capilar, devido ao baixo custo de fabricação. O comprimento do dispositivo de expansão equivale a soma dos comprimentos dos segmentos de fluido sub-resfriado (*sub*) e bifásico (*bf*) conforme proposto por Wang et al., (2007a):

$$L_{cap} = \left\{ \frac{2di_{cap} (P_5 - P_{sat})}{f_{cap} v_{med} G_{cap}^2} \right\}_{sub} + \left\{ \frac{2di_{cap}}{f_{4,5} v_5 G_{cap}^2} [P_{sat} - P_6 - G_{cap}^2 (v_6 - v_{sat})] \right\}_{bf} \quad (3.44)$$

Onde di_{cap} é o diâmetro interno do tubo, P_5 é a pressão de saída do condensador, P_{sat} é a pressão de saturação para uma mesma entalpia que o ponto

(5), f_{cap} é o fator de atrito, v_{med} é o volume específico médio no tubo, G_{cap} é a velocidade mássica, P_6 é a pressão de evaporação, considerando o evaporador como isobárico, v_{sat} e v_6 são os volumes específicos do fluido na entrada no ponto de saturação e no ponto de saída do dispositivo de expansão (6).

O número de Reynolds (Re_{cap}) foi calculado a partir da viscosidade dinâmica do fluido (μ_{cap}) na temperatura média do dispositivo de expansão, enquanto o fator de atrito (f_{cap}) utilizou a correlação de Petukhov, considerando o escoamento turbulento e plenamente desenvolvido, abrangendo uma ampla faixa de valores de Reynolds (Incropera et al., 2008):

$$Re_{cap} = \frac{4\dot{m}_R}{\pi d i_{cond} \mu_{cap}} \quad (3.45)$$

$$f_{cap} = [0,790 \ln(Re_{cap}) - 1,64]^{-2} \quad (3.46)$$

3.1.4. Evaporador

O evaporador do refrigerador possui sistema de ventilação forçada para uniformizar a temperatura da câmara. O trocador de calor é dividido em dois segmentos: segmento de escoamento bifásico e segmento de escoamento de vapor (Wang et al., 2007a). Cada um destes segmentos possui equações e correlações próprias. Assim como no condensador, considerou-se para o desenvolvimento do modelo:

- Fluxo do fluido somente na direção axial;
- Escoamento incompressível;
- Diâmetro interno ($d_{i_{evap}}$) é constante em todo o evaporador;
- Troca de calor entre fluido e tubulação na direção axial desprezível;
- Resistência térmica das paredes da tubulação desprezível;
- Perda de carga ao longo da tubulação desprezível;
- Pressão constante em todo o trocador de calor (isobárico);
- Capacidade de refrigeração arbitrada.

A taxa de transferência de calor e o comprimento total do evaporador é obtido pela soma das taxas e dos comprimentos de cada um dos segmentos (Wang et al., 2007a):

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{6,7} + \dot{Q}_{7,1} \quad (3.47)$$

$$L_{evap} = L_{6,7} + L_{7,1} \quad (3.48)$$

3.1.4.1. Segmento bifásico

A vazão mássica do fluido refrigerante no sistema e a diferença entre as entalpias na entrada do evaporador (6) até o ponto de saturação (7) permitiram o cálculo da taxa de calor transferido da câmara de refrigeração para o fluido refrigerante (Incropera et al., 2008):

$$\dot{Q}_{6,7} = \dot{m}_R (h_7 - h_6) \quad (3.49)$$

$$\dot{Q}_{6,7} = H_{6,7} A_{6,7} \Delta T_{ml} \quad (3.50)$$

$$\Delta T_{6,7} = T_7 - T_{cam} \quad (3.51)$$

$$A_{6,7} = \pi di_{evap} L_{6,7} \quad (3.52)$$

Considerando que a entalpia varia linearmente com o comprimento do trocador de calor, segmentou-se o evaporador em 10 trechos. A correlação aplicável ao escoamento bifásico proposta por Shah, (1982) e aprimorada em 2017 (Shah, 2017), foi utilizada em cada um dos trechos, obtendo-se os coeficientes convectivos (H_i) parciais:

$$H_i = \text{MÁX} \left\{ \begin{array}{l} 1,8 B_1^{-0,8} B_3 H_l \\ 230 Bo^{0,5} B_3 H_l \\ B_2 Bo^{0,5} \exp(2,74 B_1^{-0,1}) B_3 H_l \\ B_2 Bo^{0,5} \exp(2,74 B_1^{-0,15}) B_3 H_l \end{array} \right\} \quad (3.53)$$

Onde as constantes B_1 , B_2 e B_3 são dadas por:

$$B_1 = \begin{cases} Co \\ 0,38 Co Fr_L^{-0,3} \end{cases} \begin{array}{l} \text{Escoamentos horizontais com } Fr_L \geq 0,04 \text{ ou tubos verticais} \\ \text{Escoamentos horizontais com } Fr_L < 0,04 \end{array} \quad (3.54)$$

$$B_2 = \begin{cases} 14,7 \\ 15,4 \end{cases} \begin{array}{l} Bo \geq 0,0011 \\ Bo < 0,0011 \end{array} \quad (3.55)$$

$$B_3 = \begin{cases} 2,1 - 0,008 We_v - 110 Bo \\ 1 \end{cases} \begin{array}{l} B_3 \geq 1 \\ B_3 < 1 \text{ ou } Fr_L < 0,01 \end{array} \quad (3.56)$$

Os adimensionais da correlação de Shah, (2017) foram calculados utilizando as propriedades na temperatura de evaporação e a entalpia em cada estado predefinido obtidos do banco de dados do EES, como a massa específica (ρ_l e ρ_v), aceleração gravitacional (g), título (x), tensão superficial (σ'), a entalpia de vaporização (h_{lv}) e condutividade térmica ($k_{6,7}$). A velocidade mássica (G_{evap}) é dada pela razão entre a vazão mássica e a área da seção transversal do trocador de calor:

$$G_{evap} = \frac{4\dot{m}_R}{\pi di_{evap}^2} \quad (3.57)$$

O número de Froude (Fr_{evap}) para a fase líquida é definido como a razão entre a inércia do fluxo e o campo gravitacional:

$$Fr_{evap} = \frac{G_{evap}^2}{\rho_l^2 g di_{evap}} \quad (3.58)$$

O número convectivo (Co_{evap}) é dado pela correlação entre o título e as massas específicas nos estados de líquido e vapor:

$$Co_{evap} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (3.59)$$

O número de Weber (We_{evap}) para a fase de vapor é dado pela relação da força inercial com a tensão superficial:

$$We_{evap} = \frac{G_{evap}^2 di_{evap}}{\rho_v \sigma'} \quad (3.60)$$

O número de ebulição é dado pela relação entre o fluxo de calor e a taxa de fluxo de massa por unidade de área:

$$Bo_{evap} = \frac{q_{6,7}}{G_{evap} h_{lv}} \quad (3.61)$$

Determinou-se o coeficiente convectivo da fase líquida (H_l) a partir da correlação de Dittus Boelter:

$$Nu_l = \frac{H_l di_{evap}}{k_l} = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (3.62)$$

Na qual os adimensionais de Reynolds (Re_l) e Prandtl (Pr_l) também foram definidos para a fase líquida, a partir das propriedades da viscosidade dinâmica (μ_l), calor específico (Cp_l) e condutividade térmica (k_l), obtidos do banco de dados do EES:

$$Re_l = \frac{4\dot{m}_R}{\pi di_{evap} \mu_l} \quad (3.63)$$

$$Pr_l = \frac{\mu_l Cp_l}{k_l} \quad (3.64)$$

A obtenção do coeficiente convectivo em cada trecho permitiu o cálculo do coeficiente convectivo médio da região bifásica:

$$\bar{H}_{6,7} = \frac{\sum_1^n H_i}{n} \quad (3.65)$$

3.1.4.2. Segmento de vapor superaquecido

A vazão mássica do fluido refrigerante e a diferença entre as entalpias do ponto de saturação (7) e saída do evaporador (1) permitiram a obtenção do calor transferido da câmara de refrigeração para o fluido refrigerante neste segmento do evaporador (Incropera et al., 2008):

$$\dot{Q}_{7,1} = \dot{m}_R (h_1 - h_7) \quad (3.66)$$

A equação de transferência por convecção promove a obtenção da área de troca de calor (Incropera et al., 2008):

$$\dot{Q}_{7,1} = H_{7,1} A_{7,1} \Delta T_{ml} \quad (3.67)$$

A média logarítmica da temperatura ΔT_{ml} neste segmento do evaporador é calculada considerando a temperatura superficial constante e igual a temperatura da câmara (T_{cam}) (Incropera et al., 2008):

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_1 - T_7}{\ln\left(\frac{T_1 - T_{cam}}{T_7 - T_{cam}}\right)} \quad (3.68)$$

Determinou-se o coeficiente convectivo do segmento de vapor superaquecido ($H_{7,1}$) e do coeficiente global de transferência de calor ($Nu_{7,1}$) do evaporador a partir do cálculo dos números de Reynolds ($Re_{7,1}$) e Prandtl ($Pr_{7,1}$) (Incropera et al., 2008). As propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante no trocador de calor como viscosidade dinâmica ($\mu_{7,1}$), calor específico ($Cp_{7,1}$) e condutividade térmica ($k_{7,1}$)

foram determinadas utilizando a função de propriedades do EES, a partir da pressão de entrada no compressor (P_1) e da temperatura média entre o ponto de saturação (T_7) e saída do evaporador (T_1):

$$Re_{7,1} = \frac{4\dot{m}_R}{\pi d_{i_{evap}} \mu_{7,1}} \quad (3.69)$$

$$Pr_{7,1} = \frac{\mu_{7,1} Cp_{7,1}}{k_{7,1}} \quad (3.70)$$

O cálculo do fator de atrito ($f_{7,1}$) utilizou a correlação de Petukhov, considerando o escoamento turbulento e plenamente desenvolvido, abrangendo uma ampla faixa de valores de Reynolds (Incropera et al., 2008):

$$f_{7,1} = [0,790 \ln(Re_{7,1}) - 1,64]^2 \quad (3.71)$$

Para o estado de vapor superaquecido, considerando o escoamento turbulento e plenamente desenvolvido, utilizou-se a correlação de Gnielinski, sendo a mais apropriada para calcular o coeficiente global de troca de calor por convecção ($Nu_{7,1}$) e o coeficiente convectivo ($H_{7,1}$), abrangendo uma ampla faixa de valores de Reynolds (Incropera et al., 2008):

$$Nu_{7,1} = \frac{\frac{f_{7,1}}{8} (Re_{7,1} - 1000) Pr_{7,1}}{1 + 12,7 \left(\frac{f_{7,1}}{8}\right)^{1/2} (Pr_{7,1}^{2/3} - 1)} \quad (3.72)$$

$$H_{7,1} = Nu_{7,1} \frac{k_{7,1}}{d_{i_{evap}}} \quad (3.73)$$

O comprimento do segmento de vapor superaquecido é obtido a partir da área do trocador de calor:

$$A_{7,1} = \pi d i_{\text{evap}} L_{7,1} \quad (3.74)$$

3.1.5. PCM

O material de mudança de fase selecionado é o SSPCM (*shape-stabilized phase change material*), formado por parafina e grafite expandido numa fração mássica de 3%, com encapsulamento de polietileno de alta densidade (HDPE), conforme desenvolvido por Cheng et al., (2010). A Tabela 3.5 apresenta as propriedades do PCM como o calor latente, a massa específica, a temperatura de mudança de fase e a condutividade térmica:

Tabela 3.5: Principais propriedades do PCM

Calor latente	17,07 kJ/kg
Massa específica	800 kg/m ³
Temperatura de Fusão	30,5 °C
Condutividade Térmica	1,03 W/mK

Fonte: Cheng et al., (2010)

A escolha deste PCM teve como critério a proximidade de seu ponto de fusão (T_{PCM} de 30,5°C) com a temperatura ambiente, permitindo o uso de uma baixa temperatura e baixa pressão no condensador, a fim de permitir a redução do trabalho realizado pelo compressor e da temperatura à montante do dispositivo de expansão, aumentando o desempenho do refrigerador (Bakhshipour et al., 2017).

Considerou-se neste estudo que o PCM se comporta como uma substância pura, mantendo uma temperatura constante durante toda a mudança de fase e apenas o calor latente do PCM durante o ciclo de operação do equipamento. A quantidade de energia (E_{PCM}) absorvida pelo PCM e liberada no ambiente é (Joybari et al., 2015):

$$E_{PCM} = \rho_{PCM} V_{PCM} \lambda_{PCM} \quad (3.75)$$

Onde ρ_{PCM} é a massa específica, V_{PCM} é o volume do PCM e λ_{PCM} é o calor latente. O volume mínimo do PCM deve garantir que toda a energia liberada pelo condensador seja absorvida como calor latente durante o período em que o compressor permanece ligado (t_{on}):

$$V_{PCM} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\rho_{PCM} \lambda_{PCM} t_{on}} \quad (3.76)$$

A geometria do PCM é do tipo placa, na qual são mantidos fixos o comprimento e altura, em função das dimensões do refrigerador, enquanto a espessura varia em função do volume mínimo do PCM:

$$\delta_{PCM} = \frac{V_{PCM}}{2 \times 0,5 \times 1,65} \quad (3.77)$$

A Figura 3.4 apresenta o arranjo dos tubos no condensador, imersos no PCM:

Figura 3.4: PCM acoplado ao condensador



Fonte: Elaborada pelo autor.

O tempo de recuperação do PCM é um ponto relevante como objeto de estudo futuro.

3.2. Cálculo energético e exergético

O coeficiente de desempenho (COP) é obtido da relação entre a taxa de calor absorvido no evaporador e o trabalho realizado pelo compressor por unidade de tempo (Sonntag e Borgnakke, 2003):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{evap}} \quad (3.78)$$

A eficiência exergética é dada pela relação entre a taxa de exergia recuperada e a taxa de exergia fornecida advinda do compressor (Çengel e Boles, 2013):

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{comp} - \dot{E}_{dest, total}}{\dot{W}_{comp}} = 1 - \frac{\dot{E}_{dest, total}}{\dot{W}_{comp}} \quad (3.79)$$

A taxa destruição de exergia no sistema é dada pela soma das taxas de exergia destruída em cada componente:

$$\dot{E}_{dest, total} = \dot{E}_{dest, comp} + \dot{E}_{dest, cond} + \dot{E}_{dest, cap} + \dot{E}_{dest, evap} + \dot{E}_{dest, PCM} \quad (3.80)$$

A taxa de destruição da exergia em cada componente é obtida a partir da segunda lei da termodinâmica para um volume de controle. As taxas de destruição no compressor, no condensador, no dispositivo de expansão e no condensador são dadas pelas respectivas equações, que consideram as diferenças de entalpia (h) e entropia (s) na entrada e na saída dos componentes (Roy e Mandal, 2019):

$$\dot{E}_{dest, comp} = \dot{m}_R (h_1 - h_2) - \dot{m}_R T_0 (s_1 - s_2) + \dot{W}_{comp} \quad (3.81)$$

$$\dot{E}_{dest, cond} = \dot{m}_R (h - h_5) - \dot{m}_R T_0 (s_2 - s_5) - \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{PCM}} \right) \quad (3.82)$$

$$\dot{E}_{dest, cap} = \dot{m}_R (h_5 - h_6) - \dot{m}_R T_0 (s_5 - s_6) \quad (3.83)$$

$$\dot{E}_{dest, evap} = \dot{m}_R (h_6 - h_1) - \dot{m}_R T_0 (s_6 - s_1) + \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cam}} \right) \quad (3.84)$$

$$\dot{E}_{dest, PCM} = -\dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{PCM}} \right) \quad (3.85)$$

Em que T_0 é a temperatura de estado morto. Neste trabalho equivale à temperatura ambiente, de 25,0 °C.

3.3. Impacto ambiental - TEWI

O cálculo do impacto ambiental do refrigerador TEWI equivale à soma das emissões de gases de efeito estufa como o impacto direto, que ocorre devido a produção e manutenção do refrigerador e o impacto indireto, que ocorre devido ao consumo energético do equipamento ao longo de sua vida útil.

$$TEWI = TEWI_{dir} + TEWI_{ind} \quad (3.86)$$

O índice do potencial de aquecimento global (GWP) expressa quanto o fluido refrigerante contribui para o aumento do efeito estufa por meio da absorção e liberação de calor por radiação na atmosfera em um determinado período se comparado a uma massa equivalente de gás carbônico (Davies e Caretta, 2004).

O cálculo do impacto direto considerou a massa do fluido refrigerante (m_R), a taxa anual de refrigerante que é emitido para a atmosfera devido a vazamentos ou escapes durante manutenções (M_{vaz}), o tempo de vida útil do equipamento (t_{util}), estimada em 15 anos (Shikalgar e Sapali, 2019) e o percentual de fluido refrigerante recuperado ou regenerado (α_{rec}), conforme proposto por Davies e Caretta, (2004) e Mohanraj, (2013):

$$TEWI_{dir} = m_R GWP (M_{vaz} t_{util}) + m_R GWP (1 - \alpha_{rec}) \quad (3.87)$$

A massa do fluido refrigerante do refrigerador foi obtida a partir da massa específica de cada trecho por meio da determinação dos estados em cada ponto do sistema e o volume de cada componente. Para os trechos bifásicos, foi obtida a densidade média durante o cálculo do coeficiente convectivo médio.

Calculou-se o impacto indireto a partir do consumo elétrico anual do equipamento (E_{anual}), do fator de CO₂ emitido para produção de energia elétrica (β) e do tempo de vida útil do equipamento (t_{util}), conforme proposto por Davies e Caretta, (2004) e Mohanraj, (2013):

$$TEWI_{ind} = E_{anual} \beta t_{util} \quad (3.88)$$

O tempo de operação diária do compressor (t_{oper}) e do trabalho por unidade de tempo realizado pelo compressor (Paula et al., 2020) proporcionam o cálculo do consumo elétrico anual do equipamento:

$$E_{anual} = 365 t_{oper} \dot{W}_{comp} \quad (3.89)$$

Os parâmetros utilizados para calcular o impacto ambiental do refrigerador estão apresentados na Tabela 3.6:

Tabela 3.6: Parâmetros para cálculo do impacto ambiental

Parâmetro	Símbolo	Valor considerado	Referência
Vida útil do sistema	t_{util}	15 anos	Shikalgar e Sapali, 2019
Percentual de fluido refrigerante recuperado ou regenerado	α_{rec}	70%	AIRAH (2012) e Paula et al., (2020)
Fator de CO ₂ emitido para produção de energia	β	0,082 kg CO ₂ /kWh	Paula et al., (2020)
Taxa anual de vazamentos ou escapes de fluido refrigerante	M_{vaz}	12,5%	AIRAH (2012) e Paula et al., (2020)

Fonte: Elaborada pelo autor.

