



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



LEANDRO MASCARENHAS CURI

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
EM CASCATA $\text{NH}_3 / \text{CO}_2$ UTILIZANDO NANOFLUIDO A BASE DE
 Al_2O_3 NO ESTÁGIO DE BAIXA TEMPERATURA**

OURO PRETO - MG
2026

LEANDRO MASCARENHAS CURI

Leandro.curi@aluno.ufop.edu.br

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
EM CASCATA NH₃/CO₂ UTILIZANDO NANOFLUIDO A BASE DE
AL₂O₃ NO ESTÁGIO DE BAIXA TEMPERATURA**

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade Federal de
Ouro Preto como requisito para a obtenção do título
de Engenheiro Mecânico

Orientador: DsC. Luís Antônio Bortolaia

Coorientador: MsC. Angelo Lucas Sobrinho

**OURO PRETO – MG
2026**

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

C975a Curi, Leandro Mascarenhas.

Análise termodinâmica de um sistema de refrigeração em cascata NH₃/CO₂ utilizando nanofluido a base de Al₂O₃ no estágio de baixa temperatura. [manuscrito] / Leandro Mascarenhas Curi. - 2026. 85 f.

Orientador: Prof. Dr. Luís Antônio Bortolaia.

Coorientador: Prof. Me. Angelo Lucas Sobrinho.

Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Graduação em Engenharia Mecânica .

1. Engenharia térmica - Refrigeração. 2. Química de superfície - Colóide - Nanofluidos. 3. Nanopartículas - Óxido de alumínio. 4. Coefficient of Performance (COP). I. Bortolaia, Luís Antônio. II. Sobrinho, Angelo Lucas. III. Universidade Federal de Ouro Preto. IV. Título.

CDU 621

Bibliotecário(a) Responsável: Maristela Sanches Lima Mesquita - CRB-1716



FOLHA DE APROVAÇÃO

Leandro Mascarenhas Curi

Análise termodinâmica de um sistema de refrigeração em cascata NH_3/CO_2 utilizando nanofluido à base de Al_2O_3 no estágio de baixa temperatura

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico

Aprovada em 01 de julho de 2026

Membros da banca

DSc. Luís Antônio Bortolaia - Orientador (Universidade Federal de Ouro Preto)
MSC. Ângelo Lucas Sobrinho - Coorientador (Universidade Federal de Ouro Preto)
DSc. Elisângela Martins Leal (Universidade Federal de Ouro Preto)
DSc. Washington Luís Vieira da Silva (Universidade Federal de Ouro Preto)

Luís Antônio Bortolaia, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 21/07/2026



Documento assinado eletronicamente por **Luís Antonio Bortolaia, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 21/07/2026, às 11:29, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **1143588** e o código CRC **89CEB7A3**.

Mais uma conquista vencida
com sucesso. Que venham outras...

“The more I read, the more I acquire, the more certain I am that I know nothing”.

(Voltaire)

RESUMO

A crescente demanda por eficiência energética e a necessidade de utilização de refrigerantes ambientalmente adequados justificam o estudo de alternativas tecnológicas capazes de elevar o desempenho dos sistemas de refrigeração. O objetivo desta pesquisa consiste em avaliar o impacto da adição de nanopartículas de óxido de alumínio ao refrigerante CO₂ no coeficiente de desempenho (COP) e nos parâmetros energéticos de um ciclo de refrigeração em cascata, utilizando o fluido refrigerante CO₂ na parte de baixa temperatura e amônia (R-717) na parte de alta temperatura. Para isso, desenvolve-se o equacionamento termodinâmico do ciclo de compressão de vapor em cascata, implementado por meio do *software Engineering Equation Solver* (EES), considerando condições de operação típicas e validação com dados da literatura. São realizadas simulações variando a fração mássica de nanopartículas, analisando-se a influência no COP, na potência dos compressores e na capacidade específica de refrigeração. Os resultados indicam que a adição de Al₂O₃ ao CO₂ promove alterações nas propriedades termofísicas do fluido, impactando diretamente o desempenho energético do sistema. Observa-se variação no coeficiente de desempenho conforme o aumento da fração mássica de 0 a 0,5%, obtendo um aumento de 43,75% em comparação ao ciclo com refrigerante puro, além de uma redução de 30,44% da potência total requerida, evidenciando que a utilização de nanofluidos pode representar uma alternativa promissora para a melhoria da eficiência de sistemas em cascata.

Palavras-chave: Refrigeração em cascata. CO₂. NH₃. Nanofluido. Al₂O₃. Eficiência energética.

ABSTRACT

The increasing demand for energy efficiency and the need for environmentally suitable refrigerants justify the investigation of technological alternatives capable of improving refrigeration system performance. The objective of this research is to evaluate the impact of adding aluminum oxide nanoparticles to the CO₂ refrigerant on the coefficient of performance (COP) and on the energetic parameters of the cycle. To achieve this, the thermodynamic formulation of the cascade vapor compression cycle was developed and implemented using the Engineering Equation Solver (EES) software, considering typical operating conditions and validation with data from the literature. Simulations were carried out by varying the nanoparticle mass fraction, analyzing its influence on COP, compressor power consumption, and specific refrigeration capacity. The results indicate that the addition of Al₂O₃ to CO₂ alters the thermophysical properties of the refrigerant, directly affecting the system's energy performance. A variation in the performance coefficient was observed as the mass fraction increased from 0 to 0,5%, obtaining an increase of 43.75% compared to the cycle with pure refrigerant, in addition to a 30.44% reduction in the total power required, showing that the use of nanofluids can represent a promising alternative for improving the efficiency of cascade systems.

Keywords: Cascade refrigeration. CO₂. NH₃. Nanofluid. Al₂O₃. Energy efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Esquema de produção de gelo artificial.	6
Figura 2: Máquina de refrigeração por compressão mecânica de vapor, usando éter como refrigerante, idealizada por James Harrison e fabricada por Daniel Siebe em 1857.....	7
Figura 3: Ciclo de Refrigeração Reversível de Carnot.....	8
Figura 4: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	9
Figura 5: Diagrama pressão-entalpia (P-h) do Ciclo Teórico.....	10
Figura 6: Diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real de refrigeração.....	11
Figura 7: Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico.....	16
Figura 8: influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico.....	17
Figura 9: Influência do sub-resfriamento no COP do ciclo teórico.....	18
Figura 10: influência do superaquecimento no COP do ciclo teórico.....	19
Figura 11: Ciclo de Refrigeração em Cascata	21
Figura 12: Diagrama T-s para um ciclo cascata	22
Figura 13: Esquema de um sistema de refrigeração em cascata de dois estágios.	23
Figura 14: Esquema de um diagrama de P _x h (Mollier) para um refrigerante.....	29
Figura 15: Valores de GWP para refrigerantes selecionados	31
Figura 16: Diagrama de Mollier para o fluido R744 (CO ₂)	32
Figura 17: Diagrama de Mollier para a amônia R-717.....	34
Figura 18: Comportamento do calor específico da água	35
Figura 19: Comportamento do coeficiente convectivo de troca de calor do lado da água com	36
Figura 20: Fluxograma com sequenciamento das etapas para realização deste trabalho.	41

Figura 21: Código do ciclo simples de R134a de baixa pressão com adição de nanopartículas	43
Figura 22: Código do ciclo de baixa pressão e temperatura.....	44
Figura 23: Código do ciclo de alta pressão e temperatura.....	45
Figura 24: Gráfico do COP do ciclo em função da fração mássica de nanopartícula	56
Figura 25: Gráfico do COP do ciclo de alta e de baixa temperatura em função da fração mássica de nanopartícula.....	58
Figura 26: Gráfico comparativo da variação da potência em função da fração mássica de nanopartículas	59
Figura 27: Gráficos da variação da vazão mássica em função da fração mássica de nanopartículas	61
Figura 28: Gráfico do calor rejeitado no condensador em função da adição de nanopartículas	63
Figura 29: Gráfico comparativo da variação da capacidade específica de refrigeração em função da fração mássica de nanopartículas.....	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Classificação dos fluidos refrigerantes	25
Tabela 2- Classificação dos fluidos refrigerantes de acordo com a sua composição	26
Tabela 3 – Nomenclatura dos fluidos refrigerantes.....	26
Tabela 4 - Variáveis e Indicadores	49
Tabela 5 – Resultados comparativos obtidos no ESS com os dados de Aktas.....	52
Tabela 6 - Resultados comparativos obtidos no ESS com os dados de Ustaoglu <i>et al.</i> (2020).	53
Tabela 7 - Resultados obtidos no ESS com os dados de Ustaoglu <i>et al.</i> (2020).	53
Tabela 8 - Variação do COP em função da fração mássica.....	55
Tabela 9 – Variações do COP de alta e baixa temperatura em função da fração mássica	57
Tabela 10 - Variação da potência dos compressores em função da fração mássica.....	59
Tabela 11 – Variação das vazões mássicas do ciclo de alta e baixa em função da variação de nanopartículas	61
Tabela 12 – Variação do calor rejeitado no condensador em função da fração mássica de nanopartículas	62
Tabela 13 - Variação da capacidade específica de refrigeração em função da fração mássica	64

LISTA DE SIMBOLOS

P	– Pressão (kPa)
T	– Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
h	– Entalpia específica (kJ/kg)
s	– Entropia específica (kJ/kg·K)
v	– Velocidade (m/s)
g	– Aceleração da gravidade (m/s^2)
z	– Altura ou cota geométrica (m)
$\dot{m}$	– Vazão mássica (kg/s)
$\dot{m}_e$	– Vazão mássica de entrada (kg/s)
$\dot{m}_s$	– Vazão mássica de saída (kg/s)
h_e	– Entalpia específica de entrada (kJ/kg)
h_s	– Entalpia específica de saída (kJ/kg)
dE_{vc}/dt	– Taxa de variação de energia no volume de controle (kW)
$\dot{Q}_{vc}$	– Taxa de transferência de calor no volume de controle (kW)
$\dot{W}_{vc}$	– Potência (trabalho por unidade de tempo) do volume de controle (kW)
COP	– Coeficiente de desempenho (adimensional)
$\dot{Q}_o$	– Capacidade de refrigeração (kW)
$\dot{Q}_c$	– Calor rejeitado no condensador (kW)
q_o	– Capacidade específica de refrigeração (kJ/kg)
q_c	– Calor por unidade de massa rejeitado no condensador (kJ/kg)
w_c	– Trabalho específico do compressor (kJ/kg)
EF	– Efeito frigorífico (kJ/kg)
TC	– Temperatura da fonte fria (K ou $^{\circ}\text{C}$)
TH	– Temperatura da fonte quente (K ou $^{\circ}\text{C}$)
η	– Eficiência (adimensional)
T_{sub}	– Temperatura de sub-resfriamento (K ou $^{\circ}\text{C}$)
T_{sup}	– Temperatura de superaquecimento (K ou $^{\circ}\text{C}$)
$\dot{m}_f$	– Vazão mássica do fluido refrigerante (kg/s)
h_1	– Entalpia específica no ponto 1 do ciclo (kJ/kg)
ρ_{nr}	– Densidade do nanorefrigerante (kg/m^3)
ρ_{np}	– Massa específica da nanopartícula (kg/m^3)

ρ_r – Massa específica do refrigerante base (kg/m³)

w – Fração mássica da nanopartícula (adimensional)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Formulação do Problema.....	1
1.2	Justificativa.....	3
1.3	Objetivos.....	4
1.3.1	Geral	4
1.3.2	Específicos.....	4
1.4	Estrutura do Trabalho	5
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1	Introdução à refrigeração.....	6
2.2	Ciclos de refrigeração	8
2.2.1	Ciclo Reversível de Carnot.....	8
2.2.2	Ciclos de refrigeração por compressão de vapor.....	9
2.2.3	Balanco de energia no ciclo de compressão a vapor	12
2.2.4	Ciclo cascata	20
2.3	Fluidos refrigerantes	24
2.3.1	Classificação	25
2.3.2	Propriedades dos fluidos refrigerantes	27
2.3.3	Impactos ambientais	29
2.4	Dióxido de Carbono como Fluido Refrigerante (R-744).....	31
2.5	Amônia como Fluido Refrigerante (R-717)	33
2.6	Nanorefrigerantes	34
2.6.1	Óxido de Alumina (Al_2O_3) como nanopartícula.....	37
3	METODOLOGIA.....	38
3.1	Tipo de Pesquisa.....	38
3.2	Materiais e Métodos	40
3.3	Código de Programa Utilizado	42
3.4	Validação do código utilizado para as simulações dos ciclos	46
3.4.1	Validação com base em Aktas <i>et al.</i> (2014)	46
3.4.2	Validação com base em Ustaoglu <i>et al.</i> (2020).....	47
3.5	Variáveis e Indicadores	48
3.6	Instrumento de coleta de dados	50
3.7	Tabulação dos dados.....	50

3.8	Considerações Finais do Capítulo	51
4	RESULTADOS	52
4.1	Resultados de validação do código.....	52
4.2	Simulação de um sistema cascata CO ₂ /NH ₃ utilizando Al ₂ O ₃	54
4.3	Análise do COP em função da fração mássica	55
4.4	Análise da potência de compressão em função da fração mássica.....	58
4.5	Análise das vazões mássicas de CO ₂ e NH ₃ em função da fração mássica.....	60
4.6	Análise da taxa de calor do condensador em função da variação da fração mássica.....	62
4.7	Análise da capacidade específica de refrigeração em função da variação da fração mássica.....	64
5	CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES.....	66
5.1	Conclusão	66
5.2	Recomendações	67

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do Problema

Em meados do século XIX, a tecnologia de refrigeração utilizando o ciclo termodinâmico de compressão de vapor foi desenvolvida (PEIXOTO, 2007). De acordo com o autor, de uma maneira geral a indústria de refrigeração e ar-condicionado evoluiu significativamente durante o século XX e hoje se faz presente em diversos setores da sociedade.

Geniêr (2013) demonstra que sistemas de refrigeração estão presentes em diversos contextos do cotidiano. Desde escalas industriais até residências, a refrigeração desempenha um papel fundamental para a qualidade de vida do ser humano, atuando em áreas como a conservação de alimentos, conforto térmico e manutenção de ambientes industriais (GENIÊR, 2013).

Refrigeração é definida como a arte ou ciência relacionada à transferência contínua de energia térmica com o objetivo de resfriar sistemas para temperaturas inferiores às aquelas disponíveis em um determinado local e instante, como cita Gosney (1982). Segundo Martinho (2013), a maioria dos sistemas, sejam refrigeradores domésticos ou sistemas industriais de grande porte, utiliza a refrigeração mecânica de compressão de vapor para sistemas de refrigeração. Existem outros tipos de refrigeração, porém são usados em situações especiais (SALVADOR, 2022). O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o método mais utilizado atualmente, demonstra o autor. Este ciclo de refrigeração consiste basicamente em um compressor de velocidade fixa, um dispositivo de expansão, um condensador, um evaporador, um fluido refrigerante e um termostato para controle de temperatura (SALVADOR, 2022). Esses sistemas de refrigeração consomem uma quantia substancial de energia, afirma Hovaard *et al.* (2011).

Estima-se que 300 milhões de toneladas de mercadoria são continuamente refrigeradas, com um enorme consumo anual de eletricidade, afirma Peixoto (2007). O autor demonstra que em média, observando países desenvolvidos, o setor de refrigeração e ar-condicionado responde por 10 a 20% do consumo de eletricidade. Para o Instituto Escolha (2021), anualmente o consumo no Brasil de energia elétrica dos refrigeradores equivale a 27,1% do consumo total em indústrias, e 31,9% em residências.

De acordo com AbdulKarim *et al.* (2021), a eficiência energética é fundamental para alcançar os objetivos econômicos, objetivos sociais e ambientais do desenvolvimento

sustentável. Melhorar a eficiência energética é usar tecnologia que requer menos energia para desempenhar a mesma função e vai além do comportamento de conservação de energia que resulta no uso de menos energia (ABDULKARIM *et al.*, 2021).

A maioria das pesquisas com o objetivo de otimizar os ciclos de refrigeração tem como principal análise melhorar o coeficiente de performance (COP), ou coeficiente de desempenho do sistema (GENIÉR, 2013). De acordo com a autora, para alcançar este objetivo, é necessário que as pesquisas avaliem as condições do ambiente a ser refrigerado, qual o melhor processo que se encaixa com o projeto em questão e o fluido refrigerante adequado.

Choi e Eastman (1995) demonstram que a condutividade térmica dos fluidos de transferência de calor desempenha um papel vital no desenvolvimento de equipamentos de transferência de calor energeticamente eficiente. Com o aumento da concorrência global, as indústrias têm uma forte necessidade de desenvolver fluidos de transferência de calor avançados, com condutividades térmicas significativamente maiores do que as atualmente disponíveis (CHOI E EASTMAN, 1995).