3.4. Cálculo do custo

Mosaffa e Farshi, (2016) e Roy e Mandal, (2019) propuseram o cálculo da taxa de custo do sistema como a soma dos custos associados a implementação e manutenção (\dot{C}_{cm}), custo operacional (\dot{C}_{op}) e o custo ambiental (\dot{C}_{env}), como uma penalidade do custo de emissão de CO₂:

$$\dot{C}_{total} = \dot{C}_{cm} + \dot{C}_{op} + \dot{C}_{env} \quad (3.90)$$

A taxa de custo de implementação e manutenção é dada pela soma dos custos de cada componente do sistema como compressor (C_{comp}), condensador (C_{cond}), dispositivo de expansão (C_{cap}) e evaporador (C_{evap}) multiplicados pelo fator de manutenção (φ) e fator de recuperação de capital (CRF) (Roy e Mandal, 2019):

$$\dot{C}_{cm} = (C_{comp} + C_{cond} + C_{cap} + C_{evap}) \varphi CRF \quad (3.91)$$

O fator de recuperação de capital (CRF) é uma função do tempo de vida útil (t_{util}) do sistema e da taxa de juros (iR):

$$CRF = \frac{iR(1+iR)^{t_{util}}}{(1+iR)^{t_{util}} - 1} \quad (3.92)$$

O custo do compressor é calculado conforme proposto por Mansuriya et al., (2020):

$$C_{comp} = \frac{39,5 \dot{m}_R}{(0,9 - \eta_{is})} \frac{P_2}{P_1} \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (3.93)$$

Os custos do condensador e do evaporador são calculados conforme Tontu et al., (2019) e Paula et al., (2020), sendo incluído o custo do PCM (C_{PCM}):

$$C_{cond} = 516,62A_{cond} + 268,45 + C_{PCM} \quad (3.94)$$

$$C_{evap} = 516,62 A_{evap} + 268,45 \quad (3.95)$$

O custo do dispositivo de expansão é calculado conforme proposto por Paula et al., (2020):

$$C_{cap} = 114,5 \dot{m}_R \quad (3.96)$$

O custo do PCM foi calculado conforme proposto por Yuan e Cheng, (2014):

$$C_{PCM} = 2,86 m_{PCM} \quad (3.97)$$

A taxa de custo operacional (\dot{C}_{op}) é calculada a partir do consumo de energia anual do sistema (E_{anual}) e o custo da energia elétrica (C_{ele}) (Roy e Mandal, 2019):

$$\dot{C}_{op} = E_{anual} C_{ele} \quad (3.98)$$

A taxa de custo ambiental (\dot{C}_{env}), é calculada considerando o custo devido ao dano pela emissão de dióxido de carbono (C_{CO2}), o fator de CO₂ emitido para produção de energia elétrica (β) e o consumo de energia anual do sistema (E_{anual}), conforme Roy e Mandal, (2019):

$$\dot{C}_{env} = \beta E_{anual} + C_{CO2} \quad (3.99)$$

Os parâmetros utilizados para calcular os custos do refrigerador estão apresentados na Tabela 3.7:

Tabela 3.7: Parâmetros para cálculo dos custos

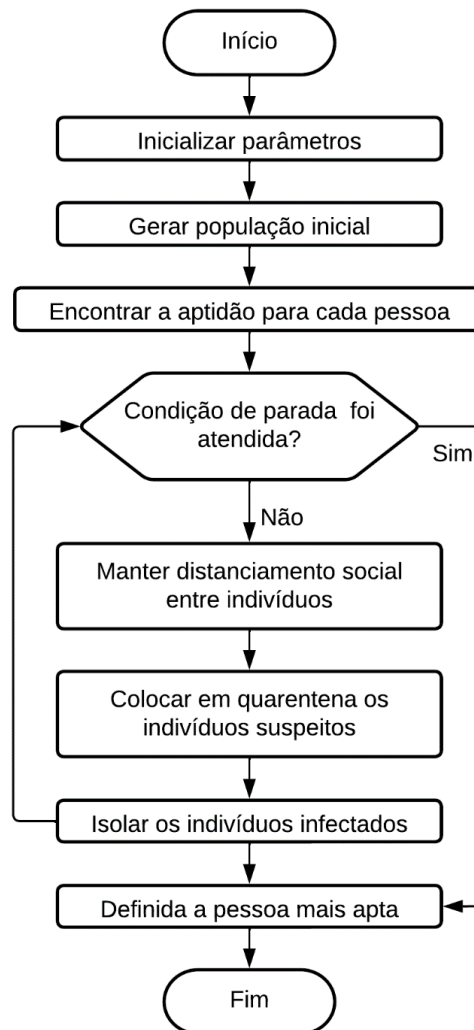
Parâmetro	Símbolo	Valor considerado	Referência
Fator de manutenção	φ	1,06	Roy e Mandal, (2019), Tontu et al., (2019) e Mosaffa e Farshi, (2016)
Vida útil do sistema	t_{util}	15 anos	Shikalgar e Sapali, 2019
Taxa de juros	iR	14% ao ano	Roy e Mandal, (2019) e Mosaffa e Farshi, (2016)
Custo da energia elétrica	C_{ele}	0,12 US\$/kWh	Roy e Mandal, 2019
Custo devido ao dano da emissão de CO ₂	C_{CO2}	0,09 US\$/kg CO ₂	Roy e Mandal, (2019) e Mosaffa e Farshi, (2016)
Fator de CO ₂ emitido para produção de energia	β	0,082 kg CO ₂ /kWh	Paula et al., (2020)

Fonte: Elaborada pelo autor.

3.5. Otimização

Neste trabalho utilizou-se o algoritmo de otimização anti-coronavírus (ACVO) proposto por Emami, (2022) como uma nova estratégia de inteligência de colônias, na qual cada agente é uma pessoa que tenta se manter saudável e retardar a propagação do COVID-19 observando os protocolos de contenção propostos pela Organização Mundial da Saúde. O algoritmo é composto por três etapas principais: distanciamento social, quarentena e isolamento, nas quais aplica-se iterativamente esses operadores para encontrar a pessoa mais apta e saudável. O algoritmo apresentado na Figura 3.5 tenta conduzir a população para o melhor indivíduo.

Figura 3.5: Fluxograma do algoritmo de otimização anti-coronavírus (ACVO)



Fonte: Adaptado de Emami, (2022).

Este algoritmo foi selecionado em função dos resultados apresentados e por ter sido comparado com outros sete algoritmos de otimização bem estabelecidos em problemas reais de engenharia, apresentando os melhores resultados na maioria das funções, demonstrando eficiência para otimização com diversas dimensões, grande velocidade de convergência, eficiência na exploração do espaço de solução e apresentando facilidade de implementação e personalização para várias aplicações no mundo real (Emami, 2022).

O objetivo da otimização neste trabalho é o de potencializar as características mais relevantes e interessantes como a minimização da destruição da exergia, do custo total e do TEWI. A limitação do algoritmo ACVO é a utilização para resolver problemas de otimização de objetivo único. Para contornar esta limitação, as variáveis

de interesse na otimização estão relacionadas de forma que a Função Objetivo Total é dada pela soma de todas as funções objetivo (Jaluria, 2008):

$$FO_{total} = \dot{E}_{dest,total} + \dot{C}_{total} + TEWI \quad (3.100)$$

O trabalho de Emami, (2022) avaliou a influência do tamanho da população para a realização de otimização e observou que populações menores que 10 indivíduos apresentam uma distribuição aleatória baixa, em relação a maiores populações, sendo necessário o aumento do número de iterações para a otimização. Para as populações maiores que 50 indivíduos, o tempo computacional tornou-se excessivo. A fim de se obter uma boa convergência e com menos iterações é utilizada neste trabalho uma população de 25 indivíduos e 25 iterações para obtenção dos dados otimizados. Isto significa a realização de 625 simulações para a minimização da função objetivo.

O domínio da função objetivo foi delimitado a partir das variáveis de entrada, que são os parâmetros operacionais do sistema, como o superaquecimento, o sub-resfriamento, a temperatura de condensação e as características geométricas, como os diâmetros internos dos tubos do condensador, evaporador e dispositivo de expansão. A capacidade de refrigeração é um importante dado de entrada que é mantido em valor fixo de 142,0 W durante a otimização, a fim de proporcionar uma correta comparação entre os resultados obtidos para cada fluido refrigerante. Após a comparação dos resultados, deve ser feita uma otimização considerando a faixa de valores da capacidade de refrigeração de 142,0 W a 273,0 W para avaliar condição ótima para o melhor fluido. Este intervalo foi selecionado por ser a faixa de operação comum a todos os compressores e fluidos utilizados neste trabalho.

As características geométricas do sistema como os comprimentos dos trocadores de calor e dispositivo de expansão, a massa do fluido e o volume do PCM, e as características operacionais como o COP, o calor liberado pelo fluido refrigerante no condensador, a potência do compressor, o custo, a taxa de destruição da exergia e o impacto de aquecimento total equivalente são as saídas interessantes para o projeto otimizado. A Tabela 3.8 identifica as variáveis de entrada do modelo e os intervalos de variação:

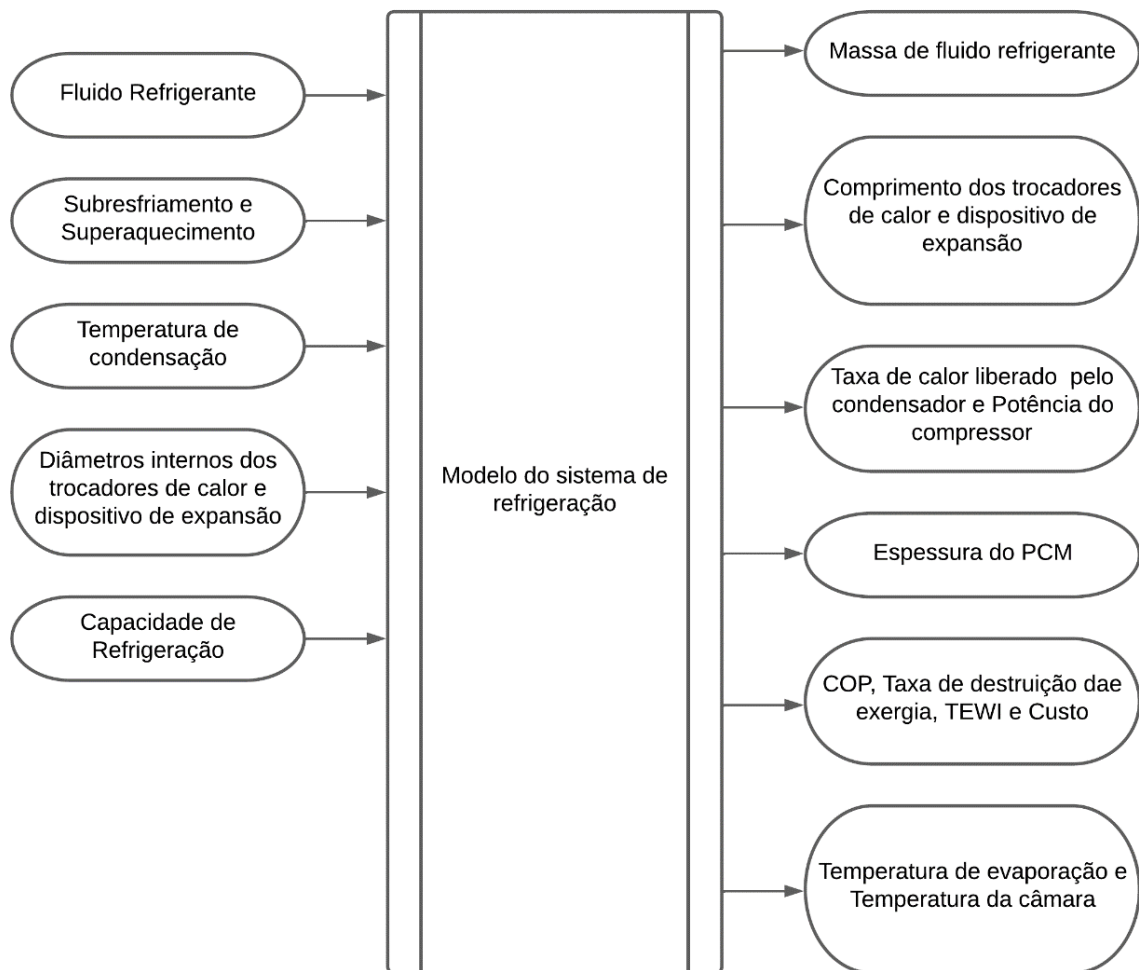
Tabela 3.8: Variáveis de entrada do modelo

Variável de entrada	Símbolo	Observação	Mínimo	Máximo
Sub-resfriamento (°C)	δ_{sub}	Valor arbitrado para garantir o estado de líquido sub-resfriado no dispositivo de expansão.	2,0	5,0
Superaquecimento (°C)	δ_{sup}	Valor arbitrado para evitar a entrada de líquido no compressor.	2,0	5,0
Temperatura de condensação (°C)	T_3	Valor mínimo arbitrado em conformidade com a utilização do PCM. Valor máximo arbitrado (Embraco, 2023)	35,6	55,0
Diâmetro interno do tubo do evaporador (mm)	d_{ie}	Restrição: diâmetros comerciais (Cheng et al., 2011)	3,00	6,60
Diâmetro interno do tubo do condensador (mm)	d_{ic}	Restrição: diâmetros comerciais (Bakhshipour et al., 2017)	3,00	10,00
Diâmetro interno do dispositivo de expansão (mm)	d_{icap}	Restrição: diâmetros comerciais (Cheng et al., 2011)	0,40	0,80
Capacidade de refrigeração (W)	\dot{Q}_{evap}	Faixa de operação comum entre todos os compressores (Embraco, 2023)	142,0	273,0

Fonte: Elaborada pelo autor.

O ACVO gera uma população inicial aleatória dentro do intervalo das variáveis de entrada especificados na Tabela 3.8. A Figura 3.6 apresenta o diagrama simplificado das entradas e saídas do modelo:

Figura 3.6: Entradas e saídas do modelo



Fonte: Elaborada pelo autor.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O capítulo 4 tem como objetivo apresentar os resultados obtidos por meio da otimização do modelo matemático por meio do algoritmo de otimização anti-coronavírus e fazer uma análise comparativa dos resultados obtidos para cada fluido de acordo com os 4E.

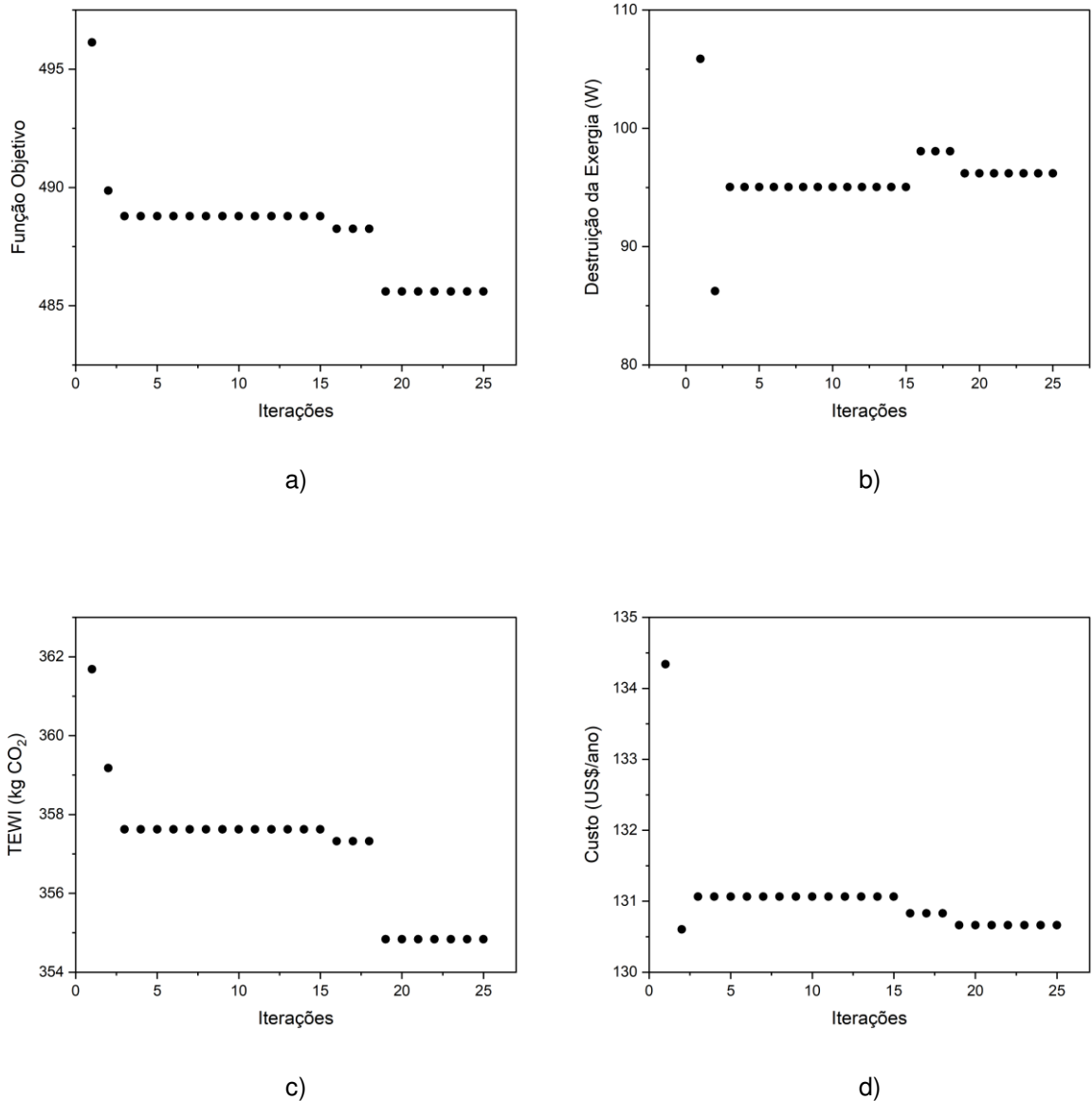
4.1. Otimização do sistema

Os resultados das variáveis otimizadas para os fluidos refrigerantes R134a, R600a, R290 e R1234yf, obtidos por meio da minimização da função objetivo com o ACVO, das equações e considerações apresentadas no capítulo 3 utilizaram uma capacidade de refrigeração constante de 142,0 W para todos os fluidos.

O tempo computacional para a obtenção dos resultados de otimização foi de aproximadamente 1 hora e 30 minutos para cada fluido refrigerante. As 5 primeiras iterações de cada fluido ocorreram durante os 30 primeiros minutos.

A Figura 4.1, a Figura 4.2, a Figura 4.3 e a Figura 4.4 apresentam o comportamento da função objetivo durante o processo de otimização. Observa-se que nem todos os valores das parcelas são minimizados, mas alcançam os valores mais adequados para que a função objetivo seja minimizada, de forma a obter o melhor resultado.

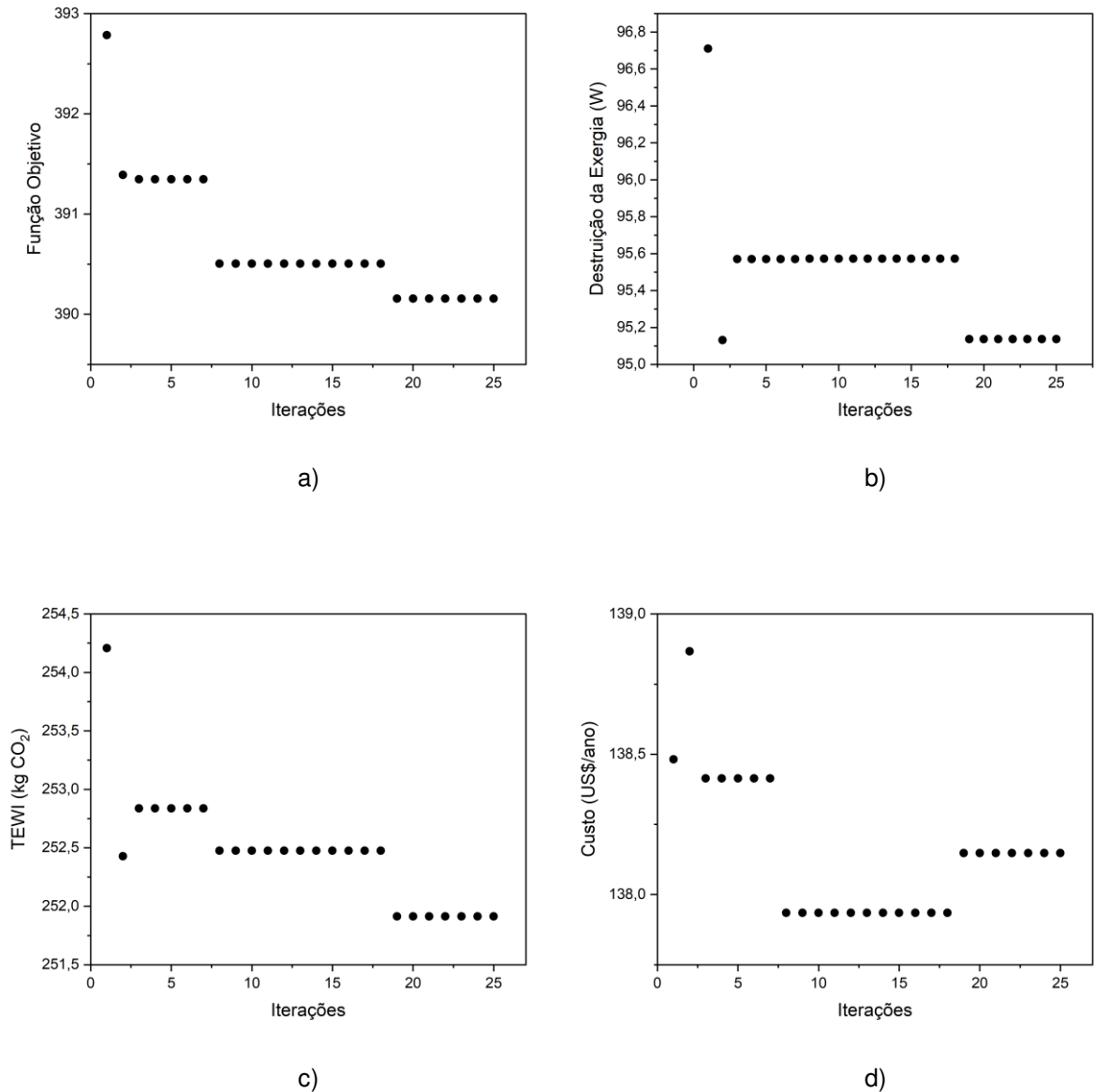
Figura 4.1: Curvas de Otimização da Função Objetivo para o fluido R134a



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se para o fluido R134a na Figura 4.1 que o valor da função objetivo alcança o valor otimizado após a 19^a iteração da população gerada (a), a taxa de destruição de exergia (b) e o custo (d) apresentam uma oscilação inicial e o TEWI (c) não oscila. Estas variações foram motivadas pelas mudanças nos valores de entrada referente ao sub-resfriamento, superaquecimento, temperatura de condensação e diâmetro do dispositivo de expansão.

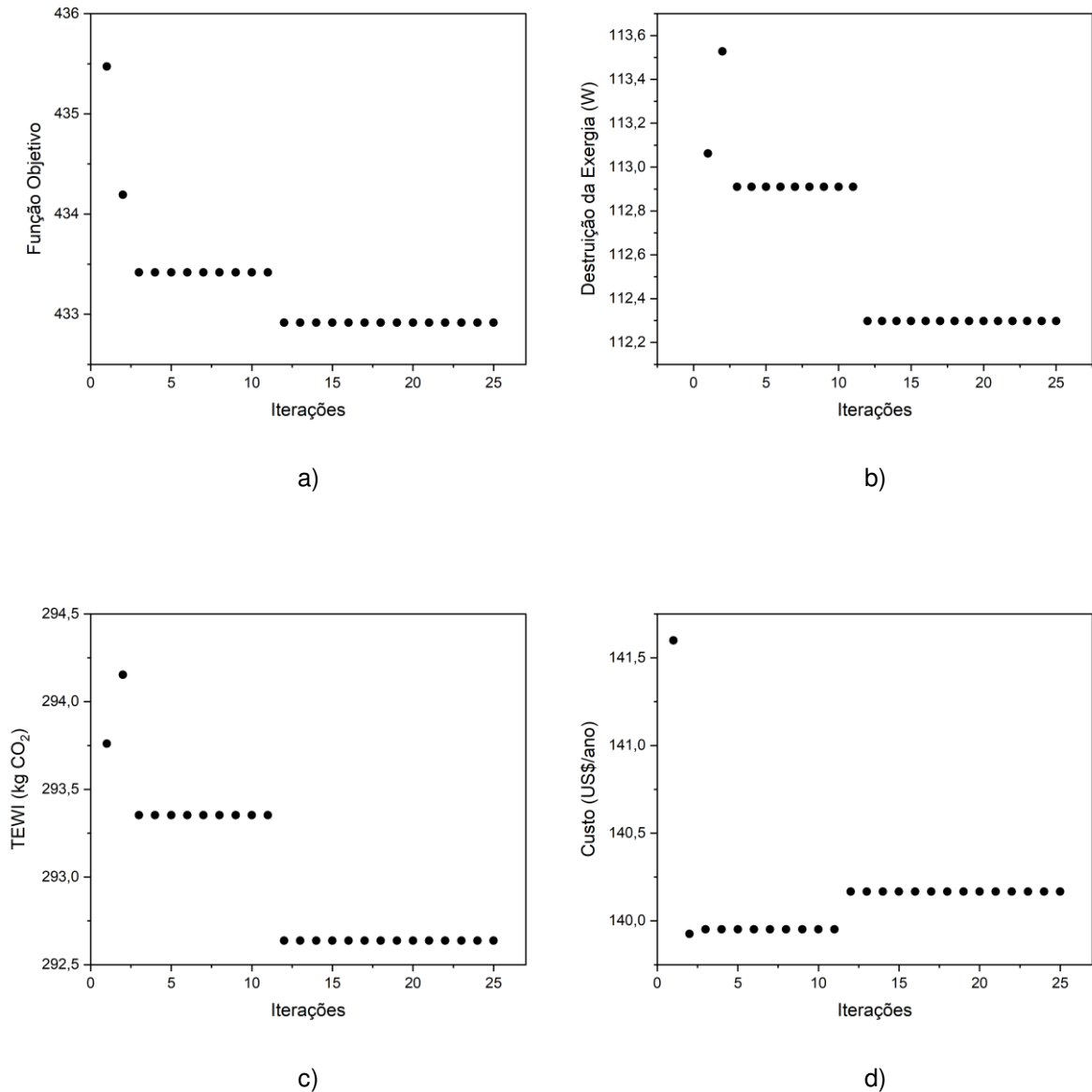
Figura 4.2: Curvas de Otimização da Função Objetivo para o fluido R600a



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se para o fluido R600a na Figura 4.2 que o valor da função objetivo alcança o valor otimizado após a 19^a iteração da população gerada (a), a taxa de destruição de exergia (b), o TEWI (c) e o custo (d) apresentam uma oscilação atenuada. Estas variações foram motivadas pelas mudanças nos valores de entrada referente ao sub-resfriamento, superaquecimento, temperatura de condensação e diâmetro do dispositivo de expansão.

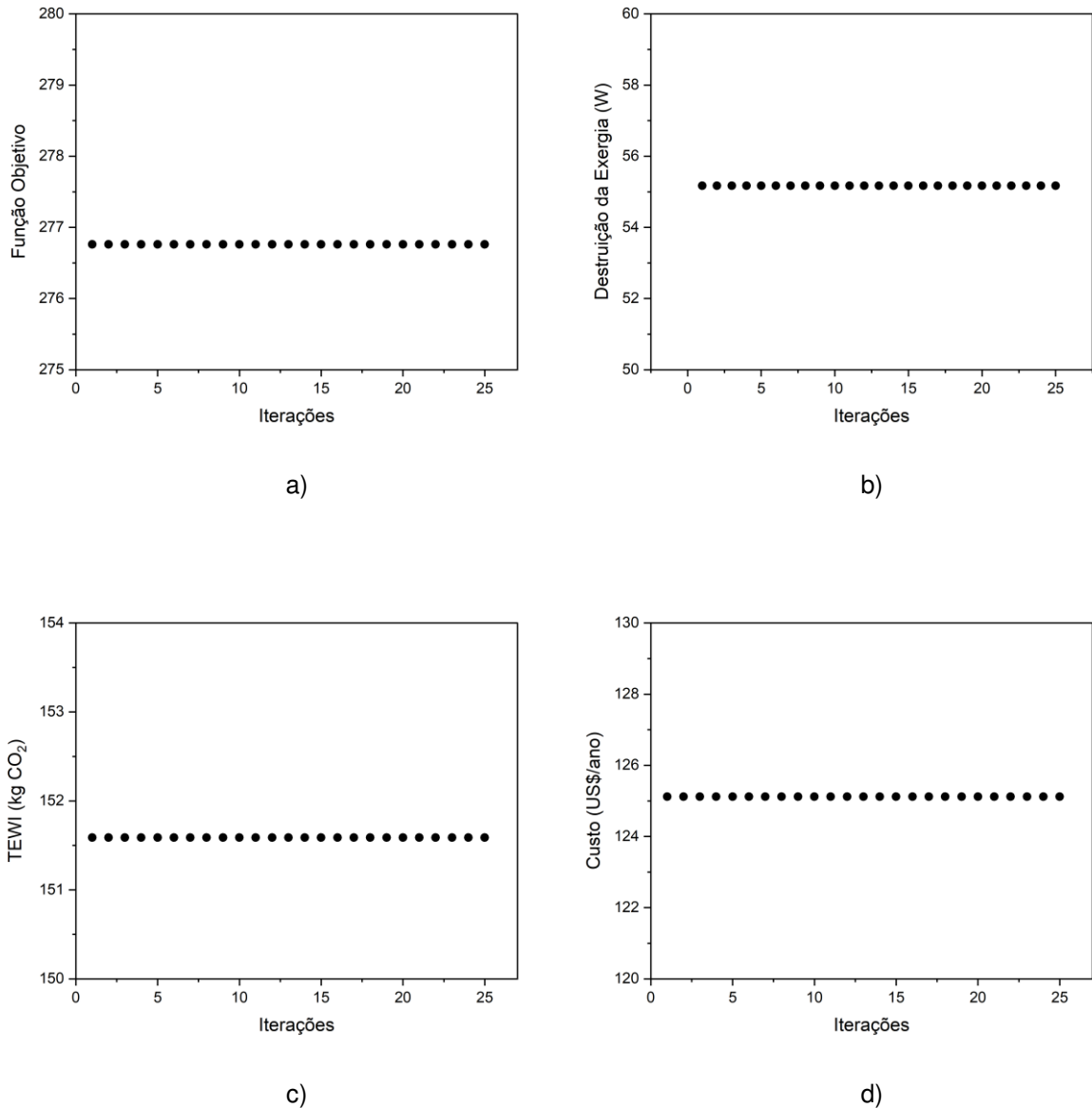
Figura 4.3: Curva de Otimização da Função Objetivo para o fluido R290



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se para o fluido R290 na Figura 4.3 que o valor da função objetivo alcança o valor otimizado após a 12^a iteração da população gerada (a), a taxa de destruição de exergia (b), o TEWI (c) e o custo (d) apresentam uma oscilação atenuada. Estas variações foram motivadas pelas mudanças nos valores de entrada referente ao sub-resfriamento, superaquecimento, temperatura de condensação e diâmetro do dispositivo de expansão.

Figura 4.4: Curva de Otimização da Função Objetivo para o fluido R1234yf



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se para o fluido R1234yf na Figura 4.4 que o valor da função objetivo alcança o valor otimizado logo na 1ª iteração da população gerada (a), a taxa de destruição de exergia (b), o TEWI (c) e o custo (d) não apresentaram oscilação em função da realização das 25 combinações aleatórias nesta primeira iteração. Esta ausência de variações ao longo das demais iterações é motivada pela complexa ferramenta de otimização do ACVO e com a utilização de um tamanho apropriado da população. Isto significa que a utilização de 25 indivíduos por iteração implica em 25 combinações de valores aleatórios de entrada do sistema. A Figura 4.12 apresenta a

otimização do R1234yf com capacidade de refrigeração variável e se inicia com uma população diferente e converge na 15ª população, obtendo o mesmo resultado otimizado. Os resultados obtidos demonstraram a robustez do ACVO na otimização do sistema de refrigeração, assim como evidenciado por Emami, (2022). Observou-se que o *software* EES apresentou menor tempo computacional com o fluido R1234yf, cerca de 0,1s para cada população. A Tabela 4.1 apresenta as variáveis de entrada otimizadas considerando a capacidade de refrigeração constante de 142,0 W para cada um dos fluidos refrigerantes simulados:

Tabela 4.1: Variáveis de entrada otimizadas

Variável de entrada	Símbolo	R134a	R600a	R290	R1234yf
Sub-resfriamento (°C)	δ_{sub}	2,4	4,0	3,3	2,3
Superaquecimento (°C)	δ_{sup}	5,0	5,0	5,0	5,0
Temperatura de condensação (°C)	T_3	43,0	35,6	35,6	35,6
Diâmetro interno do tubo do evaporador (mm)	d_{ie}	3,00	3,00	3,00	3,00
Diâmetro interno do tubo do condensador (mm)	d_{ic}	3,00	3,00	3,00	3,00
Diâmetro interno do dispositivo de expansão (mm)	d_{icap}	0,80	0,40	0,40	0,80

Fonte: Elaborada pelo autor.

O fluido refrigerante R600a apresentou o maior sub-resfriamento, o que promove a chegada do fluido no evaporador em estado líquido e com menores temperaturas e pressões. Este valor de sub-resfriamento deve-se ao fato de ser um ponto de minimização da função objetivo diante de requisitos conflitantes entre o custo, TEWI e taxa de destruição da exergia. O aumento no sub-resfriamento implica em um aumento da área de troca de calor, o que eleva o custo. Considerando que a capacidade de refrigeração e a temperatura de condensação foram fixadas como condições iniciais, a redução do sub-resfriamento promove o aumento das entalpias de todo o sistema, e conseqüentemente eleva as temperaturas e a taxa de destruição da exergia em todos os componentes. O R1234yf apresentou a menor variação de entalpia no condensador (Δh de 165,1 kJ/kg) e obteve o menor sub-resfriamento.

Nas condições otimizadas, todos os fluidos apresentaram o mesmo valor de superaquecimento, de 5,0 °C. Este valor máximo dentro da faixa de variação da

entrada do modelo deve-se ao fato de que a massa específica na entrada do compressor é a referência para o cálculo da vazão mássica do sistema, conforme equação 3.2. Quanto menor for a massa específica na entrada do compressor, menor é a vazão mássica do sistema, obtendo uma menor potência requerida pelo compressor, menor impacto ambiental indireto e menor custo, o que minimiza a função objetivo. O fluido R134a apresenta a maior temperatura de condensação, o que impacta em maiores pressões no condensador e um maior trabalho realizado pelo compressor. Esta divergência é atribuída ao processo de otimização da função objetivo, sobretudo na minimização do valor do impacto ambiental direto (TEWI) devido a uma menor massa de fluido refrigerante necessária para operação nas condições ótimas. Os resultados otimizados para os demais fluidos indicaram o limite inferior de temperatura de condensação, 35,6 °C.

Após a realização das iterações com as populações, os resultados dos diâmetros dos trocadores de calor permaneceram no valor mínimo, de 3 mm. Uma das causas é a minimização da quantidade de fluido refrigerante no estado líquido, que possui massa específica maior do que a fase de vapor e uma troca efetiva do calor com o PCM com o condensador e a câmara com o evaporador. Os diâmetros do dispositivo de expansão apresentaram os menores valores para os fluidos naturais R600a e R290. Embora os diâmetros apresentem variações entre os fluidos, estas são pouco representativas para obtenção de melhorias nos resultados. A Tabela 4.2 apresenta as variáveis de saída otimizadas, como parâmetros operacionais e características geométricas, obtidas a partir das variáveis de entrada do modelo otimizado (Figura 3.6) e da biblioteca de propriedades do EES:

Tabela 4.2: Variáveis de saída otimizadas

Fluido	Símbolo	R134a	R600a	R290	R1234yf
Temperatura de evaporação (°C)	T_7	-22,7	-24,9	-29,1	-15,0
Temperatura da câmara (°C)	T_{cam}	-17,6	-19,8	-24,0	-9,9
Comprimento do Condensador (m)	L_{cond}	3,99	11,41	8,72	8,98
Comprimento do Dispositivo de Expansão (m)	L_{cap}	0,86	0,08	0,12	0,56
Comprimento do Evaporador (m)	L_{evap}	8,79	8,58	8,45	8,23
Massa do fluido (g)	m_{fluido}	40,3	33,2	30,2	86,4
Espessura do PCM (mm)	δ_{PCM}	3,91	4,02	4,30	3,32

Fonte: Elaborada pelo autor.