Além dos desafios técnicos para elevar o COP dos sistemas, a literatura destaca também que a escolha do fluido refrigerante está diretamente ligada a questões ambientais. Em 1974, Rowland e Molina demonstraram a relação existente entre a utilização de fluidos refrigerantes Clorofluorcarbonos (CFCs) e suas emissões, com a destruição da camada de ozônio estratosférico (PIMENTA, 2008). Com isso, em 1987 ocorre a assinatura do Protocolo de Montreal que impôs metas e desafios para a eliminação dos CFCs e os Hidrofluorcarbonos (HFCs), fluidos refrigerantes utilizados na época, cita o autor.

A partir disso, surge a busca por novos tipos de fluidos refrigerantes, e a utilização do CO₂ ressurgiu como uma alternativa promissora com objetivo de utilização em diversos setores e aplicações na refrigeração (CLETO, 2008). De acordo com o autor, o CO₂ (dióxido de carbono – R-744) era um dos principais fluidos refrigerantes utilizados até o início dos anos de 1930, e foi justamente perdendo mercado por conta do início das utilizações com fluido do tipo CFCs e os Hidroclorofluorcarbonos (HCFCs). Filho (2008), demonstra que após o começo da extinção dos CFCs e HCFCs, fluidos naturais como CO₂, amônia e hidrocarbonetos foram as opções consideradas para esta substituição.

Contudo, a utilização do CO₂ em ciclos simples de compressão de vapor, especialmente em aplicações de baixa temperatura, resulta em elevadas razões de compressão e redução da eficiência energética (STANFIEL E SKAVES, 2016). Assim, para contornar essa situação,

sistemas de refrigeração em cascata têm sido amplamente estudados e aplicados, demonstram os autores. A diferença desse sistema em comparação a ciclos simples, é que dois ou mais ciclos operam em faixas de temperatura distintas, utilizando diferentes fluidos refrigerantes adequados a cada estágio (GETU E BANSAL, 2007). Os autores destacam a combinação NH_3/CO_2 , associando a elevada eficiência da amônia no estágio de alta temperatura à adequação do CO_2 para o estágio de baixa temperatura.

Mesmo com a adoção de ciclos em cascata, ainda existem desafios relacionados à otimização do desempenho energético desses sistemas. Nesse cenário, o uso de nanofluidos surge como uma alternativa promissora. Nanofluidos consistem em fluidos base contendo partículas em nanoescala dispersas, geralmente metálicas ou de óxidos metálicos, capazes de melhorar propriedades termofísicas como condutividade térmica e coeficientes de transferência de calor (SAIDUR *et al.*, 2011).

A aplicação de nanopartículas ao refrigerante CO_2 , formando um nanofluido, pode contribuir para a melhoria do desempenho térmico do ciclo de refrigeração, refletindo em ganhos no coeficiente de desempenho do sistema. Dessa forma, considerando a necessidade de aumento da eficiência energética, a utilização de fluidos refrigerantes ambientalmente mais adequados e o potencial dos nanofluidos para aprimorar sistemas térmicos, surge o seguinte questionamento:

Como a análise termodinâmica permite avaliar o desempenho de um ciclo de refrigeração em cascata NH_3/CO_2 com a adição de nanopartículas de Al_2O_3 ao refrigerante CO_2 ?

1.2 Justificativa

Atualmente a energia elétrica está presente no cotidiano do ser humano, este que depende da energia elétrica para fazer a maioria de suas tarefas diárias, de acordo com Farias (2021). Assim, o autor lembra que os seres humanos dependem de energia para trabalho, conforto, lazer e segurança, e que uma infinidade de aparelhos e serviços não funcionam sem energia.

Dentro dessa demanda energética, as atividades relacionadas à refrigeração representam uma parcela significativa desse consumo, estando presentes nos setores industrial, comercial,

de transporte e residencial (SANTOS *et al.*, 2023). Para os autores, reduzir o consumo de energia é um dos principais desafios nos sistemas de refrigeração, e uma forma de enfrentar essa questão é o uso de novas tecnologias como a nanopartículas.

Após a consolidação das metas climáticas iniciadas com o Protocolo de Kyoto e, mais recentemente, com a Emenda de Kigali ao Protocolo de Montreal (2016), que estabelece a redução progressiva dos HFCs em escala global, o setor de refrigeração e climatização passou a enfrentar um novo desafio tecnológico: desenvolver fluidos refrigerantes com baixo potencial de aquecimento global (GWP) e impacto ambiental reduzido. Nesse contexto atualmente observa-se uma definição mais clara quanto às alternativas promissoras, destacando-se os refrigerantes naturais, como o dióxido de carbono (R744), que apresenta GWP igual a 1 e ODP igual a zero, conforme dados do IPCC (2021), consolidando-se como uma das principais soluções alinhadas às exigências ambientais internacionais.

Por conta disso, pesquisas envolvendo o uso de nanopartículas são favoravelmente recebidas para buscar uma maior eficiência em sistemas de refrigeração. Somando também às questões energéticas, existem as questões ambientais e a busca por fluidos refrigerantes menos impactantes à natureza, o que incentivam e encorajam pesquisas relacionadas a essa área, justificando a realização deste trabalho.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Avaliar a análise termodinâmica do desempenho energético de um ciclo refrigeração em cascata NH_3/CO_2 com a adição de nanopartículas de Al_2O_3 ao refrigerante CO_2 .

1.3.2 Específicos

- Realizar um estudo sobre: ciclos de compressão de vapor, fluidos refrigerantes e nanopartículas;
- Desenvolver o equacionamento do ciclo de refrigeração em cascata por compressão de vapor utilizando nanofluido $\text{Al}_2\text{O}_3\text{--CO}_2$ no estágio de baixa temperatura;
- Através de *software* específico, simular o ciclo termodinâmico;
- Comparar os resultados obtidos da atuação do refrigerante puro e com a presença de nanopartículas;

- Avaliar a influência da fração mássica de nanopartículas no COP e no trabalho dos compressores.

1.4 Estrutura do Trabalho

Este trabalho se divide em cinco capítulos. No capítulo inicial, a formulação do problema é apresentada, além da sua justificativa e a definição do objetivo geral e específicos.

Já no segundo capítulo é apresentada a fundamentação teórica, levando em conta os principais conceitos relacionados ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor e o ciclo cascata, assim como as propriedades e classificações dos fluidos refrigerantes. O capítulo também leva em conta o estudo de nanopartículas e nanorefrigerantes, além dos parâmetros utilizados para a avaliação do desempenho.

No terceiro capítulo é descrita a metodologia adotada, incluindo o uso do software *Engineering Equation Solver* (EES), as condições de operação e os dados de entradas que são usados para as simulações numéricas.

O quarto capítulo apresenta uma análise dos resultados obtidos a partir de uma simulação computacional de um ciclo cascata utilizando CO₂ e Amônia com Al₂O₃/ CO₂ atuando como nanorefrigerante no ciclo de baixa temperatura.

Por fim, no quinto capítulo é exposto as conclusões do estudo, dando destaque as principais contribuições desta pesquisa além de sugerir investigações para o futuro.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução à refrigeração

Ao longo das últimas décadas notou-se um crescente aumento na utilização de sistemas de refrigeração, sistemas que cada vez mais têm sido utilizados no dia a dia, tanto para proporcionar conforto, quanto para processos industriais (SALVADOR, 2022). Para Costa (1982), a aplicação do frio derivada da refrigeração tem diversas aplicabilidades no mundo moderno, como por exemplo a indústria de alimentos, indústria de construção, metalurgia, química, dentre outras.

De acordo com Graciliano (2018), o nome refrigeração é referente ao processo de retirada de calor, diminuindo, assim, sua temperatura e a mantendo constante, através de processos mecânicos ou naturais. Tassini (2012) define refrigeração como um processo físico caracterizado pela transferência contínua de energia térmica de um corpo, ambiente ou substância para outro. Nesse processo, o calor removido é descarregado em um segundo meio, permitindo em seguida a redução ou manutenção da temperatura abaixo daquela do ambiente circundante, afirma a autora.

Em 1755, o professor acadêmico Willian Cullen fez um experimento utilizando um fluido volátil, no caso o éter, utilizando uma bomba para abaixar a pressão do fluido, o que facilitaria a evaporação (CASTRO, 2021). Cullen foi capaz de congelar uma pequena quantidade de volume de água durante a evaporação do éter e sua retirada de calor no entorno, afirma o autor. A Figura 1 ilustra o experimento realizado por Willian Cullen:

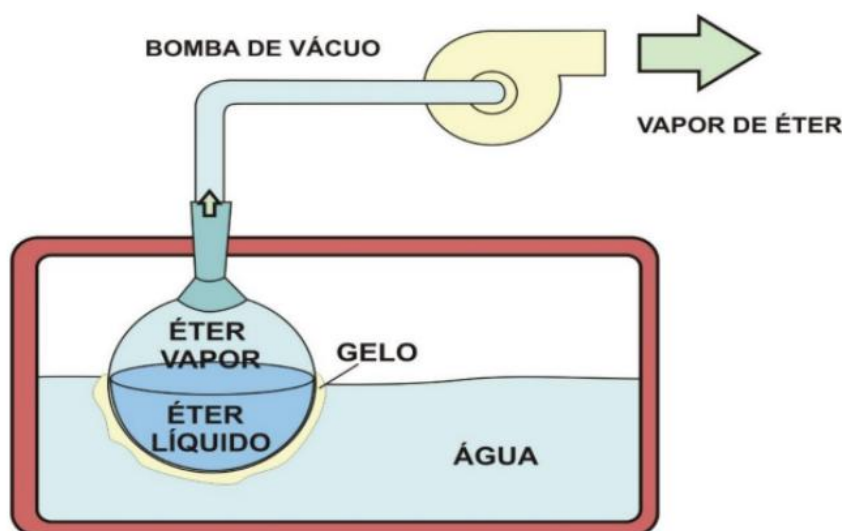


Figura 1: Esquema de produção de gelo artificial.
Fonte: Graciliano (2018)

Contudo, a recém-descoberta não foi de grande utilização já que o processo era muito descontínuo, o que necessitava de constante reposição do éter, não sendo, portanto, um processo vantajoso (CASTRO,2021).

Entre os anos de 1856 e 1857, se teve o primeiro equipamento real construído, feito pelo escocês James Harrison, e em 1862, em uma exibição internacional em Londres, o equipamento de Harrison, fabricado por Daniel Siebe, foi apresentado à sociedade da época, ilustrada na Figura 2 (MATOS, “s,d”).

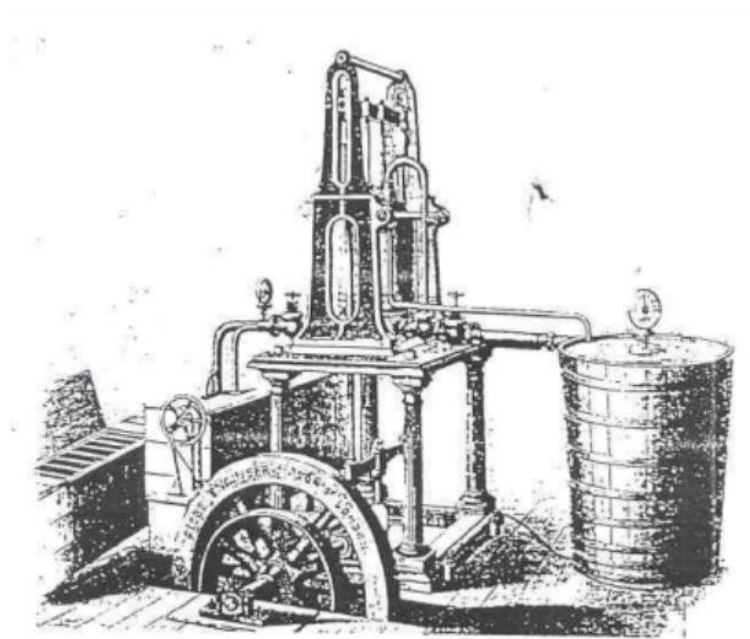


Figura 2: Máquina de refrigeração por compressão mecânica de vapor, usando éter como refrigerante, idealizada por James Harrison e fabricada por Daniel Siebe em 1857.

Fonte: Instituto Federal de Santa Catarina (2007)

De acordo com Matos (“s,d”), depois de muitos desafios em sistemas que não obtiveram sucesso, a engenharia de refrigeração recebera, enfim, uma contribuição decisiva com a chegada da eletricidade. No começo do século XX, com a descoberta da eletricidade por Thomas Edson, surge o primeiro refrigerador automático movido à eletricidade e com a presença de um pequeno motor, sendo fabricado em pequena escala por Kelvinator Company, nos Estados Unidos (MATOS, “s,d”).

2.2 Ciclos de refrigeração

2.2.1 Ciclo Reversível de Carnot

Um engenheiro francês chamado Sadi Carnot, em 1824 publicou um trabalho chamado *“Reflections of the Motive Power Of Heat”*, onde ele concluiu que o calor somente poderia gerar trabalho quando passasse de uma fonte de alta temperatura para uma de baixa temperatura (MATOS, “s,d”). Carnot concluiu, também, que o trabalho produzido é função direta da diferença de temperatura das fontes de calor envolvidas.

O ciclo reversível de Carnot representa uma unidade de refrigeração ideal onde uma fonte de baixa temperatura constante é rejeitada para um reservatório de alta temperatura constante (CAVALCANTI, 2005). O autor exemplifica o ciclo demonstrando que seu início se dá com a compressão isoentrópica do vapor úmido em 1, assim a pressão é elevada de P_1 para P_2 , logo em seguida o vapor é saturado em 2 e se desloca através do condensador, onde ocorre a rejeição do calor a uma pressão constante para um meio de resfriamento, assim todo o vapor é transformado em líquido saturado em 3, como demonstra a Figura 3.

Após essa etapa, Cavalcanti (2005) cita que o líquido saturado a alta pressão passa por um processo de expansão isoentrópica da pressão P_3 para a pressão P_4 , no ponto 4. Com isso, o vapor úmido resultante se desloca para dentro do evaporador no estado 4, e lá o fluido de trabalho absorve calor de uma fonte de baixa temperatura, muda de fase e atinge o ponto 1 completando o ciclo. Este ciclo pode ser ilustrado pela Figura 3.

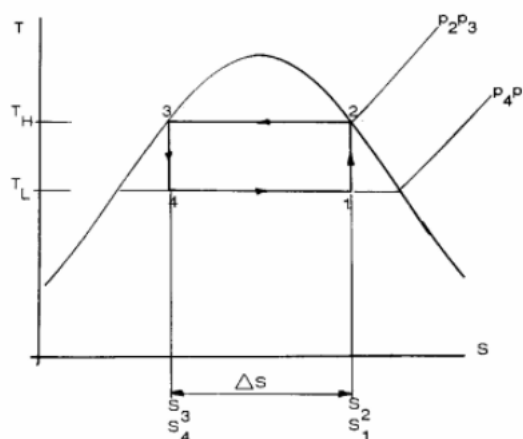


Figura 3: Ciclo de Refrigeração Reversível de Carnot
Fonte: Cavalcanti (2005)

A Figura 3 representa o ciclo de refrigeração reversível de Carnot, onde é definido o ciclo de maior rendimento térmico possível (SILVA, 2005).

2.2.2 Ciclos de refrigeração por compressão de vapor

Existem três principais sistemas de refrigeração (SALVADOR, 1999). Estes sistemas são: sistemas por absorção, os sistemas por efeitos termoelétricos e os sistemas por compressão a vapor. Os mais amplamente utilizados são os sistemas por compressão a vapor, em especial nas instalações industriais com a funcionalidade de armazenamento e processamento de alimentos, além de ser utilizado em equipamentos de pequeno porte como refrigeradores e freezers, cita Castro (2021).

Para resfriar um ambiente utilizando o processo de refrigeração por compressão de vapor, utiliza-se um sistema cuja função é retirar calor de um ambiente e transportá-lo para outro (MENEGETTI, 2009). No ciclo padrão de compressão de vapor, o processo de expansão isoentrópica, observado no processo 3-4 na Figura 3 do ciclo reversível de Carnot, é substituído por um processo de estrangulamento devido a praticidade (Stoecker e Jones, 1985). Este processo é demonstrado pela Figura 4.