Considerando a utilização de um valor fixo para a taxa de transferência de calor, observou-se na Tabela 4.2 que o fluido R290 apresentou os menores valores de temperatura de evaporação e temperatura da câmara, em função de possuir a maior variação de entalpia no evaporador (Δh de 263,1 kJ/kg), demonstrando alta capacidade de troca de calor, enquanto o R1234yf apresentou a menor variação (Δh de 112,8 kJ/kg) e obteve as maiores temperaturas de evaporação e da câmara. O R600a apresentou a segunda maior variação de entalpia, o que promoveu a segunda menor temperatura de evaporação e da câmara. A diferença de entalpia mostrou-se próxima entre os fluidos naturais e entre os fluidos R134a e R1234yf, em função da semelhança na constituição química de cada um dos grupos.

O fluido R134a apresentou o menor comprimento do condensador devido ao fato de ter apresentado a maior temperatura de condensação (43,0°C), o que favorece a troca térmica com o PCM, sendo necessária uma menor área de troca de calor. O R600a apresentou o maior comprimento do condensador em função de ter o menor calor específico. Os fluidos naturais R600a e R290 demandaram os menores comprimentos dos dispositivos de expansão, inversamente proporcional aos diâmetros obtidos. Todavia as variações de diâmetro dos dispositivos de expansão são pouco significativas, sendo demonstrado no item 4.6 que a utilização de um diâmetro menor mantém os resultados próximos, porém implica no aumento do comprimento do dispositivo de expansão. O comprimento do evaporador apresentou baixa variação entre os fluidos, sobretudo devido à condição de igualdade da capacidade de refrigeração.

O R1234yf apresentou a maior massa de fluido utilizado em função do maior valor da massa específica nos trechos de sub-resfriamento do condensador sob as condições otimizadas, enquanto o R290 apresentou a menor massa, devido à menor massa específica em relação ao fluido R1234yf nas condições otimizadas. Os pesos moleculares dos fluidos foram apresentados na Tabela 2.1.

O R1234yf apresentou a menor espessura para o PCM, em função de uma menor taxa de liberação de calor pelo condensador, conforme apresentado na Tabela 4.6 e conseqüentemente o valor mínimo de energia para ser armazenada durante o período em que o compressor é acionado.

Os resultados dos trabalhos que abordam a utilização de PCM posicionado junto ao condensador foram agrupados a fim de realizar um estudo comparativo entre as ordens de grandeza. Destaca-se, porém, que estes trabalhos utilizaram

equipamentos de refrigeração de diferentes volumes, cargas térmicas e pontos de operação, mas um mesmo fluido refrigerante, o R600a.

Tabela 4.3: Comparação dos trocadores de calor e dispositivo de expansão, para o R600a

Autor	Área do evaporador (m²)	Área do condensador (m²)	<i>d_{ic}</i> (mm)	<i>L_{cond}</i> (m)	<i>d_{ie}</i> (mm)	<i>L_{evap}</i> (m)	<i>d_{icap}</i> (mm)	<i>L_{cap}</i> (m)
Bakhshipour et al., 2017	-	0,07	5	4,3	-	-	-	-
Cheng e Yuan, 2013	0,16	0,14	3	14,94	4,95 6,6	4,00 4,92	0,4	2,80
Cheng et al., 2011	0,16	0,14	3	14,94	4,95 6,6	4,00 4,92	0,4	2,80
Yuan e Cheng, 2014	-	-	3	-	4,95	-	0,4	-
Presente trabalho	0,08	0,11	3	11,41	3	8,58	0,4	0,08

Fonte: Elaborada pelo autor.

O trabalho de Bakhshipour et al., (2017) apresentou o diâmetro interno do condensador de 5 mm e o comprimento do condensador de 4,3 m, obtendo a área do condensador de 0,07 m² (38,60 % inferior ao encontrado neste trabalho). Porém o volume do condensador é 4,68 % inferior ao encontrado neste trabalho. Um menor volume requer uma menor quantidade de fluido refrigerante e isto corresponde ao objetivo do ACVO na minimização do TEWI, taxa de destruição da exergia e custo.

Os trabalhos de Cheng et al., (2011) e Cheng e Yuan, (2013) utilizaram os diâmetros internos dos evaporadores de 2 estágios de 4,95 e 6,6 mm com os comprimentos de 3,996 e 4,92 m, com o comprimento total de 8,916 m e uma área de 0,16 m² (51,27 % superior ao encontrado neste trabalho) para dissipar o calor retirado do evaporador \dot{Q}_{evap} de 95 W (32,82 % inferior ao encontrado neste trabalho) e um volume do refrigerador menor, de 220 litros. O condensador apresentou o diâmetro de 3 mm e o comprimento de 14,94 m, implicando em uma área de troca de calor de 0,14 m² (21,88 % superior ao encontrado neste trabalho), a fim de permitir a dissipação dos 155 W. O dispositivo de expansão utilizado apresentou um diâmetro 0,4 mm e comprimento de 2,8 m. A diferença entre os valores encontrados ocorre em função do modelo de Cheng e Yuan, (2013) ter considerado um comprimento adicional para fluxo

no estado de vapor superaquecido, bem como utilizar uma razão de compressão inferior em 26% ao observado no presente trabalho.

O trabalho de Yuan e Cheng, (2014) utilizou o diâmetro do evaporador de 4,95 mm o diâmetro do condensador de 3 mm e o diâmetro do dispositivo de expansão de 0,4 mm, porém não apresentou os valores dos comprimentos dos trocadores de calor.

Tabela 4.4: Comparação dos refrigeradores que utilizam o R600a

Autor	Volume (l)	Massa do fluido refrigerante (g)	Massa do PCM (kg)
Cheng e Yuan, 2013	220	72	1,5
Cheng et al., 2011	220	72	0,5
Refrigerador original	375	36	-
Presente trabalho	375	33,2	5,3
Joybari, 2013	505	50	-

Fonte: Elaborada pelo autor.

Os trabalhos de Cheng et al., (2011) e Cheng e Yuan, (2013) utilizaram uma massa de fluido de 72 g (superior ao dobro da massa obtida neste trabalho), em função de um maior comprimento do tubo do condensador de 14,94 m (30,95 % superior ao obtido neste trabalho). A diferença entre as massas de PCM entre os trabalhos comparados deve-se ao fato de que nos trabalhos experimentais, a massa do PCM foi pré-definida, enquanto a simulação apresentada neste trabalho considerou-se um volume mínimo do PCM suficiente para absorver energia durante 1 ciclo completo de acionamento do compressor utilizando a equação proposta por Joybari et al., (2015). O tempo em que o compressor fica ligado é de 27% do ciclo e foi considerado 6 minutos como o tempo de acionamento do compressor (Sonnenrein et al., 2015).

A temperatura de evaporação apresentada foi de -25,2 °C (0,3 °C de diferença em relação a este trabalho) e a temperatura de condensação foi de 32,5 °C (3,1 C de diferença em relação a este trabalho). A diferença das temperaturas de condensação entre a modelagem neste trabalho e o trabalho experimental de Cheng et al., (2011) é justificada em função da consideração de uma faixa de valores de superaquecimento predefinidos para a modelagem e otimização.

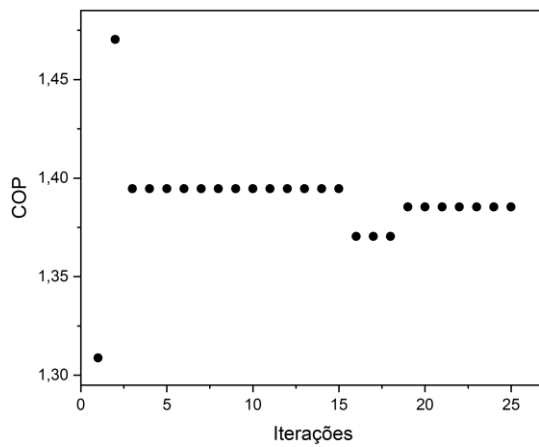
O trabalho de Joybari et al., (2013) não utilizou um PCM, porém apresentou resultados que permitem uma comparação de grandezas energética e exergética dos

refrigeradores. Apresentou uma massa de fluido refrigerante de 50g e a temperatura da Câmara de -18 °C. O refrigerador em sua versão de fábrica apresentou a massa de fluido de 36,0 g, o que demonstrou uma boa proximidade do modelo otimizado neste trabalho, de 33,2 g. Os valores apresentados pelos trabalhos de Cheng et al., (2011), Cheng e Yuan, (2013), Yuan e Cheng, (2014) e Bakhshipour et al., (2017) demonstraram valores na mesma ordem de grandeza que este estudo.

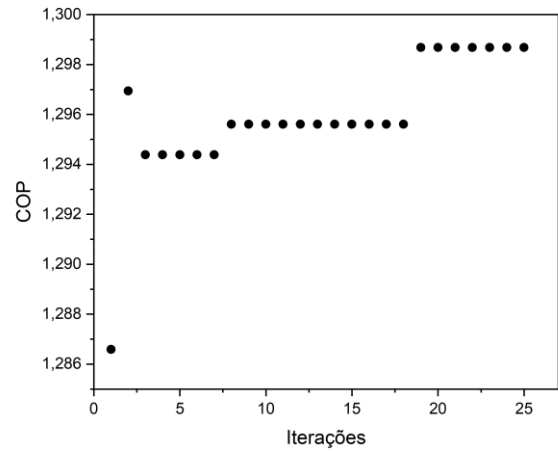
4.2. Análise energética

A avaliação do desempenho energético do modelo do refrigerador baseia-se no COP. Este foi otimizado indiretamente por meio da minimização da função objetivo, destacando-se a redução do custo e da destruição de exergia como principais influenciadores, conforme a Figura 4.5:

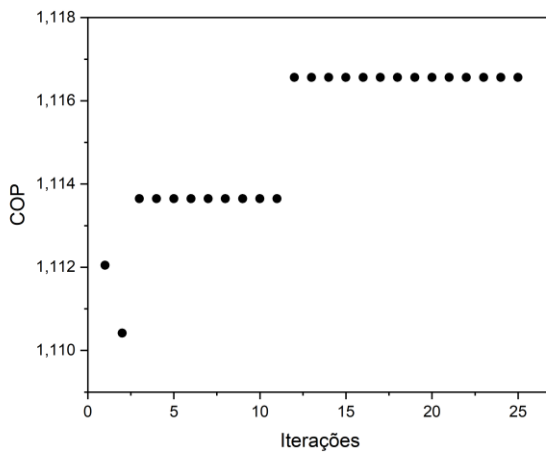
Figura 4.5: Valores do COP durante a otimização da Função Objetivo



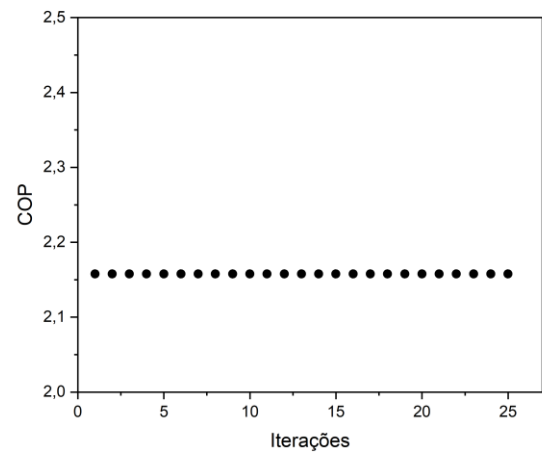
a) R134a



b) R600a



c) R290

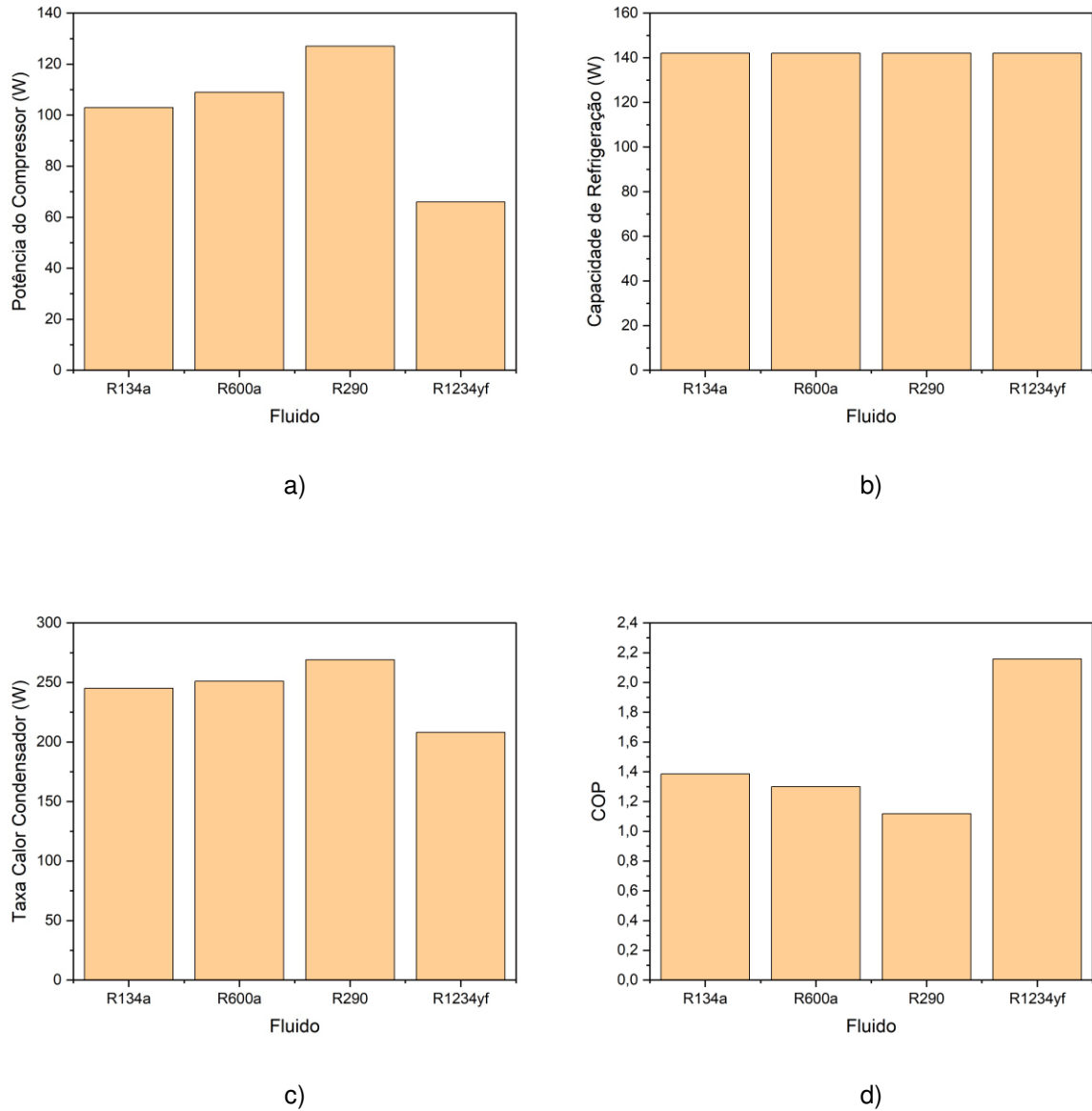


d) R1234yf

Fonte: Elaborada pelo autor.

O valor final para o COP para o fluido R134a não foi valor máximo atingido durante as iterações, devido à composição da função objetivo, que priorizou o aumento da temperatura e pressão de condensação a partir da minimização da massa de fluido refrigerante e da redução de área do condensador. Isto promoveu a redução do trabalho realizado pelo compressor e reduziu o COP durante as iterações, porém minimizou os resultados de TEWI e Custos. Todavia para os demais fluidos o valor do COP final obtido também foi valor máximo. A Figura 4.6 apresenta os resultados da potência do compressor, das taxas de troca de calor e do COP:

Figura 4.6: Comportamento energético dos componentes



Fonte: Elaborada pelo autor.

Foi considerando um valor fixo e arbitrado para a taxa de troca de calor no evaporador (\dot{Q}_{evap} de 142 W), a fim de garantir uma capacidade mínima de refrigeração e a padronização do comportamento diante dos diversos fluidos analisados. O fluido R290 apresentou a maior variação de entalpia no evaporador (Δh de 263,1 kJ/kg), demonstrando alta capacidade de troca de calor, enquanto o R1234yf apresentou a menor variação (Δh de 112,8 kJ/kg), considerando a utilização de um valor fixo para a taxa de transferência de calor.

Tabela 4.5: Entalpia no evaporador

Entalpia	Símbolo	R134a	R600a	R290	R1234yf
Entalpia de saída (kJ/kg)	h_1	240,8	529,3	444,2	206,7
Entalpia de entrada (kJ/kg)	h_6	109,2	275,9	181,1	93,9
Diferença de entalpia (kJ/kg)	Δh	131,6	253,4	263,1	112,8

Fonte: Elaborada pelo autor.

A menor potência necessária para operação do compressor (\dot{W}_{comp} de 65,8 W) para o R1234yf ocorre em função das maiores eficiências volumétrica (η_v de 72,54 %) e global (η_g de 55,99 %) do compressor, ao contrário do R290 que apresentou a maior potência requerida (\dot{W}_{comp} de 127,1 W) e os menores valores das eficiências volumétrica (η_v de 56,57 %) e global (η_g de 40,18 %). A partir de uma menor potência requerida pelo compressor e taxa de transferência de calor fixa do evaporador, o fluido R1234yf também apresentou o maior valor de COP, de 2,158. O fluido R290 apresentou o menor valor do COP (1,117) em função da maior potência requerida pelo compressor. O fluido R1234yf apresentou a menor taxa de transferência de calor liberada no condensador (\dot{Q}_{cond} de 207,8 W), em função da igualdade da taxa de transferência de calor fixada no evaporador e a menor potência do compressor obtida entre os fluidos (\dot{W}_{comp} de 65,8 W).