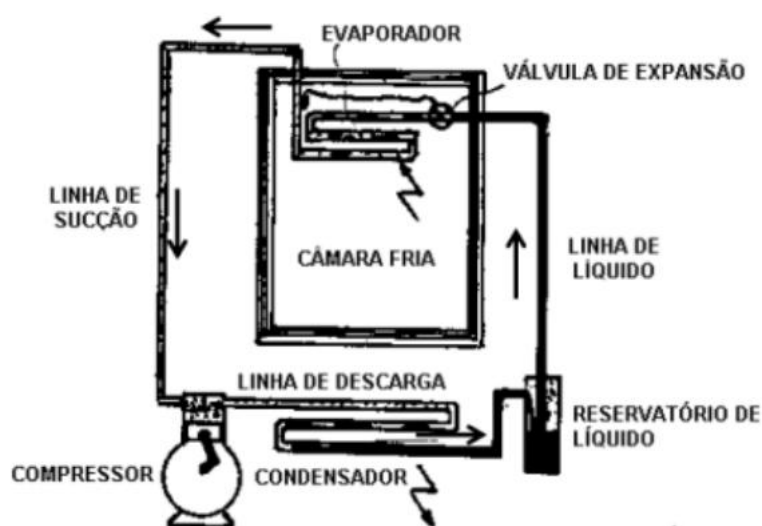


Figura 4: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor
Fonte: Matos (“s,d”)

A Figura 4 representa o fluxo de trabalho em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, onde os principais componentes e suas funções são:

- Compressor: tem a funcionalidade de provocar um deslocamento de massa para o reaproveitamento do fluido refrigerante; este deslocamento é realizado devido a uma diferença de pressão que eleva a pressão da saída (descarga) em um valor superior a pressão de entrada (sucção) (LIMA, 2013);
- Condensador: a função do condensador é de retirar calor do fluido refrigerante que sai do compressor superaquecido, este fluido passa do estado gasoso para líquido (SALVADOR, 2022). Este fenômeno ocorre através da troca de calor entre o fluido refrigerante e outro fluido, geralmente ar ou água, cita o autor;
- Válvula de Expansão: tem como objetivo fazer com que o fluido refrigerante perca pressão, de acordo com Lima (2013). O autor cita que isto ocorre por conta da restrição da passagem que a válvula de expansão ou tubo capilar provoca, com isso o fluido aumenta a sua velocidade e conseqüentemente perde pressão;
- Evaporador: o evaporador também é um trocador de calor, este que recebe o fluido refrigerante a baixa pressão e, ao longo da tubulação, evapora absorvendo calor do espaço interno da câmara, cita Matos (“s,d”). O autor relembra que para que ocorra o fluxo de calor da câmara para o evaporador, este tem que ser mantido abaixo da temperatura da câmara.

Em aplicações de refrigeração, a entalpia é uma das propriedades mais importantes, assim o diagrama pressão-entalpia é amplamente utilizado, além de ser facilmente possível encontrar a pressão (CAVALCANTI, 2005). Contudo, dadas as suas características, o ciclo de refrigeração de compressão à vapor não pode ser comparado ao ciclo de Carnot, assim é definido um outro ciclo, que é chamado ciclo teórico, ilustrado pela Figura 5, no qual representa processos mais próximos do ciclo real e assim a comparação entre o teórico e o real é facilitada (SILVA, 2005).

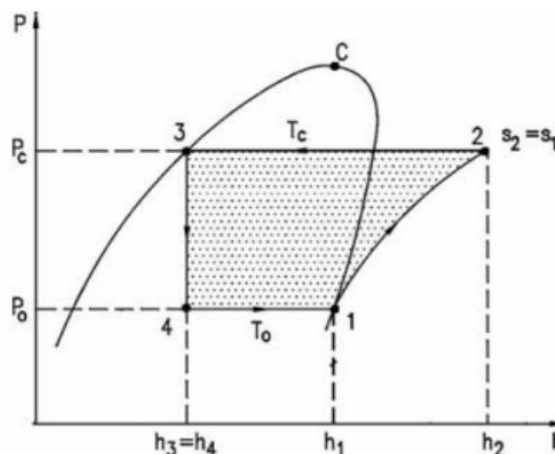


Figura 5: Diagrama pressão-entalpia (P-h) do Ciclo Teórico
Fonte: Stoecker e Jones (1985)

A Figura 5 é a representação de um ciclo teórico, os processos termodinâmicos que o constituem, juntamente com o componente associado que, de acordo com Silva (2005), são:

- Processo 1= $\Rightarrow$ 2 (Compressão): ocorre no compressor e é um processo adiabático reversível e isentrópico;
- Processo 2= $\Rightarrow$ 3 (Condensação): ocorre no condensador e é um processo de rejeição de calor, do fluido refrigerante para o meio de resfriamento, à pressão constante;
- Processo 3= $\Rightarrow$ 4 (Expansão): ocorre na válvula de expansão e é uma expansão irreversível a entalpia constante;
- Processo 4= $\Rightarrow$ 1 (Evaporação): ocorre no evaporador e é um processo de transferência de calor à pressão e temperatura constante.

Contudo, existem diferenças ao comparar o ciclo teórico e o ciclo real, já que para a realização do ciclo teórico não são considerados os efeitos da queda de pressão das tubulações frigoríficas, condensador e evaporador, sendo que superaquecimento e sub-resfriamento são associados a essas quedas que não podem ser ignoradas em uma análise de um sistema real (MATOS, “s,d”). As diferenças entre os ciclos podem ser ilustradas na Figura 6.

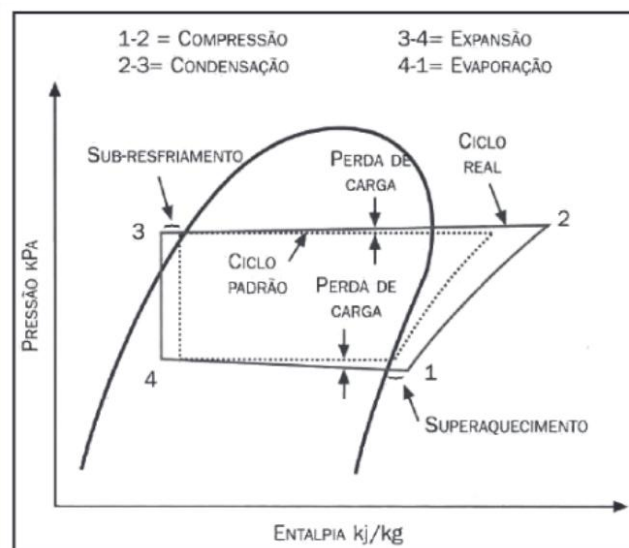


Figura 6: Diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real de refrigeração
Fonte: Carlesso *et al.* (2020)

A Figura 6 exemplifica e compara o ciclo teórico e o real de refrigeração, sendo as principais diferenças a queda de pressão das linhas, devido a perdas de carga tanto no evaporador e no condensador, como também o processo de compressão, que não é isentrópico no ciclo real (CARLESSO *et al.*, 2020).

De acordo com Dossat (2004), a queda de pressão nas tubulações frigoríficas, condensador e evaporador geram um efeito chamado superaquecimento, que consiste na diferença da temperatura de sucção e a temperatura de evaporação saturada. Bitzer (2005) recomenda para superaquecimento em sistemas de refrigeração dos quais operam com fluidos refrigerantes, os valores de 8 a 20 °C.

Carlesso *et al.* (2020) define os malefícios de um superaquecimento muito baixo, tendo como resultado um retorno de líquido ao compressor, causando defeitos e quebras mecânicas, como travamento das bielas no virabrequim, travamentos dos pistões nos cilindros, dentre outros. Os autores também citam os malefícios resultantes de um superaquecimento muito alto, sendo o causador de altas temperaturas de descarga, o que pode causar a carbonização do óleo, danos aos anéis dos pistões, entre outros.

Já o sub-resfriamento consiste na diferença entre a temperatura de condensação saturada e a temperatura na linha de líquido (MATOS, 2009). Bitzer (2005) define que, para uma boa prática de refrigeração, é desejável um sub resfriamento natural do líquido que varia de 3°C a 5 °C. A principal funcionalidade do efeito do sub-resfriamento é de evitar a que o fluido refrigerante chegue ao evaporador no estado gasoso, o que faria com que a capacidade de absorver calor fosse reduzida (CARLESSO ET AL., 2020).

2.2.3 Balanço de energia no ciclo de compressão a vapor

Segundo Sonntag *et al.* (2003), a primeira lei da termodinâmica, também conhecida como lei de conservação da energia, para um volume de controle é expressa pela equação (1).

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) = \frac{dE_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) + \dot{W}_{vc} \quad (1)$$

Em que:

- $\dot{Q}_{vc}$ = é a taxa de transferência de calor para o volume de controle;
- $\sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right)$ = é o somatório das energias que entram no volume de controle devido aos fluxos de massas que atravessam a superfície de controle (h = entalpia específica, $\frac{v^2}{2}$ = energia cinética específica, gz = energia potencial específica);
- $\frac{dE_{vc}}{dt}$ = é a taxa de variação de energia no interior do volume de controle;

- $\sum \dot{m}_s (h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s) =$ é o somatório das energias que saem do volume de controle;
- $\dot{W}_{vc} =$ é o trabalho por unidade de tempo realizado pelo volume de controle.

Ao considerar que a variação de energia cinética e potencial podem ser desprezadas quando comparadas com as outras parcelas, que o regime de operação é permanente e que, em cada componente do ciclo há somente uma entrada e uma saída, a equação (1) se reduz para a equação (2).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (2)$$

A partir da equação (2) é possível encontrar as equações utilizadas para o balanço de energia no ciclo de compressão de vapor.

Stoecker e Jabardo (2002) demonstram que a capacidade de refrigeração, ou capacidade frigorífica, é a parcela de energia na forma de calor retirada do ambiente refrigerado, e a principal razão de existir o ciclo de refrigeração. Como no evaporador ocorre absorção de calor do meio refrigerado, não ocorrendo realização de trabalho, a capacidade de refrigeração é representada pela equação (3).

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_f(h_1 - h_4) \quad (3)$$

Em que:

- $\dot{Q}_o =$ Capacidade de refrigeração (kW);
- $\dot{m}_f =$ vazão mássica do fluido refrigerante (kg/s);
- $h_1 =$ entalpia na saída do evaporador (kJ/kg);
- $h_4 =$ entalpia na entrada do evaporador (kJ/kg).

A diferença de entalpia representa o Efeito Frigorífico, representado pela equação (4).

$$E.F = (h_1 - h_4) \quad (4)$$

Wylen e Sonntag (2013) definem a potência teórica do compressor, sendo o trabalho mecânico fornecido ao ciclo pelo compressor de vapor na unidade de tempo. Considerando o compressor adiabático ideal, ou seja, não há troca de calor, a potência teórica de compressão pode ser expressa pela equação (5):

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f(h_2 - h_1) \quad (5)$$

Em que:

- $\dot{W}_c$ = Potência teórica do compressor (kW);
- h_2 = entalpia de vapor na entrada do compressor (kJ/kg).

Para o caso ideal, admite-se a compressão isoentrópica, onde a entropia do fluido no processo de compressão se mantém constante, portanto, se tem a equação (6):

$$s_1 = s_2 \quad (6)$$

Em que:

- s_1 = entropia do fluido refrigerante na entrada do compressor (kJ/kg);
- s_2 = entropia do fluido refrigerante na saída do compressor (kJ/kg).

A potência real do compressor é definida como:

$$\dot{W}_{c,r} = \frac{\dot{m}_f(h_2 - h_1)}{\eta_c} \quad (7)$$

Em que η_c é a eficiência do compressor.

No condensador ocorre rejeição de calor ao meio externo, sem realização do trabalho mecânico, portanto, aplicando-se a equação da energia, o calor rejeitado no condensador é representado pela equação (8):

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f(h_2 - h_3) \quad (8)$$

Em que:

- $\dot{Q}_c$ = calor rejeitado no condensador (kW);
- h_3 = entalpia na saída do condensador (kJ/kg).

O dispositivo de expansão (válvula de expansão) opera sem troca de calor significativa e sem realização de trabalho, assim, o balanço de energia no dispositivo de expansão pode ser expresso pela equação (9):

$$h_3 = h_4 \quad (9)$$

Stoecker (1995) define o desempenho energético dos ciclos frigoríficos como a relação entre a energia útil produzida, representando o efeito desejado, e a energia que precisa ser fornecida ao sistema para alcançá-lo. De acordo com o autor, nos ciclos frigoríficos, o efeito

útil corresponde ao resfriamento obtido, enquanto o trabalho líquido é indicado pela energia necessária para gerar esse efeito.

Assim, para um ciclo de refrigeração reversível operando segundo o modelo de Carnot, o coeficiente de performance (COP) pode ser expresso em função das temperaturas absolutas dos reservatórios térmicos, conforme a Equação (10).

$$COP_{carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (10)$$

Sendo:

- T_C : a temperatura da fonte fria;
- T_H : a temperatura da fonte quente.

Machado (2006) aponta que a finalidade de um sistema de refrigeração é de transferir calor de um reservatório de baixa temperatura para um de alta temperatura, com objetivo de realizar o menor trabalho possível e, assim, para calcular o COP real, se usa a equação (11):

$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{m}_f(h_1 - h_4)}{\dot{m}_f(h_2 - h_1)} \quad (11)$$

Sendo o COP definido como a razão entre o calor removido do reservatório de baixa temperatura ($\dot{Q}_o$) e o trabalho líquido de entrada ($\dot{W}_c$).

A partir desses dois valores diferentes, é possível encontrar a eficiência de um determinado refrigerador relacionando o COP_{real} e o COP_{ideal} como demonstra a equação (12):

$$\eta = \frac{COP_{real}}{COP_{ideal}} \quad (12)$$

Existem alguns parâmetros que alteram o coeficiente de desempenho em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor (MATOS, “s,d”). Alguns desses parâmetros são demonstrados a seguir, assim como suas representações gráficas que ilustram suas alterações.

- Temperatura de evaporação, representado graficamente pela Figura 7:

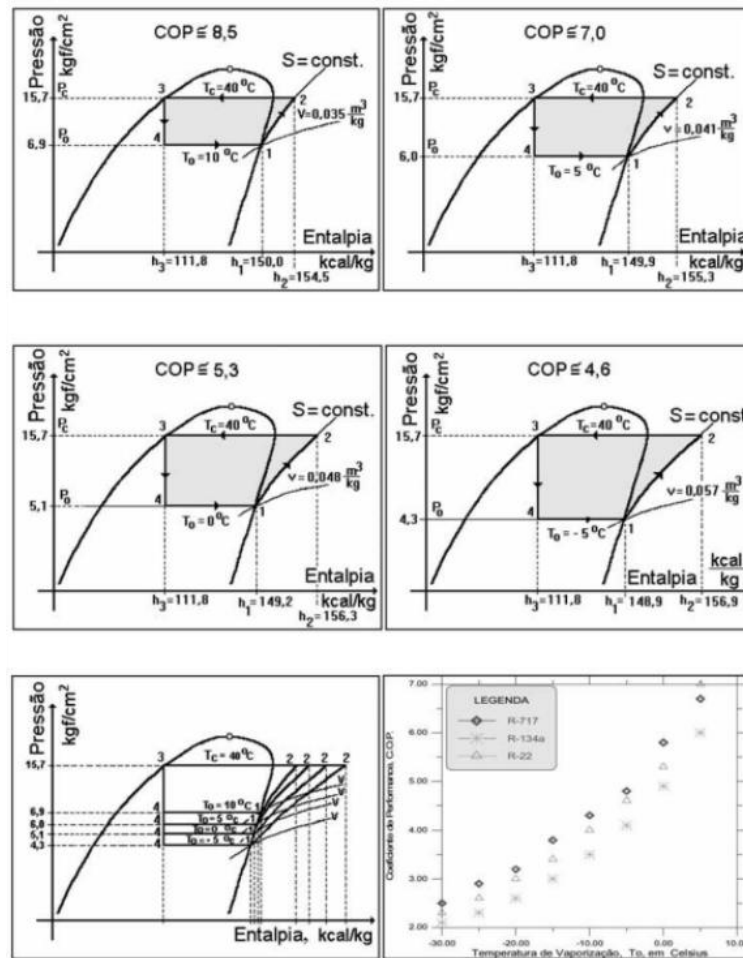


Figura 7: Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico
Fonte: Matos (“s,d”)

A Figura 7 representa um ciclo onde somente a temperatura de evaporação é alterada. Pode-se observar que com a redução da temperatura de evaporação o COP é reduzido também, tornando o sistema menos eficiente, consequentemente, ao aumentar a temperatura de evaporação, o COP aumenta, tornando o sistema mais eficiente (BITZER, 2005). Isso ocorre pois, com o aumento da temperatura de evaporação, ocorre uma elevação da pressão de sucção, reduzindo a diferença de pressão entre as etapas de sucção e descarga do compressor, diminuindo o trabalho de compressão, além de aumentar o efeito frigorífico.

- Temperatura de condensação, representado graficamente pela Figura 8:

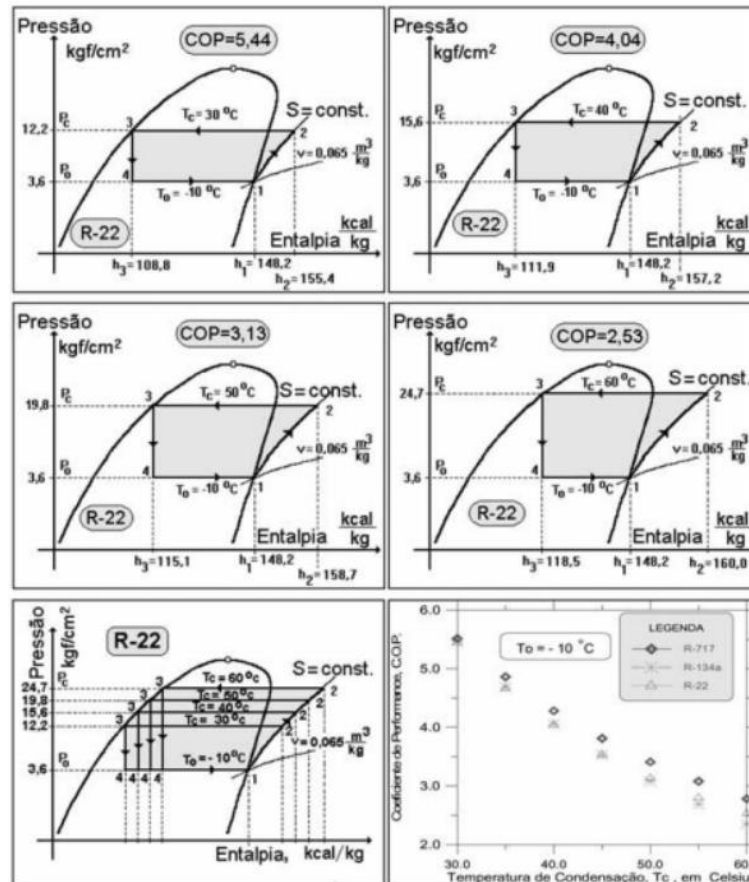


Figura 8: influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico
Fonte: Matos (“s,d”)

A Figura 8 demonstra os efeitos do COP em ciclos onde apenas foi alterada a temperatura de condensação. Uma variação de 15°C na temperatura de condensação resultou em uma menor variação do coeficiente de performance, se comparar a mesma faixa de variação para a temperatura de evaporação (MATOS, “s,d”). A Figura 8 demonstra que, com o aumento da temperatura de condensação, houve a diminuição do COP, isso se deve porque, ao aumentar a temperatura de condensação, há o aumento da pressão de descarga do compressor, aumentando a razão de compressão e o trabalho necessário.

- Sub-resfriamento, representado graficamente pela Figura 9:

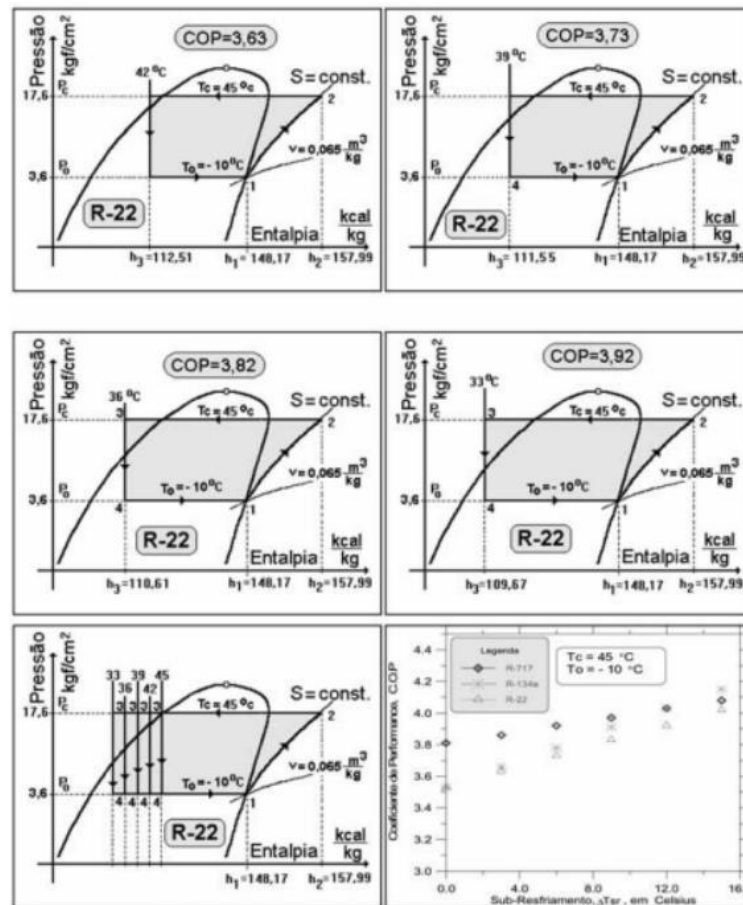


Figura 9: Influência do sub-resfriamento no COP do ciclo teórico
Fonte: Matos (“s,d”)

A Figura 9 ilustra a influência do sub-resfriamento do líquido na saída do condensador sobre a eficiência do ciclo. Com o sub-resfriamento o COP aumenta já que ocorre o aumento da entalpia do fluido antes da válvula de expansão. Assim, a diferença de entalpia no evaporador é ampliada e esse efeito ocorre sem alteração significativa do trabalho do compressor. Além disso, utiliza-se o sub-resfriamento como garantia que não tenha vapor na entrada do dispositivo de expansão, e que apenas líquido entre no dispositivo, o que mantém a capacidade frigorífica do sistema (BITZER, 2005).

- Superaquecimento, representado graficamente pela Figura 10:

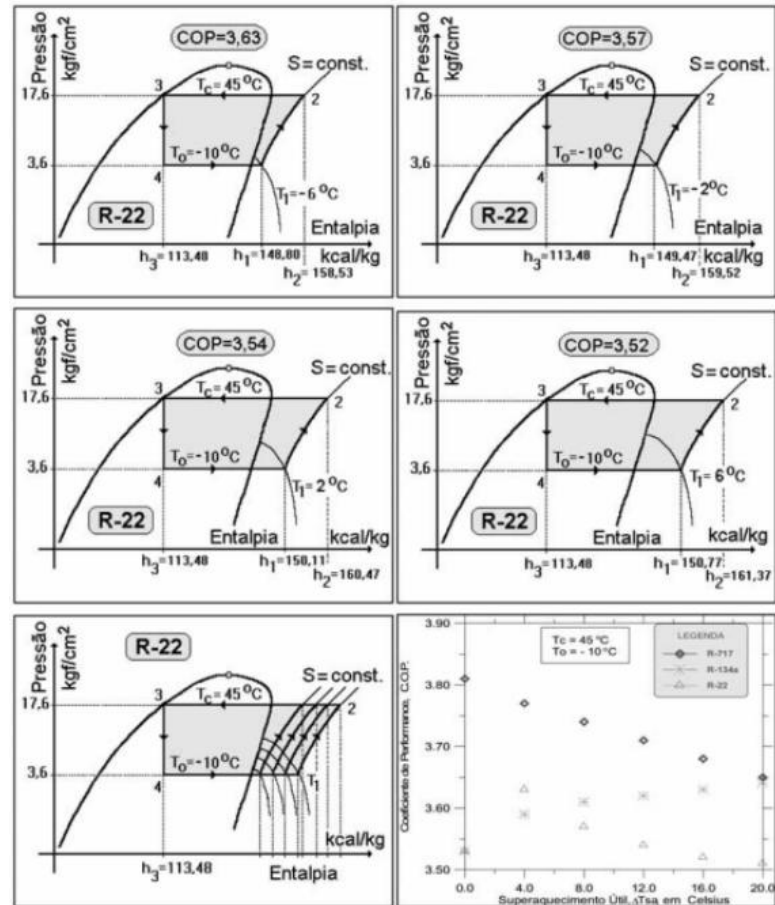


Figura 10: influência do superaquecimento no COP do ciclo teórico
Fonte: Matos (“s,d”)

A Figura 10 demonstra as alterações do COP quando se tem superaquecimento. O último “quadro” desta figura demonstra que a variação do COP, no caso do superaquecimento, depende do refrigerante utilizado (MATOS, “s,d”). De acordo com o autor, mesmo para os casos em que o COP aumenta, a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração diminui, com isso, a justificativa do superaquecimento se dá por motivos de segurança sendo utilizada para evitar que ocorra a entrada de líquido no compressor.

2.2.4 Ciclo cascata

Stanfiel e Skaves (2016) demonstram que, em certos casos em que há um grande intervalo entre as temperaturas de evaporação e condensação do ciclo e, por consequência, um grande intervalo de pressão, um único ciclo de refrigeração não é o suficiente já que as taxas de compressão devem ser mantidas o mais baixo possível, com objetivo de aumentar a eficiência e prolongar a vida útil do compressor. De acordo com Lopes (2023), a taxa de compressão pode ser definida como a razão entre a pressão de descarga e a pressão de sucção, sendo um valor que deve ser considerado em projetos de refrigeração. Uma solução proposta para este problema é ter dois ou mais ciclos operando de maneira independentes e interligados por um trocador de calor, sendo este ciclo chamado de ciclo cascata, afirma o autor.

Santos (2022) demonstra que o circuito de refrigeração em cascata é composto de dois ciclos de refrigeração, sendo um ciclo de alta temperatura, e outro ciclo de baixa temperatura. Há um trocador de calor entre os dois ciclos que atua como evaporador no ciclo de alta e como condensador no ciclo de baixa temperatura.

Este ciclo opera com fluidos refrigerantes independentes, já que não ocorre fluxo de massa entre eles, a diferentes pressões e diferentes temperaturas, assim permitindo que cada ciclo opere com uma relação de compressão baixa, diminuindo então o consumo de energia (STOEKCKER e SAIZ, 2018). Parolin *et al.* (2019) cita que o ciclo de refrigeração em cascata fornece duas demandas de resfriamento de baixa e média temperatura, mas com um elevado coeficiente de desempenho (COP) junto com reduções significativas de impactos ambientais além de obter resultados superiores quando se compara a sistemas de refrigeração de um simples estágio. Adicionalmente, o ciclo cascata possibilita uma redução da quantidade de fluido refrigerante no ciclo de alta temperatura, além de que com a diminuição da quantidade de fluido, o custo de investimento é minimizado e o risco de vazamento também, caso o fluido utilizado para o ciclo seja de um refrigerante inflamável (OUADHA *et al.*, 2007).

Uma melhoria que também pode ser observada em sistemas em cascata (com o mesmo fluido em ambos os circuitos) é a redução do grau de superaquecimento na temperatura de descarga do circuito de alta temperatura, o que resulta em uma menor capacidade exigida do condensador de alta temperatura e em um aumento do efeito refrigerante (RATTS E BROWN, 2000). As perdas no condensador do circuito de alta temperatura, no condensador em cascata e no evaporador também podem ser reduzidas se os tamanhos dos trocadores de calor forem adequadamente otimizados. A Figura 11 ilustra o ciclo cascata de compressão a vapor.

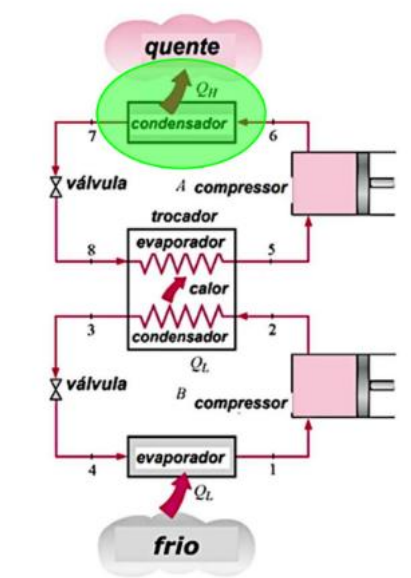


Figura 11: Ciclo de Refrigeração em Cascata
Fonte: Çengel e Boles (2013)

A Figura 11 representa um ciclo de refrigeração cascata de forma esquemática, demonstrando os ciclos de alta temperatura, representado pelo ciclo 5-6-7-8, e baixa temperatura, representado pelo ciclo 1-2-3-4. Observa-se que o trocador de calor intermediário entre os ciclos é, para o ciclo de alta o evaporador e para o ciclo de baixa o condensador.

Para determinar as expressões que relacionam os fluxos mássicos do ciclo de alta e de baixa temperatura, considera-se que as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis. Além disso, assume-se que o trocador de calor está adequadamente isolado. Nessas condições, conclui-se que a taxa de transferência de calor do fluido do ciclo inferior é igual à taxa de transferência de calor do fluido do ciclo superior (LOPES, 2023). Um parâmetro fundamental no estudo do ciclo de refrigeração em cascata é a diferença de temperatura, já que ela tem um papel significativo que impacta diretamente no coeficiente de desempenho (COP) (OJEDA, 2021). Este valor de diferença de temperatura influencia no consumo de potência dos compressores do ciclo de alta e baixa temperatura, e um parâmetro que pode ser seguido para manter o consumo baixo de energia é adotar uma diferença de temperatura entre 2,5 e 5 °C, cita o autor. O gráfico esquemático do ciclo cascata é representado pela Figura 12.

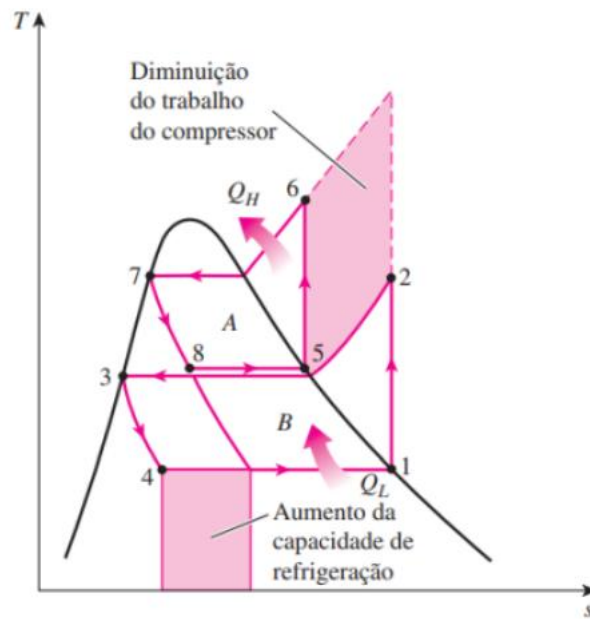


Figura 12: Diagrama T-s para um ciclo cascata
Fonte: Çengel e Boles (2013)

A Figura 12 evidencia que a utilização do sistema em cascata reduz a razão de compressão em cada ciclo, o que resulta em diminuição do trabalho requerido pelos compressores. Além disso, observa-se um aumento da capacidade de refrigeração do sistema quando comparado a um ciclo simples operando nas mesmas condições extremas de temperatura. Dessa forma, o ciclo em cascata possibilita maior eficiência energética e viabiliza a operação em faixas de temperatura mais baixas, mantendo condições termodinâmicas mais favoráveis aos componentes do sistema.

Aplicando o balanço de energia ao trocador de calor intermediário, em regime permanente e desprezando perdas térmicas para o meio externo, tem-se que o calor rejeitado pelo ciclo inferior é igual ao calor absorvido pelo ciclo superior, portanto se tem a equação (13).

$$\dot{m}_A \cdot (h_5 - h_8) = \dot{m}_B \cdot (h_2 - h_3) \quad (13)$$

Em que:

- $\dot{m}_A$ é o fluxo de massa do ciclo superior;
- $\dot{m}_B$ é o fluxo de massa do ciclo inferior.

Realizando uma manipulação algébrica, encontra-se a equação (14):

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_5 - h_8)} \quad (14)$$

Assim, é possível encontrar a equação do COP para o ciclo em cascata de dois estágios, representada pela equação (15).

$$COP_{R, cascata} = \frac{Q_o}{W_{liq,in}} = \frac{\dot{m}_B \cdot (h_1 - h_4)}{\dot{m}_A \cdot (h_6 - h_5) + \dot{m}_B \cdot (h_2 - h_1)} \quad (15)$$

Um esquema que representa o ciclo cascata em funcionamento é representado pela Figura 13.