Tabela 4.6: Resultados obtidos - Energia

Parâmetro	Símbolo	R134a	R600a	R290	R1234yf
Taxa de calor rejeitado no condensador (W)	\dot{Q}_{cond}	244,5	251,3	269,2	207,8
Potência do Compressor (W)	\dot{W}_{comp}	102,5	109,3	127,1	65,8
Capacidade de refrigeração (W)	\dot{Q}_{evap}	142,0	142,0	142,0	142,0
Coefficiente de Desempenho	COP	1,385	1,299	1,117	2,158

Fonte: Elaborada pelo autor.

Reuniu-se os resultados de trabalhos que abordam a utilização de PCM posicionado junto ao condensador a fim de realizar um estudo comparativo entre as ordens de grandeza. Destaca-se, porém, que os trabalhos encontrados utilizaram o

mesmo fluido refrigerante, o R600a, em equipamentos de refrigeração de diferentes volumes, cargas térmicas e pontos de operação.

O trabalho de Bakhshipour et al., (2017) apresentou um COP de 2,158 (40,41% superior ao encontrado neste trabalho), porém não apresentou detalhes como volume do refrigerador ou a potência do compressor.

Cheng et al., (2011) e Cheng e Yuan, (2013) apresentaram o COP de 1,59 (18,30% superior ao encontrado neste trabalho), com um refrigerador com um volume de 220 litros e potência do compressor de 45 W. Por meio da potência do compressor e o COP, foram calculados os valores da capacidade de refrigeração (\dot{Q}_{evap} de 716 W) e da taxa de calor liberado pelo condensador (\dot{Q}_{cond} de 1.166 W).

Joybari et al., (2013) obtiveram o COP de 1,82 (28,63 % superior ao encontrado neste trabalho), com um volume do refrigerador de 505 litros, porém não apresentaram detalhes da potência do compressor.

Os valores de COP apresentados pelos trabalhos demonstraram valores na mesma ordem de grandeza que este estudo, no qual priorizou-se a minimização da destruição da exergia, do TEWI e dos custos.

Tabela 4.7: Comparação de performance com a bibliografia para o R600a

Trabalho	Volume (l)	COP	\dot{W}_{comp} (W)
Presente trabalho	375	1,299	109
Bakhshipour et al., 2017	-	2,158	-
Cheng et al., 2011	220	1,59	450
Cheng e Yuan, 2013	220	1,59	450
Joybari et al., 2013	505	1,82	-

Fonte: Elaborada pelo autor.

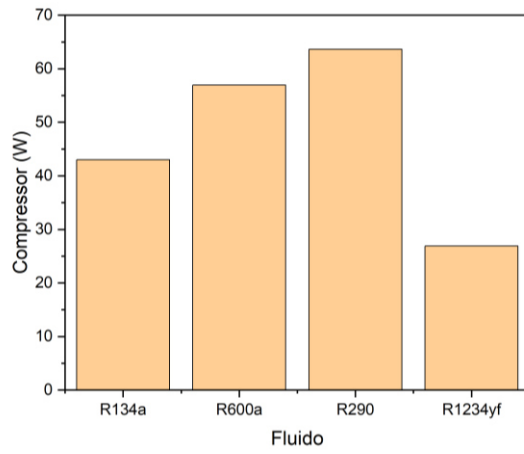
Os valores de COP abaixo de 2,0 ocorrem em função das baixas temperaturas de evaporação dos fluidos refrigerantes nas condições de trabalho parametrizadas. Os catálogos dos compressores (Embraco, 2023) também apresentam valores nesta ordem de grandeza sob as mesmas condições de operação.

4.3. Análise exergética

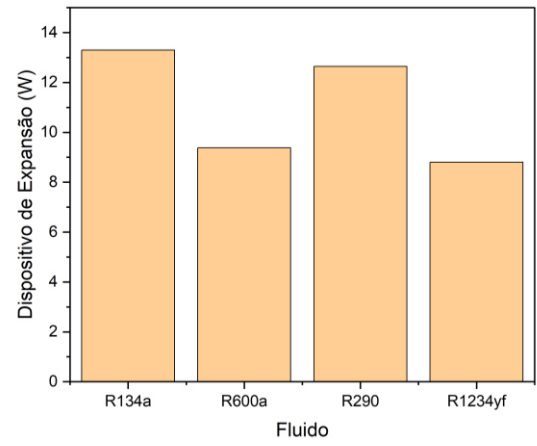
A taxa da exergia destruída foi otimizada diretamente por meio da função objetivo. A avaliação exergética do modelo do refrigerador baseou-se nas taxas de destruição da exergia e da eficiência exergética, que quantificam as irreversibilidades dos componentes do sistema de refrigeração.

Em valores absolutos observados na Figura 4.7, o fluido R1234yf apresentou as menores taxas de destruição da exergia no compressor, condensador, dispositivo de expansão, PCM e no valor da taxa de destruição da exergia total, em função de ter apresentado a menor potência de compressão e menor calor dissipado no condensador. A maior taxa de destruição de exergia no evaporador é desprezível se comparada com as demais taxas de destruição de exergia. O fluido R290 apresentou as maiores taxas de destruição da exergia no compressor, PCM e na exergia total, em função de ter apresentado a maior potência de compressão. As maiores taxas de destruição da exergia no condensador e no dispositivo de expansão foram obtidas com o fluido R134a, em função deste ter apresentado a maior temperatura de condensação nas condições otimizadas:

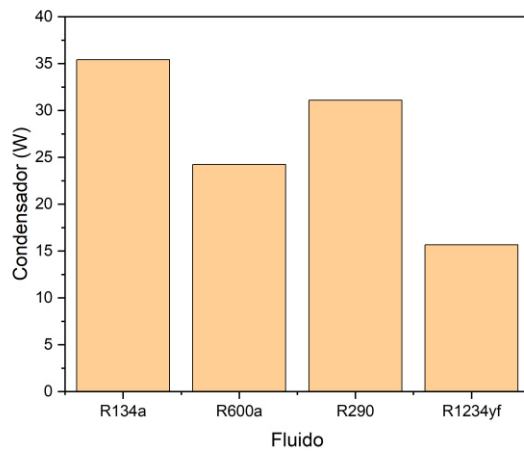
Figura 4.7: Comparativo das irreversibilidades dos componentes



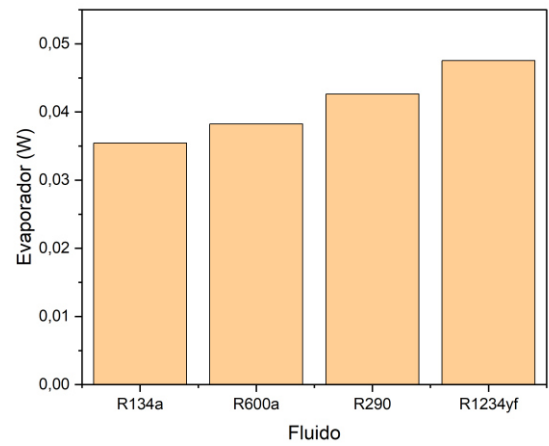
a)



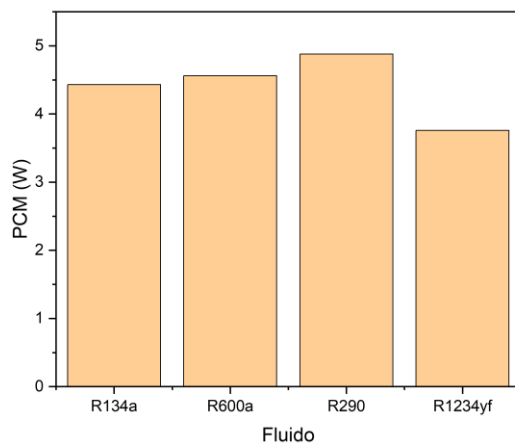
b)



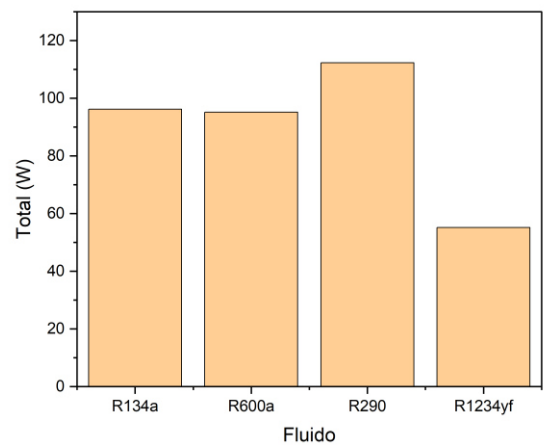
c)



d)



e)



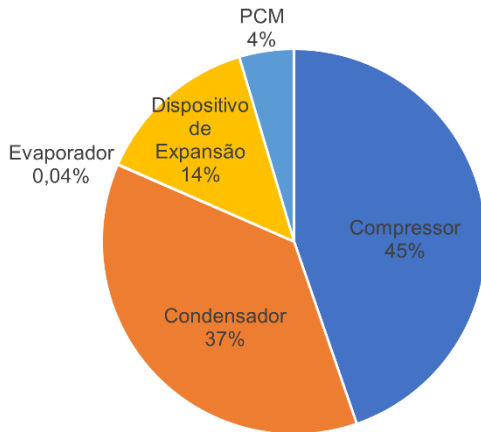
f)

Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 4.8 apresenta a contribuição na taxa da destruição da exergia em cada componente:

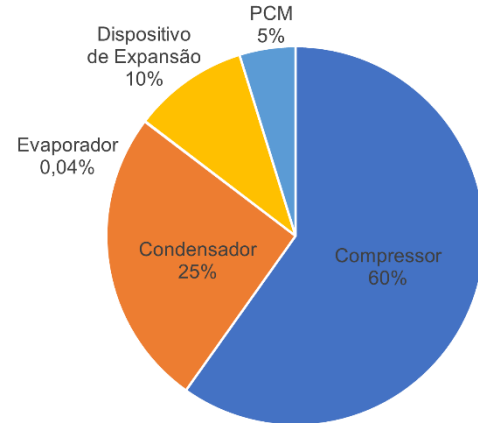
Figura 4.8: Parcela de destruição da exergia em cada componente

R134a



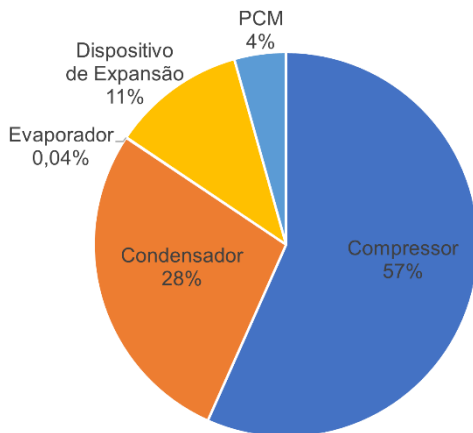
a)

R600a



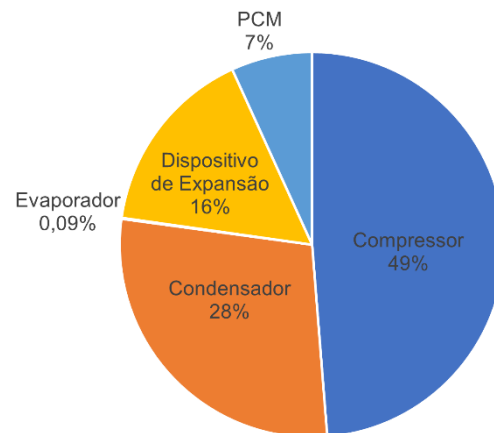
b)

R290



c)

R1234yf



d)

Fonte: Elaborada pelo autor.

Para todos os fluidos analisados, as maiores taxas de destruição da exergia ocorreram no compressor, seguidas pelo condensador. Isto ocorreu em função das irreversibilidades inerentes ao processo de compressão e o calor liberado para o ambiente.

Os resultados das taxas de destruição de exergia apresentados estão dispostos de maneira resumida na Tabela 4.8:

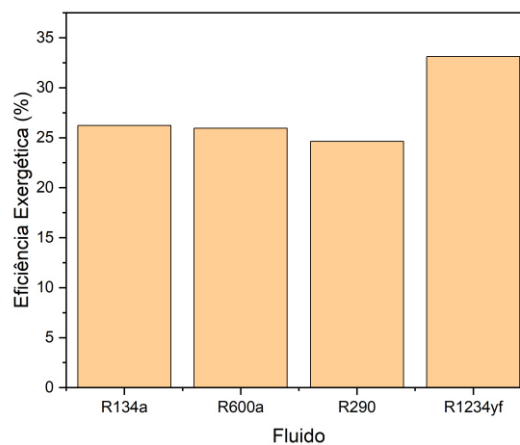
Tabela 4.8: Resultados obtidos - Destruição da Exergia e Eficiência Exergética

Taxa de destruição da exergia (W)	Símbolo	R134a	R600a	R290	R1234yf
Compressor	$\dot{E}_{dest, comp}$	43,0	56,9	63,6	26,9
Condensador	$\dot{E}_{dest, cond}$	35,4	24,2	31,1	15,7
Evaporador	$\dot{E}_{dest, evap}$	0,035	0,038	0,043	0,047
Dispositivo de expansão	$\dot{E}_{dest, cap}$	13,3	9,4	12,6	8,8
PCM	$\dot{E}_{dest, PCM}$	4,4	4,6	4,9	3,8
Taxa de destruição da exergia total	$\dot{E}_{dest, total}$	96,2	95,1	112,3	55,1
Eficiência Exergética (%)	η_{ex}	26,21	25,94	24,62	33,11

Fonte: Elaborada pelo autor.

A eficiência exergética, dada pela relação entre a taxa de exergia recuperada e a taxa de exergia fornecida advinda do compressor é apresentada na Figura 4.9 com os valores percentuais para cada um dos fluidos estudados:

Figura 4.9: Comparativo das eficiências exergéticas



Fonte: Elaborada pelo autor.

O fluido R1234yf apresentou o melhor resultado para a eficiência exergética em função de ter obtido a menor taxa de destruição da exergia entre os sistemas, bem como ter apresentado uma menor potência de acionamento do compressor, o que indica que o fluido promove menos efeitos de irreversibilidade. Já o Fluido R290 apresentou o menor resultado de eficiência exergética por ter apresentado o maior consumo de energia no compressor e uma maior dissipação de energia no condensador.

Reuniu-se os resultados dos trabalhos de Joybari et al., (2013) e Shikalgar e Sapali, (2019), que abordam a análise exergética a fim de realizar um estudo comparativo entre as ordens de grandeza com os resultados deste trabalho. Destaca-se, porém, que estes trabalhos utilizaram equipamentos de refrigeração de diferentes volumes, cargas térmicas e pontos de operação. As comparações foram realizadas para um mesmo fluido refrigerante, o R600a.

O trabalho de Joybari et al., (2013) não utilizou um PCM, porém apresentou resultados que permitem uma comparação de grandezas energética e exergética dos refrigeradores. A massa de fluido refrigerante obtida foi 50g e a temperatura da Câmara foi -18 °C e um volume do refrigerador de 505 litros.

O trabalho de Shikalgar e Sapali, (2019) utilizou um refrigerador de 284 litros. A temperatura de evaporação do fluido foi de -20°C. Por meio dos dados apresentados nos gráficos para o COP de 2,2 e potência do compressor \dot{W}_{comp} de 88,0 W, obtém-se a estimativa aproximada da taxa de calor absorvido no evaporador \dot{Q}_{evap} de 194,0 W. Da mesma forma, a eficiência exergética (η_{ex}) é aproximadamente 48%. Esta superioridade da eficiência é atribuída à utilização de um compressor com inversor de partida.

Tabela 4.9: Comparação de Destruição da Exergia para o R600a

	Símbolo	Presente trabalho	Joybari et al., (2013)	Shikalgar e Sapali, (2019)
Taxa de destruição da exergia no Compressor (W)	$\dot{E}_{dest, comp}$	56,9	18,0	21,0
Taxa de destruição da exergia no Condensador (W)	$\dot{E}_{dest, cond}$	24,2	3,0	10,0
Taxa de destruição da exergia no Evaporador (W)	$\dot{E}_{dest, evap}$	0,038	4,0	6,0
Taxa de destruição da exergia no Dispositivo de expansão (W)	$\dot{E}_{dest, cap}$	9,4	6,0	14,0
Taxa de destruição da exergia no PCM (W)	$\dot{E}_{dest, PCM}$	4,6	-	-
Taxa de destruição da exergia total (W)	$\dot{E}_{dest, total}$	95,1	25,0	56,0
Eficiência Exergética (%)	η_{ex}	25,94	-	48,00

Fonte: Elaborada pelo autor.