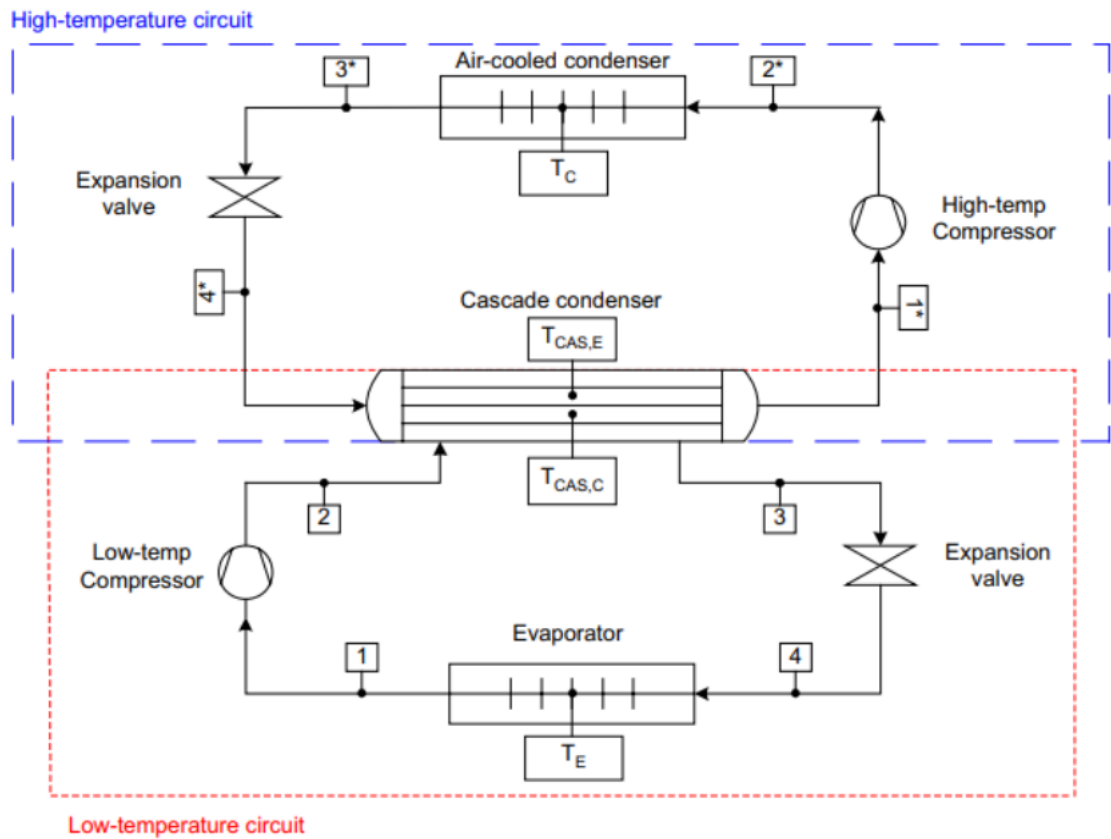


Figura 13: Esquema de um sistema de refrigeração em cascata de dois estágios.
 Fonte: Getu e Bansal (2007)

Getu e Bansal (2007) trazem a Figura 13 onde é representado o esquema do sistema de refrigeração em cascata, composto pelos circuitos de baixa e alta temperatura. No ciclo inferior, o fluido evapora no evaporador (1), é comprimido (2), condensa no condensador em cascata (3) e retorna ao evaporador após a expansão (4). No ciclo superior, o fluido evapora no condensador em cascata (1'), é comprimido (2'), rejeita calor ao meio externo no condensador principal (3') e, após a válvula de expansão (4'), retorna ao trocador intermediário. O trocador de calor realiza a transferência de calor entre os dois ciclos, atuando como condensador para o estágio inferior e evaporador para o superior.

As equações referentes a análise energética de componentes e pontos são:

- A capacidade do evaporador é definida pela equação (16)

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_B(h_1 - h_4) \quad (16)$$

- O consumo de energia do compressor para o circuito de alta temperatura é dado pela equação (17):

$$\dot{W}_A = \dot{m}_A(h_{2'} - h_{1'}) \quad (17)$$

- O consumo de energia do compressor para o circuito de baixa temperatura é dado pela equação (18):

$$\dot{W}_B = \dot{m}_L(h_2 - h_1) \quad (18)$$

- A taxa de transferência de calor no trocador de calor em cascata é determinada a partir da equação (19):

$$\dot{Q}_{CAS} = \dot{m}_B(h_2 - h_3) = \dot{m}_A(h_{1'} - h_{4'}) \quad (19)$$

- A razão do fluxo de massa pode ser derivada da equação 18, sendo representada pela equação (20):

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_{1'} - h_{4'}} \quad (20)$$

- A taxa de rejeição de calor pelo condensador resfriado a ar é dada pela equação (21):

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_A(h_{2'} - h_{3'}) \quad (21)$$

- O COP global do sistema é determinado pela equação (22)

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_A + \dot{W}_B} \quad (22)$$

2.3 Fluidos refrigerantes

Fluidos refrigerantes são muito usados como um meio de troca de calor, de acordo com Chol e Eastman (1995). Os autores demonstram a sua importância citando exemplos de utilização em automóveis, sistemas de resfriamento em prédios e indústria aeroespacial. O fluido que é chamado de refrigerante possui o objetivo de absorver calor de uma substância do ambiente a ser resfriado (GÊNIER, 2013). De acordo com o autor, em ciclos de compressão de vapor, o refrigerante é o fluido de trabalho que alternadamente vaporiza e condensa quando absorve e libera energia térmica.

Em 1987, com a adoção do Protocolo de Montreal, as nações signatárias comprometeram-se a proteger a camada de ozônio por meio da eliminação gradual da produção e do consumo de substâncias que destroem o ozônio. Exemplos dessas substâncias são os clorofluorcarbonos (CFC’s), como o R12, que possui elevado potencial de destruição da camada de ozônio, conforme relatório do *United Nations Environment Programme* (UNEP, 2023). Após o Protocolo de Montreal, foram desenvolvidos os hidrofluorcarbonetos (HFC’s), que não contém cloro. Contudo, estudos consolidados demonstraram que muitos HFC’s possuem elevado Potencial de Aquecimento Global (GWP), o que contribui significativamente para o efeito estufa (IPCC, 2021).

Diante deste cenário, a comunidade internacional ampliou o escopo regulatório com a adoção da Emenda de Kigali ao Protocolo de Montreal, em 2016, estabelecendo a redução progressiva dos HFC’s. Segundo a UNEP (2024), a implementação da Emenda poderá evitar até 0,4°C de aquecimento global até o final do século. Com isso, a indústria passou a direcionar esforços para o desenvolvimento e aplicação de refrigerantes de baixo GWP, incluindo fluidos naturais como o dióxido de carbono (R744) e amônia (R717).

2.3.1 Classificação

Para Gênier (2013) os fluidos refrigerantes podem ser divididos em três classes, dependendo da sua maneira de absorção ou extração do calor das substâncias a serem refrigeradas. A Tabela 1 exemplifica e demonstra as três classes.

Tabela 1 - Classificação dos fluidos refrigerantes

	Características	Exemplos
CLASSE 1	Resfriam materiais por absorção do calor latente	CFCs (R-11, R012, R0502, etc.)
CLASSE 2	Resfriam substâncias pela absorção de seus calores sensíveis	HCFCs (R-22, R-141b, etc.)
CLASSE 3	Soluções que contêm vapores absorvidos de agentes liquidificáveis ou meios refrigerantes	Ar, salmoura de cloreto de cálcio, salmoura de cloreto de sódio e álcool

Fonte: Ferraz (2008).

Para Casseti (“s,d”), os fluidos refrigerantes podem ser classificados de acordo com a sua composição, representados na Tabela 2.

Tabela 2- Classificação dos fluidos refrigerantes de acordo com a sua composição

Tipo de Fluidos Refrigerantes			
CFC	HCFC	HFC	HFO
R11	R22	R23	R1234yf
R12	R123	R134a	R1234ze(E)
R13	R124	R404A	
R113	R401A	R407A	
R114	R401B	R407B	
R500	R402A	R407C	
R502	R402B	R410A	
R503	R403B	R507	
	R406A		
	R408A		
	R409A		

Fonte : Hundy *et al.* (2008)

A Tabela 2 classifica os fluidos refrigerantes de acordo com a sua composição, neste caso se tem 4 diferentes grupos, onde cada um possui sua determinada propriedade química. Os CFCs, após o Protocolo de Montreal, tiveram suas aplicações minimizadas por conta de comprometerem a camada de ozônio. Já os HFCs surgiram com o papel de substituir os CFCs e HCFCs, contudo após os Protocolo de Kyoto, as suas emissões e, portanto, aplicações, tiveram que ser reduzidas (CASSETI, “s,d”).

Para a ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*), os fluidos refrigerantes podem ser organizados e classificados de acordo com suas características físicas e químicas. A Tabela 3 ilustra essa classificação (BRAGA, 2024).

Tabela 3 – Nomenclatura dos fluidos refrigerantes

Série	Nome
R-000	Metanos
R-100	Etanos/Éteres
R-200	Propanos
R-300	Compostos Orgânicos Cíclicos
R-400	Misturas Zeotrópicas (ou Não Azeotrópicas)
R-500	Misturas Azeotrópicas
R-600	Outros Compostos Orgânicos
R-700	Compostos Inorgânicos

Fonte: Braga (2024)

Pode-se dividir os fluidos refrigerantes em compostos inorgânicos, compostos halocarbônicos, hidrocarbonetos e misturas ou blends, que podem ser zeotrópicas ou azeotrópicas (BRAGA, 2024). As nomenclaturas e exemplos, de acordo com o autor, desses refrigerantes são:

- Compostos inorgânicos: são formados por molécula simples, como amônia (NH_3), água (H_2O), enxofre (SO_2) e dióxido de carbono (CO_2) e compostos inorgânicos foram um dos primeiros refrigerantes a serem usados e se mantêm até o presente (ASHRAE, 2022). Após a letra “R” (que significa “*Refrigerant*”) o primeiro dígito que se segue para designar um refrigerante inorgânico é o 7. Como exemplo temos o fluido R-744 (CO_2) e R-717 (amônia);
- Compostos halocarbônicos: fluidos que contém em sua composição um ou mais dos halogêneos: flúor, cloro e bromo. De acordo com Stoecker e Jones (1985), no grupo dos halocarbônicos, o sistema de enumeração dos fluidos refrigerantes segue um padrão específico. O dígito mais à direita indica o número de átomos de flúor presentes no composto; o segundo dígito, contado da direita para a esquerda, corresponde ao número de átomos de hidrogênio acrescido de uma unidade; e o terceiro dígito, também contado da direita para a esquerda, representa o número de átomos de carbono subtraído de uma unidade. Quando esse terceiro dígito assume valor zero, ele não é representado na numeração do fluido.
- Compostos hidrocarbonetos: alguns dos fluidos mais utilizados na indústria são o metano (CH_4), o propano (C_3H_8) e o etano (C_2H_6), e são utilizados especialmente em indústria do petróleo e petroquímicas. Seguem a mesma nomenclatura dos fluidos halocarbônicos.
- Fluidos classificados como misturas ou *blends*: são derivados de dois ou mais compostos. Sua nomenclatura consiste na letra “R” tendo em seguida o número 4 para misturas zeotrópicas ou 5 para misturas azeotrópicas.

Stoecker e Jones (1985) relembram que, em alguns casos em que se encontram uma letra minúscula após a numeração do fluido, indica que esta são substâncias com os mesmos elementos químicos, contudo possuem um arranjo diferente.

2.3.2 Propriedades dos fluidos refrigerantes

Um refrigerante satisfatório deve possuir certas propriedades químicas, físicas e termodinâmicas, fazendo com que o seu uso seja seguro e econômico, contudo, não existe um fluido refrigerante ideal (GÊNIER, 2013). O autor demonstra que a partir da finalidade e das condições de operação, o fluido mais adequado é escolhido, já que não existe um fluido com

todas as qualidades ideais de trabalho. Stoecker e Jabardo (2018) apresentam as propriedades que um composto químico deve apresentar para se credenciar como refrigerante, sendo estas:

- Características termodinâmicas favoráveis;
- Estabilidade química: importante para que o refrigerante não seja susceptível à ação da pressão e temperaturas;
- Não ser tóxico: embora os circuitos refrigerantes se caracterizem por instalações não expostas à atmosfera, existe a possibilidade de vazamentos;
- Não ser inflamável: pela mesma razão do item anterior;
- Ser compatível com o óleo de lubrificação do compressor;
- Apresentar certo grau de compatibilidade com materiais;
- Ser de fácil detecção: a rápida detecção pode evitar perda completa da carga de refrigerante da instalação;
- Não ser pernicioso ao meio ambiente;
- Estar disponível comercialmente a um custo razoável;
- A *National Institute of Standards and Technology* (NIST) realizou uma pesquisa onde mais de oitocentos fluidos foram examinados quanto ao seu potencial como uso de refrigerantes, sendo observado que os fluidos deviam satisfazer as seguintes condições termodinâmicas:
 - Temperatura de fusão inferior a -40°C ;
 - Temperatura crítica superior a 80°C ;
 - Valor do parâmetro (h_{lv}/v_v) superior a 1,0 kJ/litro.

A pesquisa concluiu que 51 compostos satisfazem as condições impostas, contudo alguns fluidos apresentam um certo grau de toxicidade, o que inviabiliza as suas aplicações. Os fluidos da pesquisa não envolveram misturas.

Os diagramas termodinâmicos, especialmente o diagrama pressão-entalpia (Mollier), são amplamente utilizados por representarem de forma clara as relações entre propriedades como pressão, entalpia, temperatura e entropia, permitindo visualizar os processos que ocorrem em cada componente do ciclo de refrigeração por compressão de vapor (SILVA, 2005). Com eles, é possível identificar estados termodinâmicos, analisar o funcionamento de compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador e determinar propriedades essenciais do fluido refrigerante tanto em regiões saturadas quanto nas condições de líquido sub-resfriado e vapor superaquecido, afirma o autor. A Figura 14 é um exemplo de um diagrama de Mollier.

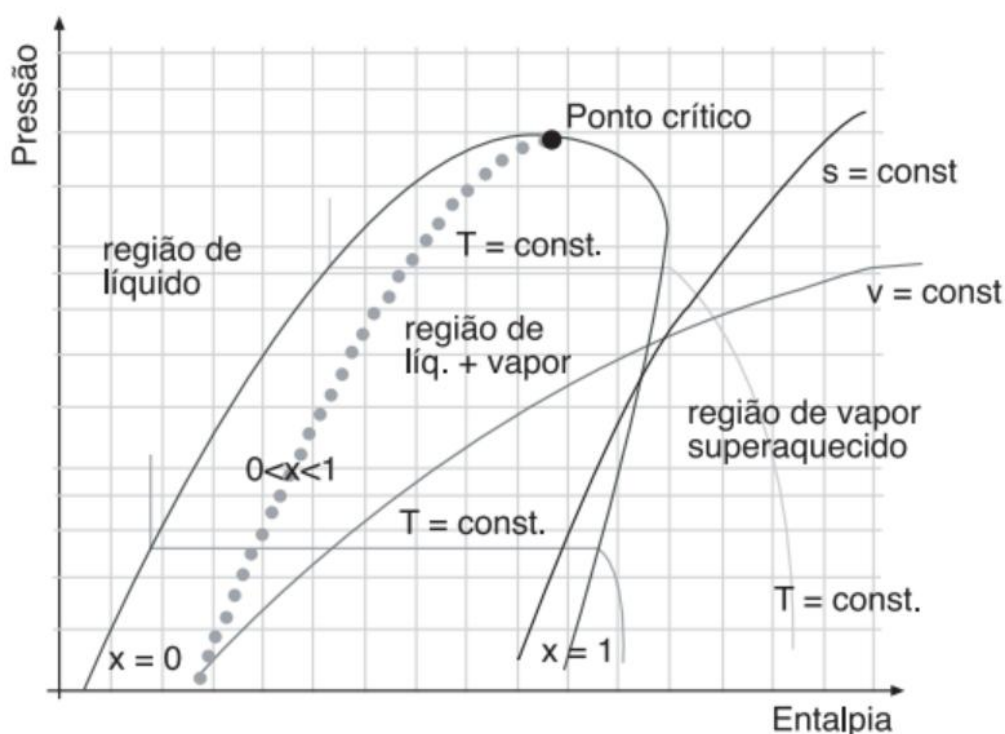


Figura 14: Esquema de um diagrama de P_{xh} (Mollier) para um refrigerante
 Fonte: Silva (2005)

A Figura 14 é um esquema do diagrama de Mollier, e a partir dele pode se destacar três regiões características (SILVA, 2005):

- Região à esquerda da linha de líquido saturado ($x = 0$), chamada de região de líquido sub-resfriado.
- Região compreendida entre as linhas de líquido saturado ($x = 0$) e vapor saturado ($x = 1$), chamada de região de vapor úmido ou região de líquido mais vapor.
- Região à direita da linha de vapor saturado ($x = 1$), chamada de região de vapor superaquecido.

2.3.3 Impactos ambientais

Baseando-se na influência do fluido refrigerante sobre a camada de ozônio e sobre o aquecimento global, pode-se avaliar o impacto ambiental que aquele fluido exerce (PIMENTA, 2008). Quanto a sua influência sobre a camada de ozônio, utiliza-se o parâmetro ODP (*Ozone Depletion Potencial*) para parametrizar o seu impacto. Utilizando o CFC11 como referente, tendo o potencial ODP = 1, os hidrocarbonetos têm influência nula, possuindo um ODP de 0.

Em consideração ao impacto ambiental, utiliza-se como um dos índices o GWP (*Global Warming Potencial*), TEWI (*Total Equivalente Warming Potencial*) e LCCP (*Life Cycle Climatic Perfomance*) (PIMENTA, 2008).

- GWP: Quantifica o impacto de uma substância como gás de efeito estufa em relação ao potencial de aquecimento global de uma mesma massa de dióxido de carbono, considerando um intervalo de tempo específico previamente definido. O GWP é determinado pela razão entre o efeito radiativo integrado ao longo do tempo decorrente da liberação instantânea de 1 kg de uma determinada substância e o efeito associado à liberação de 1 kg do gás de referência, o CO₂ (IPCC, 1990).

- TEWI: Enquanto o GWP permite avaliar apenas o impacto direto das emissões de refrigerante sobre o aquecimento global, o TEWI considera também o impacto indireto associado ao uso do refrigerante em uma determinada aplicação de climatização ou refrigeração. Esse impacto indireto está relacionado às emissões de dióxido de carbono decorrentes da geração da energia elétrica consumida ao longo da vida útil do equipamento. Dessa forma, a quantidade de refrigerante é convertida em um montante equivalente de CO₂ (CO_{2equiv}, direto) e somada às emissões equivalentes de CO₂ provenientes da geração de energia (CO_{2equiv}, indireto).

- LCCP: Derivado do conceito de TEWI, o LCCP avalia o impacto ao longo de toda a vida útil de um sistema, considerando tanto as emissões diretas quanto indiretas de gases de efeito estufa. Essa abordagem inclui as emissões não intencionais ocorridas durante a produção das substâncias químicas, a energia empregada na fabricação dos componentes, a energia consumida durante a operação e as emissões associadas à disposição final ou à reciclagem do equipamento.

- O conceito de LCCP corrige algumas limitações específicas das análises baseadas em TEWI, tais como: (i) a não consideração da energia consumida e das emissões de gases de efeito estufa associadas à produção dos refrigerantes; (ii) o uso inadequado de um ITH (*Integrated Time Horizon*) de 100 anos em conjunto com determinados gases de efeito estufa de longa permanência na atmosfera; e (iii) a não inclusão das perdas ou emissões relacionadas aos fluidos de trabalho ao final da vida útil do produto.

A Figura 15 exemplifica diversos fluidos refrigerantes bem como os valores de alguns índices citados.

Refrigerante		GWP	Vida Atmosférica (anos)
R290	Propano	< 3	---
R600	Butano	< 3	< 1
R600a	Iso-butano	< 3	< 1
R1270	Propileno	~ 3	< 1
R22	Clorodifluormetano	1900	11,8
R134a	1,1,1,2 Tetrafluormetano	1600	13,6
R407c	R32/R125/R134a	1980	< 32,6
R410a	R32/R125	2340	< 32,6
R744	Dióxido de Carbono	1	> 50
R717	Amônia	< 1	---

Figura 15: Valores de GWP para refrigerantes selecionados
 Fonte – Peixoto (2008)

A Figura 15 evidencia diferenças marcantes entre refrigerantes naturais e sintéticos quando se analisam o potencial de aquecimento global (GWP) e a vida atmosférica. Nesse contexto, a amônia (R717) e o dióxido de carbono (R744) destacam-se de forma positiva do ponto de vista ambiental.

A amônia (R717) apresenta GWP inferior a 1, o que significa que sua contribuição para o aquecimento global é praticamente nula quando comparada ao R744 (CO₂) que possui GWP igual a 1, por definição, já que o dióxido de carbono é o gás de referência para esse índice. Em contraste, observa-se que refrigerantes sintéticos como R22, R134a, R407C e R410A apresentam valores elevados de GWP e vidas atmosféricas longas, resultando em impacto ambiental significativamente maior. Assim, a Figura 15 reforça a tendência atual de substituição desses fluidos por refrigerantes naturais, com destaque para a amônia (R717) e o CO₂ (R744), que combinam baixo impacto ambiental com bom desempenho termodinâmico.

2.4 Dióxido de Carbono como Fluido Refrigerante (R-744)

Até meados da década de 30 do século XX o CO₂ foi um dos principais fluidos refrigerantes utilizados, sendo amplamente utilizado em sistemas de refrigeração (CLETO, 2008). Foi perdendo mercado com os surgimentos dos fluidos CFCs e HCFCs, contudo, com os estabelecimentos dos Protocolos de Montreal e Kyoto, que limitaram os usos desses refrigerantes, no início dos anos 90 o CO₂ ressurge como uma alternativa promissora e os livros antigos sobre tecnologia de refrigeração foram reabertos (CLETO, 2008).

O CO₂ é um fluido natural, estável quimicamente e termodinamicamente e com alta capacidade volumétrica de refrigeração (GUERESI, 2015). Contudo, de acordo com o autor, possui como principal desvantagem a alta pressão de trabalho, por isso é necessária uma maior segurança no sistema e nos componentes, em fundamental válvulas de segurança.

De acordo com a Figura 16, o R744 (CO₂) apresenta GWP igual a 1 e embora possua vida atmosférica superior a 50 anos, seu impacto ambiental é considerado reduzido em comparação aos refrigerantes sintéticos convencionais, por integrar o ciclo natural do carbono e não representar um composto artificial adicional. Além disso, o R744 é não inflamável, não tóxico e amplamente disponível, fatores que justificam sua crescente utilização em sistemas de refrigeração modernos, especialmente em aplicações transcíticas e em sistemas em cascata (ASHRAE, 2022). A Figura 16 traz o diagrama de Mollier do fluido R744.

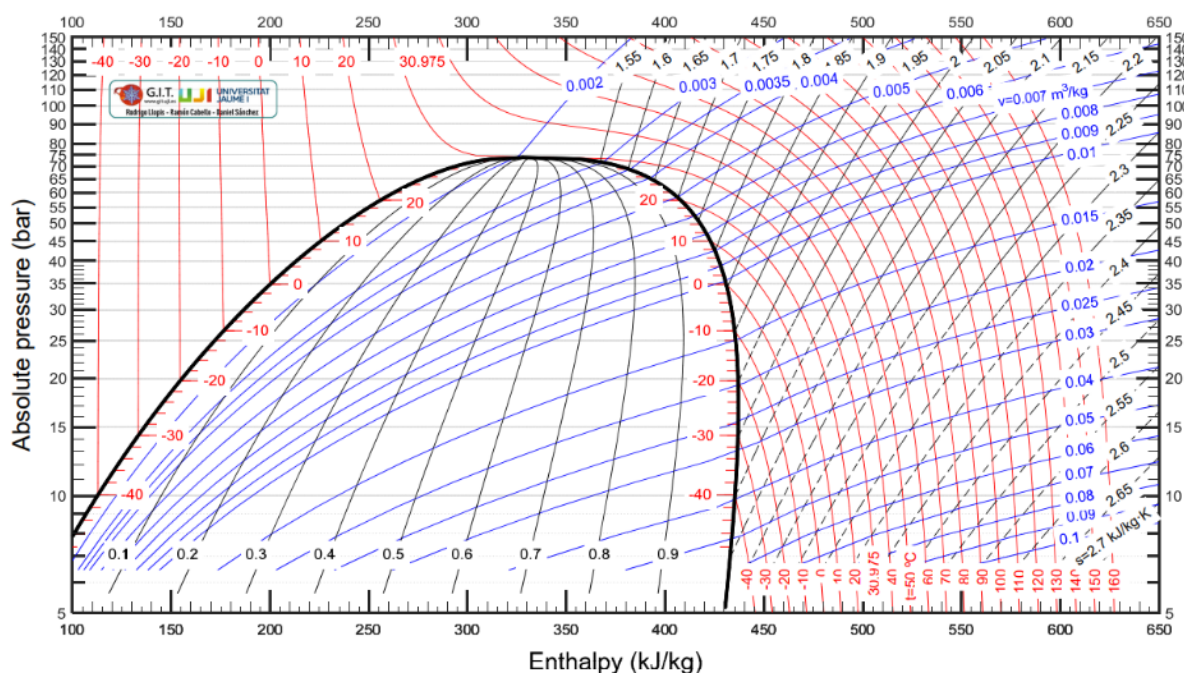


Figura 16: Diagrama de Mollier para o fluido R744 (CO₂)

Fonte - International Institute of Refrigeration ("s,d")

A Figura 16 representa o diagrama de Mollier para o fluido refrigerante R744. Com esse diagrama pode-se retirar diversas propriedades termodinâmicas do CO₂, como suas entalpias em determinado estado de pressão e temperatura, assim como entropias e pressões de saturação, sendo amplamente utilizado em estudos termodinâmicos. Observa-se também que o ponto subcrítico do CO₂ possui baixa temperatura e pressão, aproximadamente em 31,0°C e 73,8 bar respectivamente.

Por conta disso, segundo Messineo (2012), quando o sistema opera com temperaturas de condensação próximas ou superiores ao ponto crítico do CO₂, ocorre um aumento significativo da pressão de operação no compressor, o que resulta em maior consumo de energia e redução do COP. Assim, em aplicações de baixa temperatura, o uso isolado do R744 não é muito favorável, sendo necessária a adoção de configurações alternativas como sistemas de refrigeração em cascata.

Nesse contexto, o R744 é empregado predominantemente no ciclo de baixa temperatura, enquanto o ciclo de alta temperatura utiliza outro refrigerante com melhores condições de operação em temperaturas ambientais, como a amônia (R717). De acordo com Messineo (2012), sistemas de refrigeração em cascata utilizando a combinação R744/R717 têm sido amplamente aplicados em refrigeração comercial e industrial, especialmente em supermercados, câmaras frigoríficas e processos de congelamento, nos quais são requeridas temperaturas de evaporação na faixa de -30 °C a -50 °C.

2.5 Amônia como Fluido Refrigerante (R-717)

A refrigeração industrial é um setor que abrange grandes sistemas e tem sua aplicação normalmente ligada a indústria alimentícia e na indústria de bebida, onde a amônia (R-717) representa o principal fluido refrigerante utilizado (CLERO, 2008). Este grupo ainda inclui as aplicações nas indústrias químicas e petroquímicas, que tem a utilização de amônia e alguns hidrocarbonetos como principais refrigerantes. Contudo, apesar da amônia e dos hidrocarbonetos serem classificados e inclusos no grupo de fluidos refrigerantes naturais por serem encontrados nos ciclos naturais da terra, estes possuem algumas restrições quanto ao seu uso, que limitam as suas aplicações (CLETO, 2008).

Ao analisar a Figura 17, observa-se que a amônia (R717) apresenta GWP inferior a 1, indicando contribuição praticamente desprezível para o aquecimento global quando comparada ao CO₂. Além disso, não possui vida atmosférica relevante, uma vez que não atua de forma significativa como gás de efeito estufa. Essas características tornam a amônia um dos refrigerantes de menor impacto ambiental direto, justificando sua ampla aplicação em sistemas de refrigeração industrial. Contudo, seu emprego requer cuidados adicionais devido à sua toxicidade e à inflamabilidade moderada, o que impõe exigências específicas de normas e segurança.

O diagrama de Mollier para o fluido refrigerante R-717 pode ser representado pela Figura 17:

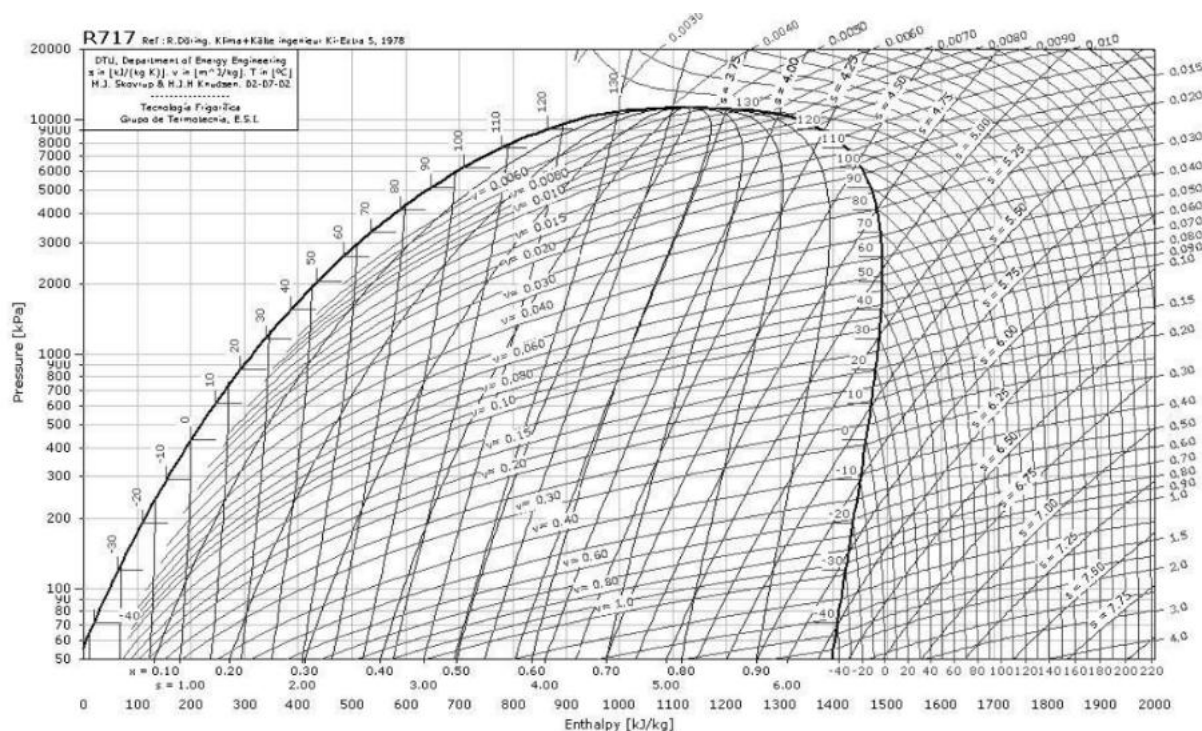


Figura 17: Diagrama de Mollier para a amônia R-717

Fonte: Department of Energy Engineering ("s,d")

A Figura 17 apresenta o diagrama de Mollier do fluido refrigerante amônia (R717). Por meio desse diagrama é possível obter diversas propriedades termodinâmicas da amônia, como entalpia em estados específicos de pressão e temperatura, bem como entropia e pressões de saturação, sendo amplamente utilizado em estudos e análises termodinâmicas de sistemas de refrigeração. Observa-se que a amônia possui elevado calor latente de vaporização e opera, em aplicações de refrigeração, em regimes subcríticos, uma vez que seu ponto crítico ocorre a aproximadamente 132,4 °C e 113 bar, valores significativamente superiores às condições usuais de operação.

2.6 Nanorrefrigerantes

Nas últimas décadas, os rápidos avanços na nanotecnologia levaram ao surgimento de uma nova geração de fluidos de arrefecimento chamado nano fluidos (SAIDUR *et al.*, 2011). Os autores evidenciam que os nano fluidos são definidos como suspensões de nanopartículas em um fluido base e alguns exemplos típicos são nano fluidos de cobre à base de etilenoglicol e nano fluidos de óxido de cobre à base de água. Os nano fluidos são suspensões diluídas de materiais compósitos de nanopartículas funcionalizadas, desenvolvidos com o objetivo

específico de aumentar a condutividade térmica dos fluidos de transferência de calor e que agora evoluíram para uma área promissora da nanotecnologia, demonstram os autores.

Vários estudos estão sendo desenvolvidos com intuito de determinar os principais parâmetros que influenciam as propriedades (de transporte e termofísicas) dos nanorrefrigerantes (PRUZAESKY *et al.*, 2008). Os autores demonstram os principais focos desses estudos sendo estes o calor específico, condutividade térmica, massa específica e viscosidade da solução, tendo os estudos um maior interesse em pesquisas relacionadas a condutividade térmica.

Vários autores citam o aumento da condutividade térmica associado ao aumento da fração volumétrica de nanopartículas. Hwan *et al.* (2006) notaram que com apenas uma fração volumétrica de 0,01% de carbono multicamadas aumentava em 11% a condutividade térmica da água e Liu *et al.* (2006) demonstrou que uma fração volumétrica de partículas de cobre de 0,1% trouxe um aumento de 23% para o fluido base de condutividade térmica.

A Figura 18 ilustra as alterações no calor específico da água em função da concentração volumétrica de nanopartículas.