O trabalho de Joybari et al., (2013) também apresentou resultados da análise exergética realizada para o fluido R134a:

Tabela 4.10: Comparação de Destruição da Exergia para o R134a

	Símbolo	Presente trabalho	Joybari et al., (2013)
Taxa de destruição da exergia no Compressor (W)	$\dot{E}_{dest, comp}$	43,0	31,0
Taxa de destruição da exergia no Condensador (W)	$\dot{E}_{dest, cond}$	35,4	10,0
Taxa de destruição da exergia no Evaporador (W)	$\dot{E}_{dest, evap}$	0,035	7,0
Taxa de destruição da exergia no Dispositivo de expansão (W)	$\dot{E}_{dest, cap}$	13,3	8,0
Taxa de destruição da exergia no PCM (W)	$\dot{E}_{dest, PCM}$	4,4	-
Taxa de destruição da exergia total	$\dot{E}_{dest, total}$	96,2	56,0
Eficiência Exergética	η_{ex}	26,21	-

Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se que para os trabalhos apresentados, a taxa de destruição de exergia é a maior no compressor, seguida pelo condensador, dispositivo de expansão,

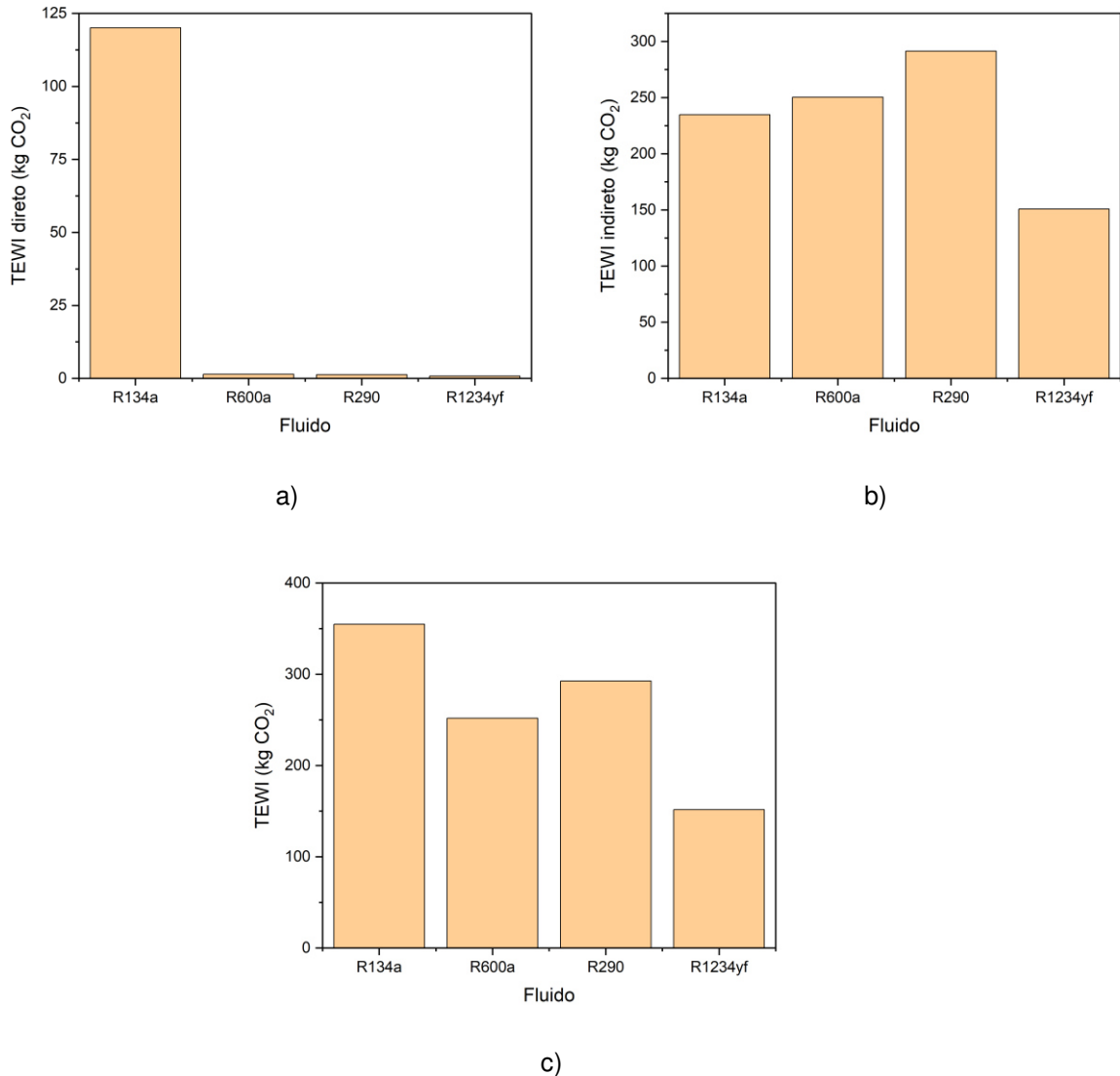
PCM e por fim o evaporador. A maior taxa de destruição de energia é observada no compressor em função da grande quantidade de energia que é necessária para compressão do fluido. O trabalho do compressor é revertido em um aumento da entalpia do fluido, o que reflete em um aumento de temperatura, tornando o processo não reversível. O condensador é o segundo dispositivo com maior taxa de destruição de exergia nos estudos apresentados em função da rejeição de calor para o PCM e ambiente de forma irreversível.

Os valores de destruição da exergia apresentados pelos trabalhos demonstraram valores na mesma ordem de grandeza que este estudo, no qual priorizou-se a minimização combinada da destruição da exergia, do TEWI e dos Custos.

4.4. Análise ambiental - TEWI

O TEWI é a métrica de avaliação de impacto ambiental utilizada neste trabalho e foi otimizada diretamente por meio da função objetivo. A avaliação ambiental do modelo do refrigerador é baseada na emissão de gás carbônico (CO₂) de forma direta e indireta para produção, manutenção e operação do sistema de refrigeração durante a vida útil do equipamento. Os resultados estão apresentados na Figura 4.10:

Figura 4.10: Comparativo dos impactos ambientais diretos e indiretos



Fonte: Elaborada pelo autor.

O fluido R1234yf apresentou os menores valores para TEWI direto (0,83 kg de CO₂), TEWI indireto (150,73 kg de CO₂) e TEWI total (151,59 kg de CO₂) em função do baixo GWP (4,4). O R134a apresentou o maior impacto direto apresentado (TEWI direto de 120,04 kg de CO₂), sobretudo devido ao seu alto GWP (1370,0). Em função disso, o impacto ambiental total para o R134a também foi o maior entre os fluidos (TEWI Total de 354,84 kg de CO₂). O maior impacto indireto foi apresentado pelo R290 (TEWI indireto de 291,33 kg de CO₂), em função do consumo elétrico anual do equipamento e de uma maior potência requerida pelo compressor (\dot{W}_{comp} de 127,0 W).

O impacto direto é fortemente influenciado pelo índice GWP, conforme a Figura 4.10 a. Para o fluido R134a o impacto direto representa 33,83 % do impacto ambiental total, enquanto para os fluidos R600a, R290 e R1234yf, o impacto direto representa respectivamente 0,57 %, 0,45 % e 0,55%, o que quantifica a viabilidade e benefícios para o meio ambiente com o uso de fluidos com baixos índices de Potencial de Aquecimento Global. Em outra direção, o impacto indireto é fortemente vinculado ao consumo de energia elétrica e potência requerida pelo compressor. Ou seja, a redução do consumo elétrico e aumento da eficiência dos sistemas de refrigeração contribuem com a preservação do meio ambiente.

Os resultados das emissões diretas e indiretas de dióxido de carbono apresentados estão dispostos de maneira resumida na Tabela 4.11:

Tabela 4.11: Resultados obtidos - TEWI

Fluido	R134a	R600a	R290	R1234yf
TEWI direto (kg CO ₂)	120,04	1,44	1,31	0,83
TEWI direto (%)	33,83%	0,57%	0,45%	0,55%
TEWI indireto (kg CO ₂)	234,80	250,47	291,33	150,76
TEWI indireto (%)	66,17%	99,43%	99,55%	99,45%
TEWI Total	354,84	251,91	292,64	151,59

Fonte: Elaborada pelo autor.

Reuniu-se os resultados dos trabalhos de Shikalgar e Sapali, (2019) e Sekhar et al., (2022) e Flores et al., (2017), que abordam a análise do impacto ambiental por meio do cálculo do TEWI a fim de realizar um estudo comparativo entre as ordens de grandeza. Destaca-se, porém, que os trabalhos utilizaram equipamentos de refrigeração de diferentes volumes, cargas térmicas e pontos de operação. O trabalho de Shikalgar e Sapali, (2019) utilizou um refrigerador de 284 litros, o fluido R600a e o fator de emissão de dióxido de carbono para produção de energia elétrica (β) na Turquia. Sekhar et al., (2022) utilizaram um refrigerador de 195 litros, o fluido refrigerante R600a e o fator de emissão de dióxido de carbono (β) para produção de energia elétrica na Índia. A Tabela 4.12 apresenta os valores de referência dos trabalhos de Shikalgar e Sapali, (2019) e Sekhar et al., (2022):

Tabela 4.12: Valores de referência para cálculo do TEWI para o R600a

Parâmetro de referência	Presente Trabalho	Shikalgar e Sapali, (2019)	Sekhar et al., (2022)
GWP	20	10	3
Massa do fluido refrigerante (g)	33,2	58	-
Taxa anual de vazamento (%)	12,5	6,6	0,66
Percentual de fluido refrigerante recuperado ou regenerado (%)	0,7	0,8	-
Fator de CO ₂ emitido para produção de energia elétrica	0,082	0,47	0,89
Consumo elétrico anual (kWh)	203,63	462	288,35
País	Brasil	Turquia	Índia
Volume refrigerador (l)	375	284	195

Fonte: Elaborada pelo autor.

A Tabela 4.13 apresenta os resultados obtidos por Shikalgar e Sapali, (2019), Sekhar et al., (2022) e o presente trabalho:

Tabela 4.13: Comparação do TEWI para o R600a

Impacto ambiental	Presente Trabalho	Shikalgar e Sapali, (2019)	Sekhar et al., (2022)
TEWI direto (kg CO ₂)	1,44	0,69	0,13
TEWI direto (%)	0,57%	0,02%	0,01%
TEWI indireto (kg CO ₂)	250,46	3257,10	2582,87
TEWI indireto (%)	99,43%	99,98%	99,99%
TEWI Total (kg CO ₂)	251,91	3257,79	2583,00

Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados para o impacto direto (TEWI direto) apresentados neste trabalho são da ordem de 2,5 a 11 vezes os valores por Shikalgar e Sapali, (2019) e Sekhar et al., (2022). Essas diferenças nos valores encontrados são atribuídas às características construtivas dos refrigeradores como massas de fluido refrigerante e a diferença das referências utilizadas para o valor de GWP para o R600a (ASHRAE, 2013) e (IPCC, 2007), taxas de vazamento e percentual de fluido refrigerante recuperado. O trabalho de Sekhar et al., (2022) não apresentou os valores da massa de fluido refrigerante e o percentual de fluido recuperado ou regenerado. Em valores percentuais, observa-

se que os valores de impacto direto são bem menores que o impacto indireto, em função da utilização do fluido R600a, que possui baixo GWP.

O impacto ambiental indireto (TEWI indireto) calculados por Shikalgar e Sapali, (2019) e Sekhar et al., (2022) apresentaram diferenças significativas na ordem de grandeza 16,9 e 10,3 vezes, respectivamente, em relação aos valores apresentados neste trabalho. Essas diferenças ocorreram em função do consumo elétrico anual de cada equipamento e principalmente pelo fator de emissão de CO₂ para produção de energia elétrica (β), considerando as características das matrizes energéticas de cada localidade em que foram desenvolvidos os trabalhos. A participação da utilização de energia renovável na produção de eletricidade no ano de 2021 foi de 18,9% na Índia, 35,4% na Turquia e 77,4% no Brasil (IRENA, 2023), o que justifica os valores encontrados para os fatores de emissão de dióxido de carbono (β) para produção de energia elétrica. O impacto ambiental total observados nos trabalhos de Shikalgar e Sapali, (2019) e Sekhar et al., (2022) também apresentaram ordens de grandeza superiores em função da grande divergência entre os valores do TEWI indireto. De uma forma geral, os trabalhos comparados apresentaram a mesma ordem de grandeza relativa para os impactos direto e indireto.

O trabalho de Flores et al., (2017) utilizou o fluido R1234yf em um refrigerador de 375,95 litros e o fator de emissão de dióxido de carbono (β) para produção de energia elétrica no México. A Tabela 4.14 apresenta os valores de referência:

Tabela 4.14: Valores de referência para cálculo do TEWI para o R1234yf

Parâmetro de referência	Presente Trabalho	Flores et al., (2017)
GWP	4,4	1
Massa do fluido refrigerante (g)	86,4	92,2
Taxa anual de vazamento (%)	12,5	2,0
Percentual de fluido refrigerante recuperado ou regenerado (%)	0,7	0,7
Fator de CO ₂ emitido para produção de energia elétrica	0,082	0,49
Consumo elétrico anual (kWh)	122,43	375,95
País	Brasil	México
Volume refrigerador (l)	375	300

Fonte: Elaborada pelo autor.

A Tabela 4.15 apresenta os resultados obtidos por Flores et al., (2017) e o presente trabalho:

Tabela 4.15: Comparação do TEWI para o R1234yf

Impacto ambiental	Presente Trabalho	Flores et al., (2017)
TEWI direto (kg CO ₂)	0,83	0,06
TEWI direto (%)	0,55%	0,002%
TEWI indireto (kg CO ₂)	150,59	2763,23
TEWI indireto (%)	99,34%	99,998%
TEWI Total (kg CO ₂)	151,59	2763,29

Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados para o impacto direto (TEWI direto) apresentados neste trabalho são da ordem de 13,8 vezes os valores apresentados por Flores et al., (2017). As diferenças nos valores encontrados são atribuídas à diferença nas referências utilizadas para o valor de GWP para o R1234yf (ASHRAE, 2013) e (IIR, 2016) e nas taxas de vazamento. Em valores percentuais, observa-se que os valores de impacto direto são bem menores que o impacto indireto, em função da utilização do fluido R1234yf, que possui o menor valor de GWP entre os fluidos abordados neste trabalho.

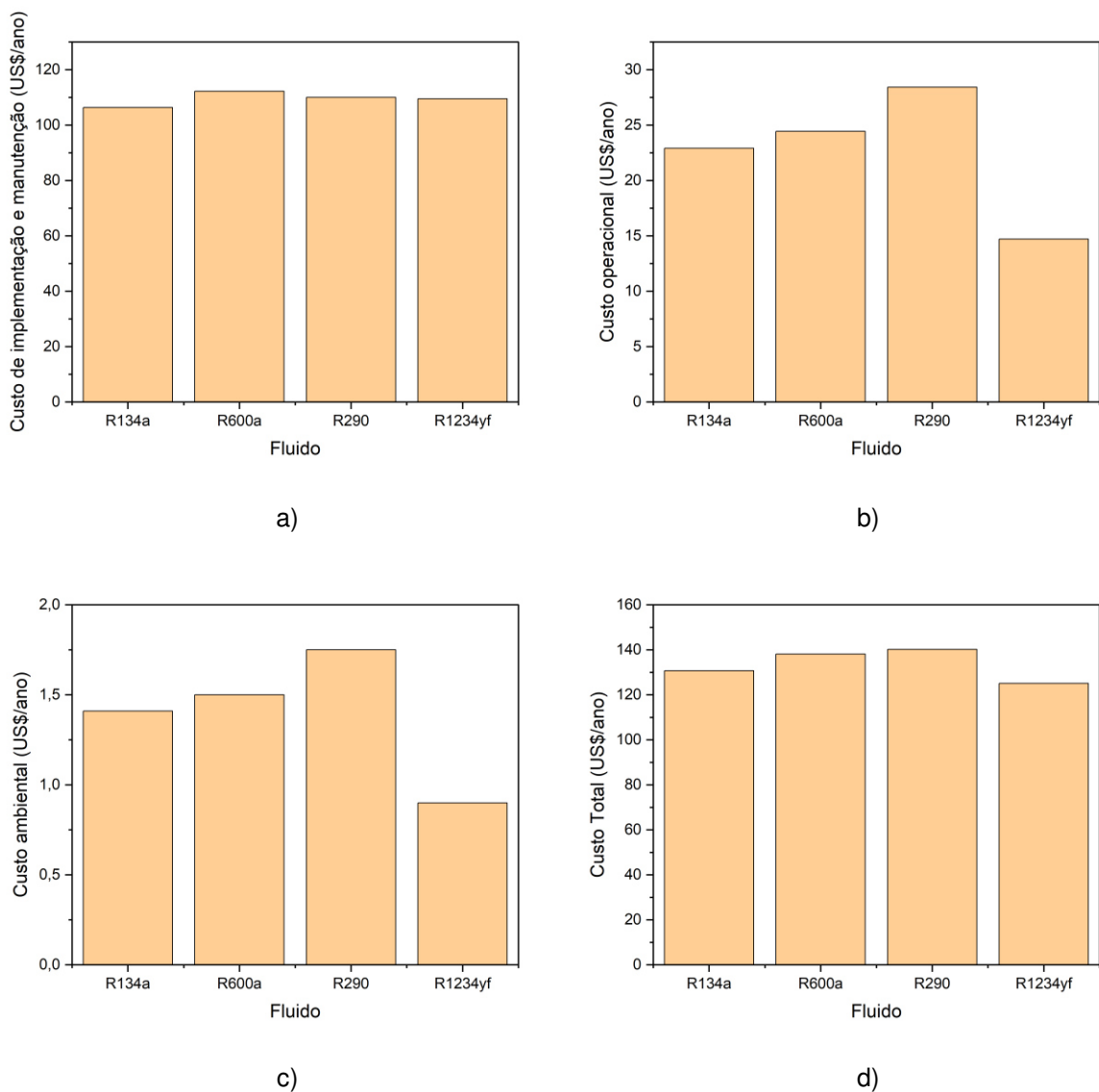
O impacto ambiental indireto (TEWI indireto) calculado por Flores et al., (2017) apresentou diferenças significativas na ordem de grandeza 18,3 vezes o valor apresentado neste trabalho, em virtude das diferenças do consumo elétrico anual de cada equipamento e principalmente pelo fator de emissão de CO₂ para produção de energia elétrica (β), considerando as características das matrizes energéticas da localidade dos trabalhos. A participação da utilização de energia renovável na produção de eletricidade no ano de 2021 foi de 21,1% no México e 77,4% no Brasil (IRENA, 2023), o que justifica os valores encontrados para os fatores de emissão de dióxido de carbono (β) para produção de energia elétrica.

O impacto ambiental total observado no trabalho de Flores et al., (2017) também apresentou ordem de grandeza superior em função da grande divergência entre os valores do TEWI indireto. De uma forma geral, os trabalhos comparados apresentaram a mesma ordem de grandeza relativa para os impactos direto e indireto.

4.5. Análise econômica

A taxa de custo do sistema (\dot{C}_{total}) foi calculada e otimizada diretamente por meio da função objetivo. A avaliação econômica do modelo do refrigerador baseou-se nos custos associados a implementação e manutenção (\dot{C}_{cm}), custo operacional (\dot{C}_{op}) e o custo ambiental (\dot{C}_{env}), como uma penalidade do custo de emissão de CO₂. Os resultados estão apresentados na Figura 4.11:

Figura 4.11: Comparativo das taxas de custo do refrigerador



Fonte: Elaborada pelo autor.

O fluido R1234yf apresentou os menores valores para as taxas de custo operacional (\dot{C}_{op} de 14,71 US\$/ano), custo ambiental (\dot{C}_{env} de 0,90 US\$/ano) e custo

total (\dot{C}_{total} de 125,12 US\$/ano), em função da menor potência de acionamento do compressor (\dot{W}_{comp}). De forma inversa, os maiores valores para as taxas de custo operacional (\dot{C}_{op} de 28,42 US\$/ano), custo ambiental (\dot{C}_{env} de 1,75 US\$/ano) e custo total (\dot{C}_{total} de 140,17 US\$/ano) são os apresentadas pelo fluido R290, em função da maior potência de acionamento do compressor (\dot{W}_{comp}).

O menor custo de implementação e manutenção (\dot{C}_{cm} de 106,35 US\$/ano) foi apresentado pelo R134a, em função de ter apresentado a menor área do condensador (A_{cond} de 0,04 m²). Já o R600a, com a maior área do condensador (A_{cond} de 0,11 m²) apresentou o maior custo de implementação e manutenção (\dot{C}_{cm} de 112,21 US\$/ano).

Os resultados apresentados das taxas de custos associados a implementação e manutenção (\dot{C}_{cm}), custo operacional (\dot{C}_{op}), custo ambiental (\dot{C}_{env}) e custo do sistema (\dot{C}_{total}) estão dispostos de maneira resumida na Tabela 4.16:

Tabela 4.16: Resultados obtidos - Custos

Taxa de custo (US\$/ano)	Símbolo	R134a	R600a	R290	R1234yf
Custo de implementação e manutenção	\dot{C}_{cm}	106,35	112,21	110,00	109,51
Custo operacional	\dot{C}_{op}	22,91	24,44	28,42	14,71
Custo ambiental	\dot{C}_{env}	1,41	1,50	1,75	0,90
Custo total	\dot{C}_{total}	130,66	138,15	140,17	125,12

Fonte: Elaborada pelo autor.

O trabalho de Yuan e Cheng, (2014) abordou a análise de custos como uma função do consumo energético diário e apresentou um refrigerador de 220 litros, utilizando o R600a como fluido refrigerante, o valor do consumo diário de 0,44 kWh e um custo de implementação dos trocadores de calor, dispositivo de expansão, PCM e fluido refrigerante de aproximadamente US\$ 14,20. O estudo não apresentou os valores dos comprimentos dos trocadores de calor, custo do compressor, fator de manutenção, fator de recuperação de capital, tempo de vida útil do refrigerador e os custos operacionais e ambientais.

Os resultados de Yuan e Cheng, (2014) foram reunidos neste trabalho a fim de realizar um estudo comparativo entre as ordens de grandeza, considerando que não foram encontrados trabalhos com a avaliação do custo com uma perspectiva tão

detalhada para refrigeradores domésticos. Os trabalhos utilizados como referência detalhada de custos utilizam sistemas térmicos de grande porte como bombas de calor e sistemas de ar condicionado.

A partir valor do consumo diário, foram calculados os custos de implementação e manutenção (\dot{C}_{cm}), custos operacionais (\dot{C}_{op}) e custos ambientais (\dot{C}_{env}) utilizando as equações 91, 97 e 98, sendo arbitradas as mesmas condições utilizadas neste trabalho como o fator de manutenção (φ) o tempo de vida útil (t_{util}) do sistema, a taxa de juros (iR), o custo de energia elétrica (C_{ele}), o custo devido ao dano de emissão de dióxido de carbono (C_{CO_2}) e o fator de emissão de CO_2 para produção de energia elétrica (β) apresentados na Tabela 3.7. Destaca-se, porém, que os resultados dos trabalhos apresentados utilizaram equipamentos de refrigeração de diferentes volumes, cargas térmicas e pontos de operação.

Tabela 4.17: Comparação dos Custos para o R600a

Taxa de custo (US\$/ano)	Símbolo	Presente Trabalho	%	Yuan e Cheng, (2014)	%
Custo de implementação e manutenção	\dot{C}_{cm}	112,21	81,2%	36,76	64,2%
Custo operacional	\dot{C}_{op}	24,44	17,7%	19,27	33,7%
Custo ambiental	\dot{C}_{env}	1,50	1,1%	1,19	2,1%
Custo total	\dot{C}_{total}	138,15	100,0%	57,21	100,0%

Fonte: Elaborada pelo autor.

O valor calculado para o custo de implementação e manutenção equivale a 32,7% ao observado neste trabalho. A divergência é atribuída à omissão do custo do compressor no trabalho de Yuan e Cheng, (2014), a utilização de diferentes referências bibliográficas para o cálculo dos custos dos componentes do refrigerador e principalmente à etapa de otimização. Os valores do custo operacional e do custo ambiental calculados a partir do consumo energético apresentado por Yuan e Cheng, (2014) demonstraram valores absolutos na mesma ordem de grandeza que este estudo. O trabalho de Yuan e Cheng, (2014) considerou somente a otimização do custo de implementação, enquanto este trabalho considerou além dos custos de implementação, a minimização dos custos operacionais, da destruição da exergia e do impacto ambiental. Em valores percentuais, observa-se nos dois trabalhos que os

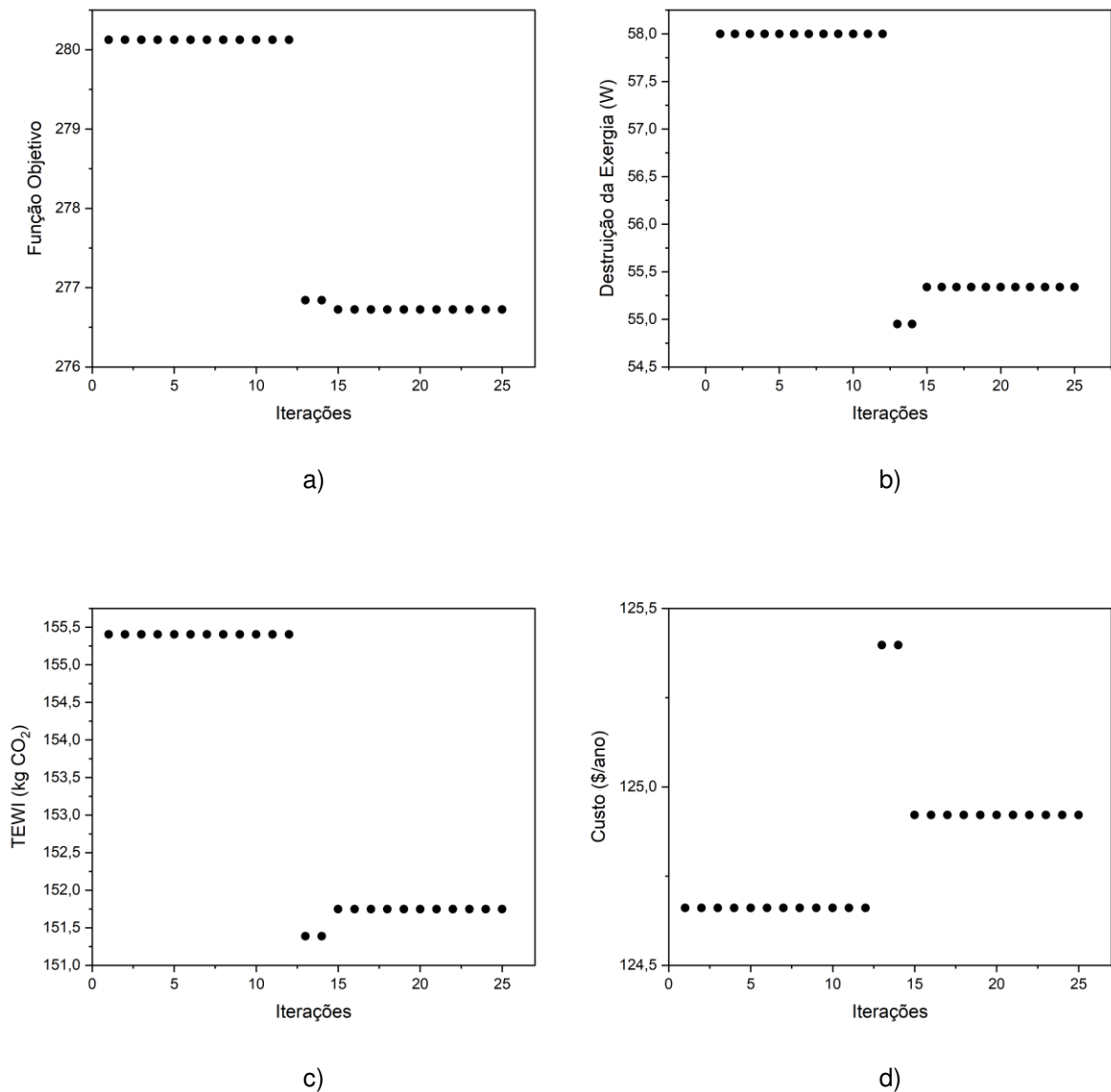
custos de implementação e manutenção representam a maior parcela da taxa de custo, sendo seguida pelos custos operacionais e por fim os custos ambientais.

4.6. Otimização com a capacidade de refrigeração variável

O fluido R1234yf apresentou os melhores resultados para a capacidade de refrigeração de 142 W em comparação com os demais fluidos, como o maior valor do COP (2,158), a menor taxa de destruição de exergia (55,1 W), o menor valor de impacto ambiental TEWI (151,59 kg de CO₂) e o menor custo (US\$ 125,12 por ano). Após os resultados apresentados, o fluido R1234yf foi submetido a um novo ciclo de otimização utilizando o ACVO, considerando a faixa de valores da capacidade de refrigeração entre 142,0 e 273,0 W, ampliando o domínio de soluções. Esta faixa foi selecionada por ser a faixa de operação comum a todos os compressores e fluidos utilizados neste trabalho.

A Figura 4.12 apresenta o comportamento da função objetivo e suas componentes durante o processo de otimização. Observa-se que nem todos os valores das parcelas são minimizados, mas alcançam os valores mais adequados para que o valor da função objetivo seja minimizado, de forma a obter o melhor resultado.

Figura 4.12: Curva de otimização com a capacidade de refrigeração variável



Fonte: Elaborada pelo autor.

Observa-se para o fluido R1234yf que o valor da função objetivo alcança o valor otimizado após a 15^a iteração da população gerada (a), a taxa de destruição de exergia (b), o TEWI (c) e o custo (d) apresentam uma oscilação. Estas variações são motivadas pelas mudanças nos valores de entrada referente ao sub-resfriamento, superaquecimento, temperatura de condensação e diâmetro do dispositivo de expansão.

A Tabela 4.18 apresenta as variáveis de entrada otimizadas para o R1234yf nas duas condições otimizadas:

Tabela 4.18: Variáveis de entrada otimizadas para o R1234yf

Variável de entrada	Símbolo	R1234yf	R1234yf (\dot{Q}_{evap})
Sub-resfriamento (°C)	δ_{sub}	2,3	2,0
Superaquecimento (°C)	δ_{sup}	5,0	5,0
Temperatura de condensação (°C)	T_3	35,6	35,6
Diâmetro interno do tubo do evaporador (mm)	d_{ie}	3,00	3,00
Diâmetro interno do tubo do condensador (mm)	d_{ic}	3,00	3,00
Diâmetro interno do dispositivo de expansão (mm)	d_{icap}	0,80	0,40
Capacidade de Refrigeração (W)	\dot{Q}_{evap}	-	142,0

Fonte: Elaborada pelo autor.

O fluido refrigerante R1234yf apresentou o maior sub-resfriamento na primeira otimização, o que promove a chegada do fluido no evaporador em estado líquido e com menores temperaturas e pressões. As duas condições otimizadas apresentaram o mesmo valor de superaquecimento, de 5,0°C, o que promove uma utilização segura do compressor, que recebe somente fluido no estado gasoso. Em ambas as otimizações se mantiveram também a temperatura de condensação, o que impacta na mesma pressão no condensador e mesmo trabalho realizado pelo compressor.

Os diâmetros dos trocadores de calor permaneceram no valor mínimo, de 3mm. Já o diâmetro do dispositivo de expansão apresentou o menor valor na segunda otimização.

Tabela 4.19: Variáveis de saída otimizadas para o R1234yf

Fluido	Símbolo	R1234yf	R1234yf (\dot{Q}_{evap})
Temperatura de evaporação (°C)	T_7	-15,0	-14,9
Temperatura da câmara (°C)	T_{cam}	-9,9	-9,8
Comprimento do Condensador (m)	L_{cond}	8,98	8,73
Comprimento do Dispositivo de Expansão (m)	L_{cap}	0,56	0,07
Comprimento do Evaporador (m)	L_{evap}	8,23	8,21
Massa do fluido (g)	m_{fluido}	86,4	84,6
Espessura do PCM (mm)	δ_{PCM}	3,32	3,32

Fonte: Elaborada pelo autor.

As variáveis de saída não apresentaram divergências significativas, exceto a redução do comprimento do dispositivo de expansão, em função da redução do diâmetro interno.

Tabela 4.20: Resultados obtidos - Energia

Parâmetro	Símbolo	R1234yf	R1234yf (\dot{Q}_{evap})
Taxa de calor liberado pelo fluido refrigerante no condensador (W)	\dot{Q}_{cond}	207,8	207,8
Potência do Compressor (W)	\dot{W}_{comp}	65,8	65,9
Calor recebido no evaporador (W)	\dot{Q}_{evap}	142,0	142,0
Coeficiente de Desempenho	COP	2,158	2,155

Fonte: Elaborada pelo autor.

A diferença das potências requeridas pelo compressor (\dot{W}_{comp}) para as duas otimizações reduziu o COP em 0,003. Isto indica que partindo de valores distintos das condições operacionais, o ACVO promoveu a otimização para uma mesma região, obtendo variações mínimas.

Tabela 4.21: Resultados obtidos - Destruição da Exergia e Eficiência Exergética

Taxa de destruição da Exergia (W)	Símbolo	R1234yf	R1234yf (\dot{Q}_{evap})
Compressor	$\dot{E}_{dest, comp}$	26,9	26,9
Condensador	$\dot{E}_{dest, cond}$	15,7	15,7
Evaporador	$\dot{E}_{dest, evap}$	0,047	0,048
Dispositivo de expansão	$\dot{E}_{dest, cap}$	8,8	8,9
PCM	$\dot{E}_{dest, PCM}$	3,8	3,8
Taxa de destruição da exergia total	$\dot{E}_{dest, total}$	55,1	55,2
Eficiência Exergética (%)	η_{ex}	33,11	33,00

Fonte: Elaborada pelo autor.

A diferença entre as taxas de destruição da exergia no dispositivo de expansão ($\dot{E}_{dest, cap}$) para as duas otimizações é de 9×10^{-2} W, o que reduziu a eficiência exergética (η_{ex}) em 0,11 %. Isto confirma que partindo de valores distintos das condições operacionais, o ACVO promoveu a otimização para uma mesma região, obtendo variações mínimas.

Tabela 4.22: Resultados obtidos - TEWI

TEWI (kg CO ₂)	R1234yf	R1234yf (Qe)
TEWI direto	0,83	0,81
TEWI indireto	150,76	150,94
TEWI Total	151,59	151,75

Fonte: Elaborada pelo autor.

A diferença entre as taxas de emissão de carbono (TEWI) para as duas otimizações é de 0,16 kg, em função da mínima diferença de potência requerida pelo compressor (\dot{W}_{comp}). A comparação do TEWI reforça que, partindo de valores distintos das condições operacionais, o ACVO promoveu a otimização para uma mesma região, obtendo variações mínimas.

Tabela 4.23: Resultados obtidos - Custos

Taxa de custo (US\$/ano)	Símbolo	R1234yf	R1234yf (\dot{Q}_{evap})
Custo de implementação e manutenção	\dot{C}_{cm}	109,51	109,29
Custo operacional	\dot{C}_{op}	14,71	14,72
Custo ambiental	\dot{C}_{env}	0,90	0,91
Custo total	\dot{C}_{total}	125,12	124,92

Fonte: Elaborada pelo autor.

As duas otimizações para o fluido R1234yf apresentaram valores muito próximos para as taxas de custo operacional (\dot{C}_{op}), custo ambiental (\dot{C}_{env}) e custo total (\dot{C}_{total}), em função da potência de acionamento do compressor (\dot{W}_{comp}). O menor custo de implementação e manutenção (\dot{C}_{cm}) apresentado pela segunda otimização do R1234yf, em função de ter apresentado uma área do condensador (A_{cond}) é ligeiramente menor que a primeira otimização. Isto indica que partindo de valores distintos das condições operacionais, o ACVO promoveu a otimização para uma mesma região, obtendo variações mínimas.

O fluido R1234yf após a otimização apresentou resultados muito próximos à otimização anterior, e reforçando a razão de proporcionalidade entre valores baixos para capacidade de refrigeração e menores taxas de destruição de exergia, menores custos e menor impacto ambiental. De forma inversa, a redução da capacidade de

refrigeração aumenta o valor do COP. Observou-se que o valor otimizado para a capacidade de refrigeração é justamente a região de menor valor.

4.7. Síntese dos resultados

A Tabela 4.24 apresenta uma síntese dos resultados dos fluidos analisados neste trabalho:

Tabela 4.24: Resumo dos resultados

Parâmetro avaliado	Fluido mais apropriado	Fluido menos apropriado	Justificativa
COP	R1234yf (2,158)	R290 (1,117)	R1234yf apresentou a menor potência requerida pelo compressor. R290 apresentou a maior potência de compressão.
$\dot{E}_{dest, total}$ (W)	R1234yf (55,1)	R290 (112,3)	R1234yf apresentou a menor potência requerida pelo compressor. R290 apresentou a maior potência de compressão.
$TEWI$ (kg de CO ₂)	R1234yf (151,59)	R134a (354,84)	R1234yf apresentou o menor valor de GWP e menor potência requerida pelo compressor. R134a apresentou o maior valor de GWP.
\dot{C}_{total} (US\$/ano)	R1234yf (125,12)	R290 (140,17)	R1234yf apresentou a menor potência requerida pelo compressor. R290 apresentou a maior potência de compressão.

Fonte: Elaborada pelo autor.