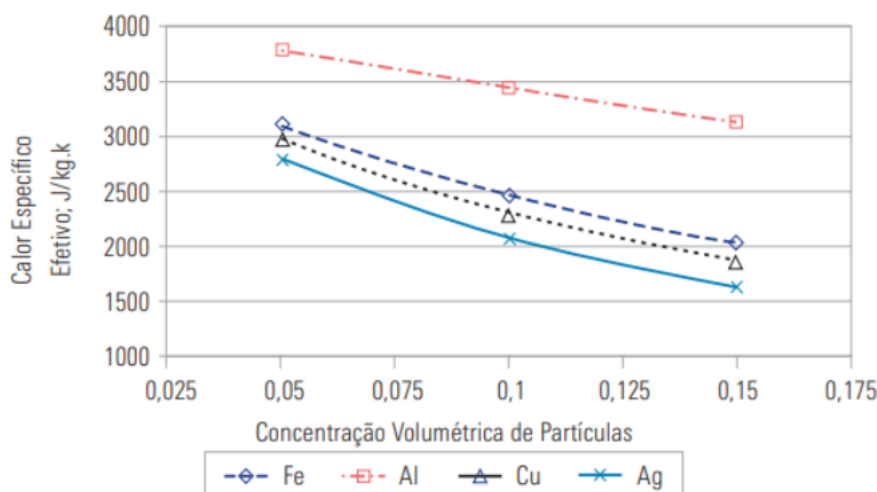


Figura 18: Comportamento do calor específico da água
Fonte: Puzaesky *et al.* (2008)

Na Figura 18 observa-se que a adição de partículas ao fluido base provoca a redução do calor específico efetivo, independentemente do material empregado. Verifica-se também que, para um mesmo material, o aumento da concentração de partículas resulta em uma diminuição adicional do calor específico efetivo. Como o calor específico e a condutividade térmica do fluido são parâmetros que influenciam de forma significativa a transferência de calor, torna-se

necessária a análise do impacto da variação dessas propriedades sobre o coeficiente convectivo de transferência de calor.

A Figura 19 traz o comportamento do coeficiente de convecção em função do aumento de concentração de nanopartículas no fluido.

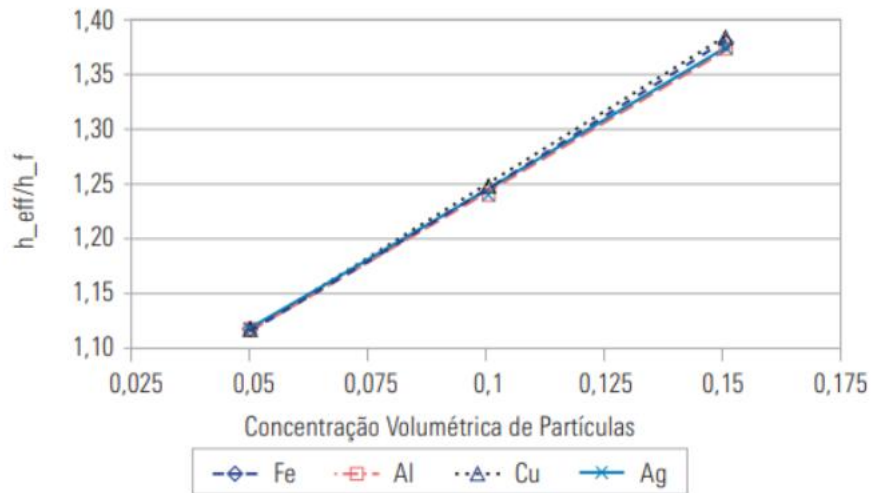


Figura 19: Comportamento do coeficiente convectivo de troca de calor do lado da água com adição de partículas, em um trocador do tipo casco e serpentina
Fonte: Puzaesky *et al.* (2008)

A Figura 19 apresenta o cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor para o escoamento do fluido resfriado no lado da carcaça de um trocador de calor do tipo casco e serpentina. Os resultados indicam que a concentração de partículas exerce papel dominante no aumento do coeficiente de transferência de calor, uma vez que são obtidos valores muito próximos para concentrações iguais de partículas, mesmo quando utilizados materiais diferentes.

De acordo com Aktas *et al.* (2014) a densidade do nanorefrigerante é um parâmetro fundamental para a análise do desempenho de ciclos de refrigeração por compressão de vapor, uma vez que influencia diretamente a determinação das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho. Como não existem correlações consolidadas para a obtenção direta das propriedades de nanorefrigerantes, a densidade da mistura pode ser utilizada como variável de referência para redefinir os estados termodinâmicos do ciclo a partir das propriedades do refrigerante puro.

A densidade do nanorefrigerante pode ser estimada por uma relação de mistura ponderada pela fração mássica da nanopartícula, dada pela equação (23):

$$\rho_{NR} = \omega \cdot \rho_{NP} + (1 - \omega)\rho_R \quad (23)$$

Onde:

- ρ_{NR} = densidade do nanorrefrigerante;
- ω = fração mássica da nanopartícula;
- ρ_{NP} = densidade da nanopartícula;
- ρ_R = densidade do fluido refrigerante puro.

A alteração da densidade da mistura resulta em modificações nos valores de entalpia nos pontos característicos do ciclo, afetando o efeito frigorífico e o trabalho do compressor. Como consequência, o coeficiente de desempenho (COP) do sistema é diretamente influenciado por essa variação, evidenciando que a densidade é suficiente para representar o impacto da nanopartícula no desempenho termodinâmico do ciclo.

2.6.1 Óxido de Alumina (Al_2O_3) como nanopartícula

De acordo com Barza *et al.* (2023) o óxido de alumínio (Al_2O_3) é considerado como uma das nanopartículas mais aplicadas em ciclos térmicos devido às suas propriedades físicas favoráveis, estabilidade química e custo relativamente baixo. Biglia (2020) destaca o Al_2O_3 por conta da sua disponibilidade comercial e facilidade de preparação de nanofluidos, reforçando assim o seu uso em pesquisas. Hernandez *et al.* (2016) demonstram que a aplicação de nanopartículas de Al_2O_3 em fluidos refrigerantes tem sido estudada principalmente em sistemas de compressão de vapor, destacando-se o R134a, R600a e R744 como fluidos base. Esses estudos demonstram potencial para aumento do coeficiente de desempenho (COP), melhoria da capacidade frigorífica e redução do consumo energético.

Barza *et al.* (2023) demonstram que o Al_2O_3 é um material que apresenta elevada condutividade térmica, baixa reatividade química e boa estabilidade em meio líquido, com isso, se torna adequado para aplicações e estudos envolvendo transferência de calor. Eastman *et al.* (2001) demonstram que a elevada condutividade térmica deste material chega na ordem de 30W/mK, além de uma densidade relativamente alta, sendo de 3690 kg/m³.

Wang *et al.* (2008) relatam que a produção dessas nanopartículas é com diâmetro na faixa de 10-100nm, portanto possibilita um aumento significativo da área superficial e assim, melhora as interações térmicas com o fluido base. Além de apresentar boa compatibilidade com fluidos polares e lubrificantes sintéticos, contribuindo assim para a sua aplicação em sistemas de refrigeração e ar-condicionado (HERNÁNDEZ *et al.*, 2016).

3 METODOLOGIA

Este capítulo tem como objetivo descrever o tipo de pesquisa realizada neste estudo. Está exemplificado também como será feita a metodologia dos testes que serão realizados em softwares, bem como os instrumentos que tem como objetivo a coleta das informações que serão discutidas nos capítulos seguintes.

3.1 Tipo de Pesquisa

Gil (2008) define pesquisa como o procedimento para se encontrar respostas aos problemas propostos, utilizando métodos de maneiras racionais e sistemáticas. A pesquisa, para o autor, se desenvolvendo ao longo de um processo de diversas etapas, a partir da formulação adequada do problema até aos resultados obtidos e conclusões. Já para Gerhart e Silveira (2009), pesquisa científica se caracteriza como um processo contínuo de construção do conhecimento, baseando-se em aproximações sucessivas da realidade e possibilitando o seu entendimento bem como a suposição de intervenção técnicas. No contexto da engenharia térmica e de sistemas de refrigeração, a pesquisa assume papel essencial para sua análise, modelagem e otimização de sistemas energéticos, principalmente quando é utilizado a aplicação de tecnologias novas, como o uso de nanofluidos.

Cada pesquisa científica possui um objetivo específico, da qual pode ajudar na orientação da escolha dos métodos e procedimentos que serão adotados ao longo do estudo (GIL, 2008). De maneira geral, os objetivos das pesquisas podem ser classificados em três categorias, sendo estas descritivas, explicativas e exploratórias, conforme Campos e Santos (2015).

As pesquisas explicativas têm como finalidade entender os fatores determinantes ou as causas que explicam o acontecimento de determinados fenômenos (MARTINS e SILVA, 2017). Aprofundando o conhecimento sobre o tema estudado, esse tipo de pesquisa busca estabelecer relações de causa e efeito, sendo essencial para o avanço do conhecimento científico e a validação de modelos teóricos (OLIVEIRA, 2018). Já as pesquisas descritivas, por outro lado, têm como objetivo principal a caracterização de fenômenos, sistemas ou populações, com finalidade de identificar seus comportamentos, propriedades e relações, sem interferir diretamente sobre eles (MARTINS, 2017). Esse tipo de pesquisa tem sua utilização principalmente quando se pretende levantar dados e apresentar informações de forma

sistemática, utilizando em geral técnicas padronizadas de coleta e análise (FERREIRA e LIMA, 2019).

Para Gil (2008), as pesquisas exploratórias, por sua vez, têm como propósito trazer uma visão inicial e mais geral sobre um tema pouco investigado ou que apresente grandes lacuna na literatura. Com esse tipo de pesquisa é possível tornar o problema mais claro, trazendo a possibilidade de formular hipóteses e promover a familiarização do pesquisador com o objeto de estudo. De acordo com Vergara (1985), a pesquisa exploratória pode assumir diversas finalidades, como o desenvolvimento de hipóteses e ampliação do conhecimento sobre determinado fenômeno, e a reformulação e esclarecimento de conceitos existentes. Em geral, pesquisas exploratórias utilizam de registros bibliográficos e documentais, além de análises aplicadas e estudos de casos (GIL, 2008).

No contexto deste trabalho, a pesquisa é classificada como exploratória, já que busca investigar a aplicação de nanopartículas de óxido de alumínio (Al_2O_3) em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor em cascata utilizando dióxido de carbono (CO_2) e amônia (NH_3). Se trata de um tema ainda pouco explorado, especialmente no que se refere à avaliação do impacto das nanopartículas sobre o desempenho termodinâmico do sistema, justificando a utilização de uma abordagem exploratória para a construção e análise do conhecimento.

Quanto aos procedimentos técnicos, a pesquisa científica pode adotar diferentes estratégias de coleta e análise de dados, de acordo com a natureza do problema investigado e com os objetivos estabelecidos. Entre os principais procedimentos, se destaca a pesquisa bibliográfica, experimental, estudo de caso e documental.

A pesquisa bibliográfica se base na análise de materiais já publicados, como livros, artigos científicos, dissertações, teses e trabalhos apresentados em eventos acadêmicos, bem como fontes digitais disponíveis em bases de dados especializados (GIL, 2002). Adotado esse procedimento, é possível construir um referencial teórico do estudo, permitindo o entendimento de conceitos, métodos e resultados obtidos em pesquisas anteriores, além de apoiar, auxiliar ou contribuir para a delimitação do problema e dos procedimentos metodológicos empregados.

Já a pesquisa experimental, mais recorrente nas Ciências Naturais e Engenharias, se caracteriza manipulação controlada de variáveis com o objetivo de observar seus efeitos sobre determinado fenômeno ou sistema (GIL, 2002). O procedimento baseia-se na experimentação controlada, utilizando instrumentação específica e protocolos sistemáticos. Essa abordagem permite testar hipóteses e coletar dados empíricos fundamentais para validar modelos e teorias

científicas. O estudo de caso, por outro lado, é uma técnica de análise aprofundada de um fenômeno em seu ambiente natural (SEVERINO, 2017). Para assegurar a consistência científica, o objeto de estudo deve ter representatividade suficiente para permitir generalizações. O processo demanda métodos rigorosos de coleta e registro de dados, culminando em uma análise estruturada para fins de documentação técnica ou científica.

Dessa forma, a escolha dos procedimentos técnicos deve estar alinhada aos objetivos da pesquisa e às características do objeto de estudo, garantindo rigor metodológico e consistência nos resultados obtidos. Diante dos objetivos propostos e dos procedimentos metodológicos adotados, a presente pesquisa é classificada como um estudo bibliográfico.

Ao se tratar da abordagem da pesquisa, este se refere a maneira que os dados serão analisados e interpretados, e estas abordagens podem ser qualitativas, quantitativas ou mistas (CRESWELL, 1998). De acordo com Marconi e Lakatos (2022), a pesquisa quantitativa se baseia na utilização de dados mensuráveis, equações matemáticas, métodos estatísticos e controle de variáveis, portanto permitindo a verificação de hipóteses e a análise objetiva de fenômenos físicos. Já no caso das abordagens qualitativas, esta tem como foco o caráter subjetivo do objeto de estudo, onde se tem a interpretação dos dados. Não tem como objetivo final contabilizar quantidades, tendo mais ênfase de compreender o comportamento observado (MINAYO, 2002).

Portanto, nesse sentido, o presente estudo tem como abordagem um caráter quantitativo, por se fundamentar na modelagem termodinâmica de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor em cascata, utilizando equações de balanço de energia, propriedades físicas dos fluidos refrigerantes e indicadores de desempenho, como o coeficiente de desempenho (COP).

3.2 Materiais e Métodos

A Figura 20 apresenta o fluxograma referente aos procedimentos que foram assumidos para a realização deste trabalho.

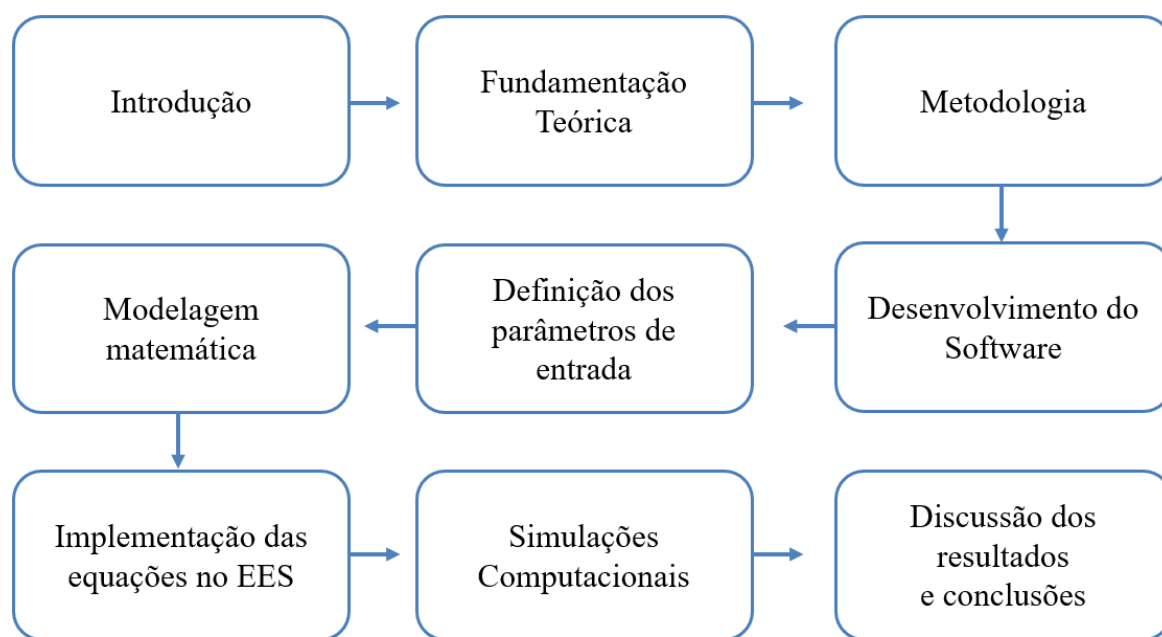


Figura 20: Fluxograma com sequenciamento das etapas para realização deste trabalho.

Fonte: Pesquisa direta (2026)

A Figura 20 apresenta o fluxograma das etapas metodológicas adotadas para o desenvolvimento deste trabalho. Inicialmente, na etapa de Introdução, foi definida a problemática da pesquisa, delimitando-se a análise termodinâmica de um sistema de refrigeração em cascata NH_3/CO_2 com aplicação de nanofluido à base de Al_2O_3 no ciclo de baixa temperatura.

Na etapa de Fundamentação Teórica, realizou-se uma revisão da literatura abordando: ciclos de compressão de vapor, fluidos refrigerantes e nanopartículas. Essa etapa forneceu as equações e hipóteses necessárias para a modelagem matemática do sistema.

Em seguida, na Metodologia, foram estabelecidas as premissas do modelo matemático proposto para realização das simulações e os parâmetros utilizados para comparação entre o fluido puro e o nanofluido no estágio de baixa temperatura.