Observou-se que a potência do compressor impactou em todos os itens avaliados na análise, o que sugere a utilização de PCM integrados a condensadores de refrigeradores domésticos como uma relevante alternativa para reduzir a temperatura de condensação e a pressão máxima do circuito de refrigeração, proporcionando uma redução da potência necessária para operação do compressor. A utilização do R134a na produção de refrigeradores tem sido desestimulada em função do alto valor de GWP (RTOC, 2019), ainda que apresente resultados de desempenho e custo relevantes, conforme demonstrado neste trabalho. O R600a é um fluido muito difundido em refrigeradores domésticos (RTOC, 2019) devido às relevantes características como baixa temperatura de evaporação, eficiência e consumo moderado. O R290 é um fluido mais apropriado para utilização em sistemas

de alta potência, como bombas de calor, cujas capacidades de refrigeração de 500 W e 1.200 W foram analisadas por Paula et al., (2020). O fluido R1234yf apresentou os melhores resultados na análise energética, exérgica, ambiental e econômica para a utilização em um refrigerador doméstico acoplado a um PCM no condensador. O R1234yf apresenta alta eficiência quando submetido a baixas cargas térmicas (baixa potência) e apresenta uma grande vantagem na utilização em sistemas de ar condicionado automotivo por não ser um fluido inflamável. O fluido R1234yf apresenta maior valor de mercado (Eletrofrigor, 2023), porém o seu custo de 0,97 US\$/ano por equipamento é irrelevante diante dos custos dos trocadores de calor. Embora os resultados da análise pelos 4E indiquem o fluido R1234yf como o fluido mais apropriado para utilização em refrigeradores domésticos com PCM integrado ao condensador, há um forte estímulo para utilização de fluidos da quinta geração, os fluidos naturais, como o R600a em refrigeradores domésticos.

5. CONCLUSÃO

A análise comparativa apresentada neste trabalho demonstrou que o fluido R1234yf apresentou os melhores resultados na análise energética, exergética, ambiental e econômica, sendo o mais apropriado para a utilização em um refrigerador doméstico acoplado a um PCM no condensador.

Dentre as principais características apresentadas pelo R1234yf em relação aos demais fluidos estão o menor valor da razão de compressão, a menor variação de entalpia no compressor e no condensador e o menor índice GWP. A redução do valor da razão de compressão promove o aumento da eficiência volumétrica e da eficiência global e uma redução da potência necessária para acionamento do compressor. A redução da variação de entalpia no compressor e no condensador resultam em uma redução da quantidade de calor rejeitado para o ambiente e menor potência do compressor. A redução de potência impacta diretamente no aumento do COP e na redução da taxa de destruição da exergia, impacto ambiental indireto e custos. A utilização de fluido com menor índice de GWP promove uma redução do impacto ambiental direto.

Comparou-se a ordem de grandeza dos resultados obtidos neste trabalho com os resultados experimentais e simulações demonstradas por outros autores. Infere-se que os resultados gerados pelo modelo matemático proposto neste trabalho são consistentes e satisfatórios.

Considerando que o fluido R1234yf apresentou os melhores resultados na análise 4E, realizou-se uma nova otimização utilizando o ACVO com a capacidade de refrigeração variável. Observou-se que o valor mínimo da função objetivo foi alcançado utilizando-se o menor valor. Este comportamento era esperado, em função da menor potência necessária para acionamento do compressor.

Considera-se que este estudo contribuiu com a expansão da fronteira do conhecimento científico, pois não se encontrou em nenhuma pesquisa, no melhor conhecimento do autor, tantos aspectos abordados como a otimização, a análise comparativa para os fluidos R134a, R600a, R290 e R1234yf e a abordagem dos 4E para refrigeradores domésticos com PCM integrado ao condensador.

REFERÊNCIAS

- AIRAH, 2012. "Methods Of Calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI)". The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating Best Practice Guidelines. Ago. 2023 <www.airah.org.au>.
- ASHRAE, 1992. "ANSI/ASHRAE 34-1992 - Number Designation and Safety Classification of Refrigerants (Includes Supplements)". American Society of Heating, Refrigerating Air-Conditioning Engineers, Atlanta.
- ASHRAE, 2010. "2010 ASHRAE Handbook: Refrigeration". American Society of Heating, Refrigerating Air-Conditioning Engineers, Atlanta.
- ASHRAE, 2013. "2013 ASHRAE Handbook: Fundamentals (SI Edition)". American Society of Heating, Refrigerating Air-Conditioning Engineers, Atlanta.
- Azzouz, K., Leducq, D., Gobin, D., 2008. "Performance enhancement of a household refrigerator by addition of latent heat storage". International Journal of Refrigeration No 31, pp 892-901.
- Azzouz, K., Leducq, D., Gobin, D., 2009. "Performance Enhancing the performance of household refrigerators with latent heat storage: An experimental investigation". International Journal of Refrigeration No 32 pp 1634-1644.
- Bakhshipour, S., Valipour, M.S. and Pahamli, Y., 2017. "Parametric analysis of domestic refrigerators using PCM heat exchanger". International Journal of Refrigeration No 83, pp 1-13.
- Boeng, J. e Melo, C., 2014. "Mapping the energy consumption of household refrigerators by varying the refrigerant charge and the expansion restriction". International Journal of Refrigeration No 41, pp 37-44.
- Çengel, Y. A. e Boles M. A., 2013. "Termodinâmica". AMGH, Porto Alegre, 7a edição.
- Cheng, W., Zhang, R., Xie, K., Liu, N., Wang, J., 2010. "Heat conduction enhanced shape-stabilized paraffin / HDPE composite PCMs by graphite addition: Preparation and thermal properties". Solar Energy Materials & Solar Cells No 94, pp 1636-1642.
- Cheng, W., Mei, B., Liu, Y., Huang, Y., Yuan, X., 2011. "A novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (Phase Change Material) heat storage condensers: An experimental investigation". Energy No 36, pp 5797-5804.

- Cheng, W., Yuan, X., 2013. "Numerical analysis of novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (phase change material) heat storage". *Energy* No 59, pp 265-276.
- Clodic, D., Cai, W., 1996. "Tests and simulations of diffusion of various hydrocarbons in rooms from air conditioners and refrigerators". IIF/IIR Conf. Applications for Natural Refrigerants, Aarhus, Denmark.
- Cofré-Toledo, J., Vasco, D. A., Isaza-Roldán, C. A. e Tangarife, J. A., 2018. "Evaluation of an integrated household refrigerator evaporator with two eutectic phase-change materials". *International Journal of Refrigeration* No 93 pp 29-37.
- Cuevas, C. e Lebrun, J. 2009. "Testing and modelling of a variable speed scroll Compressor". *Applied Thermal Engineering* 29 (2) 469-478.
- Davies, T. W. e Caretta, O., 2004. "A low carbon, low TEWI refrigeration system design". *Applied Thermal Engineering* No 24 (2004) 1119-1128.
- Duarte, M. V., 2013. "Estudo da bomba de calor - Fluidos de trabalho e eficiência energética". Universidade da Beira Interior, Covilhã.
- Elarem, R., Mellouli, S., Abhilash E. e Jemni, A., 2017. "Performance analysis of a household refrigerator integrating a PCM heat exchanger". *Applied Thermal Engineering* No 125, pp 1320-1333.
- Eletrofrigor, 2023. Eletrofrigor peças ltda. Out. 2023 <<https://www.eletrofrigor.com.br/>>.
- Emami, H., 2022. "Anti-coronavirus optimization algorithm". *Soft Comput* No 26, pp 4991-5023.
- Embraco, 2023. "EM2T60CLP Datasheet" Embraco Nidec Global Appliance. Mar. 2023 <<https://www.embraco.com/>>.
- Embraco, 2023. "EM2S60HLP Datasheet" Embraco Nidec Global Appliance. Mar. 2023 <<https://www.embraco.com/>>.
- Embraco, 2023. "VEGY6L Datasheet" Embraco Nidec Global Appliance. Mar. 2023 <<https://www.embraco.com/>>.
- Embraco, 2023. "EMI70UER Datasheet" Embraco Nidec Global Appliance. Mar. 2023 <<https://www.embraco.com/>>.

- Fioretti, R., Principi, P., Copertaro, B., 2016. "A refrigerated container envelope with a PCM (Phase Change Material) layer: Experimental and theoretical investigation in a representative town in Central Italy". *Energy Conversion and Management* No 122, pp 131-141.
- Flores, J. M. B., Muñoz, A. P. R., Reguera, C. G. P., Babiloni, A. M., 2017. "Experimental study of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a domestic refrigerator". *International Journal of Refrigeration*, Vol.81, pp 1-11.
- IPCC, 2007. Forster, P., Ramaswamy, V., Artaxo, P., Berntsen, T., Betts, R., Fahey, D.W., Haywood, J., Lean, J., Lowe, D.C., Myhre, G., Nganga, J., Prinn, R., Raga, G., Schulz, M., e Dorland, R. V. "Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing. In: *Climate Change 2007: The Physical Science Basis*". Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA. <www.ipcc.ch> Out. 2023.
- Gin, B. e Farid, M., M., 2010. "The use of PCM panels to improve storage condition of frozen food". *Journal of Food Engineering* No 100, pp 372-376.
- Gupta, J. K. e Gopal, M. R., 2008. "Modeling of hot-wall condensers for domestic refrigerators". *International Journal of Refrigeration* No 31, pp 979-988.
- Holland, R., Khan, M. A. H., Driscoll, I., Chantyal-Pun, R., Derwent, R. G., Taatjes, C. A., Orr-Ewing, A. J., Carl J., Percival, C. J., Shallcross, D. E., 2021. "Investigation of the Production of Trifluoroacetic Acid from Two Halocarbons, HFC-134a and HFO-1234yf and Its Fates Using a Global Three-Dimensional Chemical Transport Model". *ACS Earth and Space Chemistry* No 05, pp 849-857.
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L. e Lavine, A. S., 2008. *Fundamentos de transferência de Calor e de Massa*. LTC, Rio de Janeiro, 6a edição.
- IIR, 2016. "Guideline for life cycle climate performance v.1.2". International Institute of Refrigeration. Out. 2023 <<http://www.iifiir.org>>.
- IRENA, 2023. "Renewable energy statistics 2023". International Renewable Energy Agency. Abu Dhabi. Ago. 2023 < www.irena.org>.
- Jaluria, Y., 2008. *Design and Optimization of Thermal Systems*. CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2a edição.

- Joybari, M. M., Hatamipour, M. S., Rahimi, A. and Modarres, F. G., 2013. "Exergy analysis and optimization of R600a as a replacement of R134a in a domestic refrigerator system". *International Journal of Refrigeration* No 36, pp 1233-1242.
- Joybari, M. M., Haghghata, F., Moffatb, J. and Sraba, P., 2015. "Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review". *Energy and Buildings* No 106, pp 111-124.
- Klein, S.A., EES - Engineering Equation Solver, Version 10.561, 20/12/2018, F-Chart Software, <https://fchartsoftware.com>.
- Liu, Z., Zhao, D., Wang, Q., Chi, Y., Zhang, L., 2017. "Performance study on air-cooled household refrigerator with cold storage phase change materials". *International Journal of Refrigeration* No 79 pp 130-142.
- Liu, N., Rejeesh, M.R., Sundararaj, V., Gunasundari, B., 2023. "ACO-KELM: Anti Coronavirus Optimized Kernel-based Softplus Extreme Learning Machine for classification of skin cancer". *Expert Systems With Applications* no 232, 120719.
- Maiorino, A., Del Duca, M., G., Mota-Babiloni, A., Greco, A. e Aprea, C., 2019. "The thermal performances of a refrigerator incorporating a phase change material". *International Journal of Refrigeration* No 100, pp 255-264.
- Maiorino, A., Del Duca, M., G., Mota-Babiloni, A. e Aprea, C., 2020. "Achieving a running cost saving with a cabinet refrigerator incorporating a phase change material by the scheduling optimization of its cyclic operations". *International Journal of Refrigeration* No 117, pp 237-246.
- Mansuriya, K., V. K., Patel, Raja, B. D. e Mudgal, A., 2020. "Assessment of liquid desiccant dehumidification aided vapor-compression refrigeration system based on thermo-economic approach", *Applied Thermal Engineering* No 164 114542.
- Marques, A., Davies, G., Evans, J., Maidment, G. e Wood, I., 2013. "Theoretical modelling and experimental investigation of a thermal energy storage refrigerator", *Energy* No 55, pp 457-465.
- Marques, A., Davies, G., Maidment, G., Evans, J. e Wood, I., 2014. "Novel design and performance enhancement of domestic refrigerators with thermal storage", *Applied Thermal Engineering* No 63 (2), pp 511-519.

McLinden, M. O., e Huber, M. L., 2020. "(R)Evolution of Refrigerants". *Journal of Chemical & Engineering* No 65 (9), pp 4176-4193.

Minetto, S. 2011. "Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water", *International Journal of Refrigeration*, No 34, n. 3, p. 742-751.

Mohanraj, M., 2013. "Energy performance assessment of R430A as a possible alternative refrigerant to R134a in domestic refrigerators". *Energy for Sustainable Development* No 17, pp 471-476.

Mosaffa, A.H. e Farshi, L. G., 2016. "Exergoeconomic and environmental analyses of an air conditioning system using thermal energy storage", *Applied Energy*, No 162, pp 515-526.

OAG - Open Access Government, 2021. "Environmental impact of HFO refrigerants & alternatives for the future". Set. 2023 <<https://www.openaccessgovernment.org>>

Oliveira, A. G., 2021. "Estudo experimental de uma bomba de calor solar a propano para aquecimento de água dotada de tubo capilar duplo". Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

Oró, E., de Gracia, A., Castell, A., Farid, M., M. e Cabeza, L., F., 2012. "Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications". *Applied Energy* No 99, pp 513-533.

Oró, E., Miró, L., Farid, M., M. e Cabeza, L., F., 2012. "Improving thermal performance of freezers using phase change materials". *International Journal of Refrigeration* No 35 pp 984-991.

Paula, C. H. de, Duarte, W. M., Rocha, T. T. M., Oliveira, R. N. de, Maia, A. A. T., 2020. "Optimal design and environmental, energy and exergy analysis of a vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R744 as alternatives to replace R134a". *International Journal of Refrigeration* No 113 pp 10-20.

Pirvaram, A., Sadrameli, S., M. e Abdolmaleki, L., 2021. "Optimization of energy consumption and temperature fluctuations for a household freezer using non-toxic and non-flammable eutectic phase change materials with a cascade arrangement". *International Journal of Energy Research* No 45, pp 1775-1788.

Rahimi, M., Ranjbar, A. A., Hossein, M. J., 2023. "Experimental investigation on PCM/fin slab incorporation in a evaporator side of a household refrigerator". Energy Reports No 10, pp 407-418.

Roy, R. e Mandal, B. K., 2019. "Thermo-economic Assessment and Multi-Objective Optimization of Vapour Compression Refrigeration System using Low GWP Refrigerants". International Conference on Modeling Simulation and Applied Optimization.

RTOC, 2019. "Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee 2018 - Assessment Report - Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer". Ozone Secretariat of UNEP (United Nation Environment Programm). Nairobi.

Sekhar, S. J., Raj, M. A. F., Raveendran, P. S., Murugan, P.C., 2022. "Cladding phase change materials in freezing and chilling zones of household refrigerator to improve thermal performance and environmental benefits". Journal of Energy Storage, Vol. 55, Part A, 105476.

Shikalgar, N. D. e Sapali, S. N., 2019 "Energy and exergy analysis of a domestic refrigerator: approaching a sustainable refrigerator". Journal of Thermal Engineering, Vol. 5, No. 5, pp 469-481.

Shah, M. M., 1982. "Improved general correlation for critical heat flux in uniformly heated vertical tubes". International Journal Heat and Fluid Flow No 8, pp 326-335.

Shah, M. M., 2016. "Comprehensive correlations for heat transfer during condensation in conventional and mini/micro channels in all orientations". International Journal of Refrigeration No 67, pp 22-41.

Shah, M. M., 2017. "Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels". International Journal of Refrigeration No 74, pp 606-626.

Sonnenrein, G., Elsner, A., Baumhögger, E., Morbach, A., Fieback, K. e Vrabec, J., 2015. "Reducing the power consumption of household refrigerators through the integration of latent heat storage elements in wire-and-tube condensers". International Journal of Refrigeration No 51, pp 154-160.

Sonnenrein, G., Baumhögger, E., Elsner, A., Fieback, K., Morbach, A., Paul, A. e Vrabec, J., 2015. "Copolymer-bound phase change materials for household refrigerating appliances: experimental investigation of power consumption, temperature distribution and demand side management potential". *International Journal of Refrigeration* No 60, pp 166-173.

Sonnenrein, G., Baumhögger, E., Elsner, A., Morbach, A., Neukötter, M., Paul, A. e Vrabec, J., 2020. "Improving the performance of household refrigerating appliances through the integration of phase change materials in the context of the new global refrigerator standard IEC 62552:2015". *International Journal of Refrigeration* No 119, pp 448-456.

Sonntag, R. E. e Borgnakke, C., 2003. "Introdução à Termodinâmica para Engenharia". LTC, Rio de Janeiro, 1a edição.

Taher, M. A. B., Ahachad, M., Mahdaoui, M., Zeraouli, Y., T. Kousksou, T., 2022, "Thermal performance of domestic refrigerator with multiple phase change materials: Numerical study". *Journal of Energy Storage* Vol. 55, Part C, 105673.

Tontu, M., Sahin, B. e Bilgili, M., 2019. "Exergoeconomic Analysis of Steam Turbine Driving Vapor Compression Refrigeration System in an Existing Coal-Fired Power Plant", *Arabian Journal for Science and Engineering* No 44, pp 7553-7566.

Visek, M., Joppolo, C. M., Molinaroli, L., Olivani, A., 2014. "Advanced sequential dual evaporator domestic refrigerator/freezer: System energy optimization". *International Journal of Refrigeration* No 43, pp 71-79.

Wang, F., Maidment, G., Missenden, J. e Tozer, R., 2007. "The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation". *Applied Thermal Engineering* No 27, pp 2893-2901.

Wang, F., Maidment, G., Missenden, J. and Tozer, R., 2007. "The novel use of phase change materials in the refrigeration plant. Part 2: Dynamic simulation model for the combined system". *Applied Thermal Engineering* No 27, pp 2902-2910.

Wang, F., Maidment, G., Missenden, J. e Tozer, R., 2007. "The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 3: PCM for control and energy savings". *Applied Thermal Engineering* No 27, 2911-2918.

Yang, X. e Deb, S., 2009. "Cuckoo Search via Levy Flights". World Congress on Nature & Biologically Inspired Computing (NaBIC 2009), pp. 210-214.

Yuan, X., Cheng, W., 2014. "Multi-objective optimization of household refrigerator with novel heat-storage condensers by Genetic algorithm". Energy Conversion and Management No 84, pp 550-561.

Yusufoglu, Y., Apaydin, T., Yilmaz, S., Paksoy, H.O., 2015. "Improving performance of household refrigerators by incorporating phase change materials". International Journal of Refrigeration No 57 pp 173-185.