A etapa de Desenvolvimento do Software consistiu na implementação do modelo matemático no *Engineering Equation Solver* (EES), onde foram inseridas os parâmetros de entrada, as equações de balanço de energia para cada componente do sistema, bem como as correlações para determinação das propriedades do nanofluido.

Posteriormente, foram realizadas as Simulações Computacionais, variando parâmetros como fração volumétrica de nanopartículas, temperaturas de operação e condições de carga

térmica, com o objetivo de avaliar o impacto do nanofluido no desempenho energético do sistema.

Por fim, na etapa de Discussão dos Resultados e Conclusões, os resultados obtidos foram analisados comparativamente, considerando indicadores como COP, trabalho de compressão e capacidade de refrigeração, permitindo avaliar a viabilidade termodinâmica da aplicação do nanofluido no ciclo de baixa temperatura.

3.3 Código de Programa Utilizado

Todas as simulações computacionais foram realizadas através do *software Engineering Equation Solver (EES)*, já que este possui um banco de dados sólido de propriedades termodinâmicas, como propriedades dos fluidos refrigerantes e pela sua capacidade de resolver equações e sistema matemáticos sem a necessidade de um desenvolvimento linear do raciocínio de equacionamento. Com a utilização deste programa, foi viabilizado a possibilidade de trabalhar com modelos matemáticos referentes a ciclos de compressão de vapor, de ciclo simples e em cascata, além de adicionar, através de equações de densidade, nanopartículas nestes ciclos.

O modelo foi estruturado de maneira que possa ser alterada as informações de entrada, no caso os *inputs*, como temperatura de evaporação, temperatura de condensação e capacidade frigorífica do ciclo, além de propriedades físicas da nanopartícula óxido de alumínio, bem como sua fração mássica. Os resultados gerados, ou *outputs*, são obtidos através de equacionamentos matemáticos referentes a ciclos de refrigeração, e resultam em dados como o COP do sistema, efeito frigorífico, capacidade específica de refrigeração e potência dos compressores. O código foi desenvolvido de três maneiras para manter a confiabilidade, aumentando a complexidade do ciclo à medida que o código foi desenvolvido.

Primeiramente foi desenvolvido o código de um ciclo de compressão de vapor simples, seguindo as equações matemáticas devidamente apresentadas no capítulo 2. Após essa etapa, foi adicionado no fluido refrigerante, nanopartículas, e as propriedades do nanorrefrigerante foram obtidas através da massa específica desses metais. Por último, foi acoplado a este ciclo, um outro ciclo de alta pressão e temperatura, sendo, portanto, um modelo de ciclo cascata que prevê alterações termodinâmicas ao adicionar nanopartículas no ciclo de baixa.

A seguir, apresenta-se os códigos desenvolvidos para possibilitar os cenários propostos, bem como as distinções de cada ciclo. Inicialmente, a Figura 21 demonstra o primeiro código

desenvolvido, que é referente a um ciclo simples de R-134a com adição de nanopartículas. A partir deste código que é possível, através de equacionamento matemáticos, acoplar o ciclo de alta temperatura.

```

"DADOS DE ENTRADA"

Qo = 70 [kW]           "Capacidade de refrigeração do evaporador"
Teva = -7[C]           "Temperatura de evaporação"
Tcond = 45 [C]         "Temperatura de condensação"
w = 0.0006             "Fração mássica da nanopartícula"
rho_np = 3690 [kg/m³]  "Densidade da nanopartícula (Al3O2)"
efic = 0.51            "Eficiência do compressor"

"PONTO 1"

x[1] = 1               "Título no ponto 1"
s1 = Entropy(R134a,T=Teva,x=x[1]) "Entropia refrigerante puro"

rho1 = Density(R134a,T=Teva,x=x[1]) "Massa específica refrigerante"
rho[1] = (w*rho_np)+(1-w)*rho1      "Massa específica do nanorefrigerante"
v[1] = 1/(rho[1])                   "Volume específico do nanorefrigerante"

h[1] = Enthalpy(R134a,v=v[1],x=x[1]) "Entalpia com nanopartículas"
s[1] = Entropy(R134a,v=v[1],h=h[1])  "Entropia com nanopartículas"

"PONTO 2"

P2 = P[3]               "Pressão fluido puro"
s2 = s[1]               "Entropia fluido puro"
h2 = Enthalpy(R134a,P=P2,s=s2) "Entalpia fluido puro"

h[2] = h[1] + (h2 - h[1])/efic      "Entalpia nanorefrigerante com eficiência"

"PONTO 3"

x[3] = 0                "Título no ponto 3"

rho3 = Density(R134a,T=Tcond,x=x[3]) "Massa específica refrigerante puro"
rho[3] = w*rho_np + (1-w)*rho3        "Massa específica do nanorefrigerante"
v[3] = 1/(rho[3])                     "Volume específico do nanorefrigerante"

h[3] = Enthalpy(R134a,v=v[3],x=x[3])  "Entalpia com nanopartículas"
P[3] = Pressure(R134a,v=v[3],x=x[3])

"PONTO 4"

h[4] = h[3]              "Entalpia com nanorefrigerante"

"BALANÇO DE ENERGIA DO CICLO"

q_o = h[1] - h[4]
q_c = h[2] - h[3]
w_c = h[2] - h[1]
mf = Qo/(h[1] - h[4])      "Vazão mássica [kg/s]"
COP = (h[1] - h[4])/(h[2] - h[1]) "Coeficiente de performance"
Wc = mf*(h[2] - h[1])      "Potência do compressor"
Qc = mf*(h[2] - h[3])      "Calor rejeitado no condensador"

```

Figura 21: Código do ciclo simples de R134a de baixa pressão com adição de nanopartículas

Fonte: Pesquisa direta (2026)

A Figura 21 representa o código desenvolvido para um ciclo simples de compressão de vapor com a possibilidade de alteração da fração mássica de Al_2O_3 no fluido refrigerante. Este código foi desenvolvido para que, a partir dele, o código referente ao ciclo cascata proposto por esta monografia pudesse ser desenvolvido. Nota-se que o fluido refrigerante utilizado neste código é o R134. A utilização deste fluido é justificada devido a necessidade de validação do código, que para isso ocorreu a comparação dos resultados encontrados pela simulação com

resultados encontrados na literatura, que, para esta, foi utilizado o R134 como fluido de trabalho.

A Figura 22 é a representação do ciclo de baixa temperatura utilizado para encontrar os resultados propostos por este trabalho.

```

"CICLO DE BAIXA TEMPERATURA R744"

"DADOS DE ENTRADA"

Qo = 10[kW]           "Capacidade de refrigeração do evaporador"
Teva = -40 [C]        "Temperatura de evaporação"
Tcond = 5 [C]         "Temperatura de condensação"
w = 0,005             "Fração mássica da nanopartícula"
rho_np = 3690 [kg/m³] "Densidade da nanopartícula (Al3O2)"
efic = 0,75           "Eficiência do compressor"

"PONTO 1"

x[1] = 1              "Título no ponto 1"
s1 = Entropy(R744;T=Teva;x=x[1]) "Entropia refrigerante puro"

rho1 = Density(R744;T=Teva;x=x[1]) "Massa específica refrigerante"
rho[1] = w*rho_np + (1-w)*rho1     "Massa específica do nanorefrigerante"
v[1] = 1/(rho[1])                  "Volume específico do nanorefrigerante"

h[1] = Enthalpy(R744;v=v[1];x=x[1]) "Entalpia com nanopartículas"
s[1] = Entropy(R744;v=v[1];h=h[1]) "Entropia com nanopartículas"

"PONTO 2"

P2 = P_sat(R744;T=Tcond)           "Pressão fluido puro"
s2 = s[1]                          "Entropia fluido puro"
h2 = Enthalpy(R744;P=P2;s=s2)       "Entalpia fluido puro"

h[2] = h[1] + (h2 - h[1])/efic       "Entalpia nanorefrigerante com eficiência"

"PONTO 3"

x[3] = 0                           "Título no ponto 3"

rho3 = Density(R744;T=Tcond;x=x[3]) "Massa específica refrigerante puro"
rho[3] = w*rho_np + (1-w)*rho3     "Massa específica do nanorefrigerante"
v[3] = 1/(rho[3])                  "Volume específico do nanorefrigerante"

h[3] = Enthalpy(R744;v=v[3];x=x[3]) "Entalpia com nanopartículas"

"PONTO 4"

h[4] = h[3]                         "Entalpia com nanorefrigerante"

"BALANÇO DE ENERGIA DO CICLO"

q_o = h[1] - h[4]
q_c = h[2] - h[3]
w_c = h[2] - h[1]

mf = Qo/(h[1] - h[4])               "Vazão mássica [kg/s]"
COP = (h[1] - h[4])/(h[2] - h[1])   "Coeficiente de performance"
Wc = mf*(h[2] - h[1])               "Potência do compressor"
Qc = mf*(h[2] - h[3])               "Calor rejeitado no condensador"

```

Figura 22: Código do ciclo de baixa pressão e temperatura
Fonte: Pesquisa direta (2026)

A Figura 22 é a representação do modelo final desenvolvido, neste caso para o ciclo de baixa pressão e temperatura. Pode-se observar que apenas o fluido de trabalho foi alterado, quando comparado ao código desenvolvido representado pela Figura 21. Este código demonstra

o ciclo de baixa temperatura, onde tem a presença de CO₂ como fluido refrigerante, bem como a possibilidade de alterar o valor da fracção mássica de Al₂O₃.

A Figura 23 é o restante do código final desenvolvido, referente ao ciclo de alta temperatura.

```
"CICLO DE ALTA TEMPERATURA R717"

"DADOS DE ENTRADA"

Qo_alta = Qo
Teva_alta = -5 [C]           "Temperatura de evaporação"
Tcond_alta = 30 [C]         "Temperatura de condensação"

"PONTO 5"

x[5] = 1
h[5] = Enthalpy(R717;T=Teva_alta;x=x[5])
s[5] = Entropy(R717;T=Teva_alta;x=x[5])

"PONTO 6"

P[6] = P_sat(R717;T=Tcond_alta)
s6 = s[5]
h6 = Enthalpy(R717;P=P[6];s=s6)
h[6] = h[5]+((h6-h[5])/efic)

"PONTO 7"

x[7] = 0
h[7]=Enthalpy(R717;T=Tcond_alta;x=x[7])

"PONTO 8"

h[8] = h[7]

"BALANÇO DE ENERGIA DO CICLO"

mf_alta = Qc/(h[5]-h[8])
COP_alta = Qo/(mf_alta*(h[6]-h[5]))
Wc_alta = mf_alta*(h[6]-h[5])
Qc_alta = mf_alta*(h[6]-h[7])

"COP DO CICLO CASCATA"

WTotal = Wc+Wc_alta

COPcascata = (Qo)/(Wtotal)
```

Figura 23: Código do ciclo de alta pressão e temperatura
Fonte: Pesquisa direta (2026)

A Figura 23 representa o ciclo de alta pressão e temperatura, este ciclo é acoplado ao ciclo de baixa pressão, representado na Figura 22, devido ao calor rejeitado pelo condensador de baixa ser o calor absorvido pelo evaporador de alta. Com este código é possível encontrar o

COP total do ciclo cascata, bem como a potência dos compressores utilizados, capacidade de refrigeração e vazões mássicas dos fluidos de trabalho utilizados.

3.4 Validação do código utilizado para as simulações dos ciclos

Para a validação do código e garantir a sua funcionalidade e confiabilidade, ciclos semelhantes encontrados em artigos foram simulados no próprio código desenvolvido. Para isso, adotou-se as mesmas condições iniciais de cada ciclo para manter a semelhança dos dados simulados. Os resultados encontrados no código desenvolvido foram comparados com os obtidos nos artigos, e seus erros calculados.

Contudo, na literatura não foram encontrados artigos voltados diretamente para o ciclo cascata com CO₂ no ciclo de baixa e Amônia no ciclo de alta, utilizando nanopartículas. Assim, para a validação do código, foi necessária a utilização de etapas e aumentando a complexidade do ciclo e do código.

Primeiramente, foi desenvolvido um ciclo de compressão simples com a utilização de nanopartículas, este código foi comparado ao ciclo do artigo de Aktas *et al.* (2014), onde estes apresentam resultados de um ciclo simples de compressão de vapor utilizando nanopartículas. Apesar do fluido refrigerante utilizado pelo artigo não ser o futuramente testado para a simulação do ciclo cascata utilizado por esta monografia, a confiabilidade dos dados se mantém, já que as equações matemáticas são mantidas, e ocorreu apenas a alteração do fluido de trabalho.

Com a validação do código utilizando ciclo simples e nanorrefrigerante, foi adicionado o ciclo de alta e feito o acoplamento destes ciclos. A única alteração do código anteriormente utilizado foi o fluido refrigerante, mantendo a validade do código. Para a validação do ciclo cascata, utilizou-se do artigo de Ustaoglu *et al.* (2020), onde se encontra resultados obtidos de simulações de um ciclo cascata sem nanopartículas.

3.4.1 Validação com base em Aktas *et al.* (2014)

O artigo de Aktas *et al.* (2014) fornece resultados de uma análise de um ciclo simples de refrigeração por compressão de vapor utilizando nanopartículas com a finalidade de aumentar a performance energética do sistema. Foi utilizado o fluido refrigerante R134a como fluido de trabalho, e nanopartículas de Al₂O₃ dispersas no ciclo.

A comparação com este artigo é feita a partir de duas análises, a primeira sendo com a fração mássica de nanopartícula igual a 0, ou seja, sem a utilização de nanopartículas no ciclo.

Já a segunda análise foi a partir da presença de 0,06 % de fração mássica de nanopartículas de Al_2O_3 no ciclo.

Os parâmetros utilizados de entrada para esta comparação foram:

1. Comparação entre os ciclos utilizando fluido refrigerante R134a puro:
 - Temperatura de evaporação do fluido refrigerante (T_{eva}) = -7°C ;
 - Temperatura de condensação do fluido refrigerante (T_{cond}) = 45°C ;
 - Eficiência isentrópica do compressor (η) = 0,51;
 - Capacidade de refrigeração do evaporador (Q_o) = 70 kW;
 - Fração em massa de nanopartículas (w) = 0,000 para ausência de nanopartículas;
 - Massa específica da nanopartícula (ρ_{np}) = 3690 kg/m^3 .
2. Comparação entre os ciclos utilizando nanopartículas no fluido refrigerante:
 - Temperatura de evaporação do fluido refrigerante (T_{eva}) = -7°C ;
 - Temperatura de condensação do fluido refrigerante (T_{cond}) = 45°C ;
 - Eficiência do compressor (η) = 0,51;
 - Capacidade de refrigeração do evaporador (Q_o) = 70 kW
 - Fração em massa de nanopartículas (w) = 0,0006
 - Massa específica da nanopartícula (ρ_{np}) = 3690 kg/m^3 .

3.4.2 Validação com base em Ustaoglu *et al.* (2020)

Com a validação do ciclo simples utilizando nanorrefrigerante, foi desenvolvido um código semelhante com seu acoplamento de um ciclo de alta temperatura para simular um ciclo cascata. O código primário foi mantido, alterando apenas o fluido refrigerante e os dados de entrada para validação com o artigo de Ustaoglu *et al.* (2020).

Para validar a consistência do modelo desenvolvido para simulação do ciclo cascata CO_2/NH_3 , foi realizada a comparação com os resultados obtidos por Ustaoglu *et al.* (2020), o qual realizou uma análise termodinâmica do sistema utilizando CO_2 no ciclo de baixa temperatura e NH_3 no circuito de alta temperatura.

A comparação com este artigo é feita a partir de duas análises, a primeira sendo o ciclo cascata CO_2/NH_3 sem sub-resfriamento. Já a segunda análise foi a partir do ciclo cascata CO_2/NH_3 com a presença de sub-resfriamento. O artigo de Ustaoglu *et al.* (2020) analisa

diversas situações alterando os parâmetros de entrada, para a validação do código criado no ESS os casos comparados foram os 1 e 6 do artigo, que são, respectivamente:

1. Comparação do ciclo cascata CO_2/NH_3 sem a presença de sub-resfriamento.

- Capacidade do evaporador (Q_o) = 10kW;
- Temperatura do evaporador (T_{eva}) = -40°C ;
- Temperatura do condensador ($T_{\text{cond_alta}}$) = 30°C ;
- Temperatura do trocador de calor cascata do ciclo de BT (T_{cond}) = 5°C ;
- Temperatura do trocador de calor cascata do ciclo de AT ($T_{\text{eva_alta}}$) = -5°C ;
- Eficiência isoentrópica dos compressores (η) = 0,75;
- Temperatura de sub-resfriamento (T_{sub}) = 0°C ;
- Temperatura de superaquecimento (T_{sup}) = 0°C .

2. Comparação entre os ciclos cascata CO_2/NH_3 com a presença de sub-resfriamento.

- Capacidade do evaporador (Q_o) = 10kW;
- Temperatura do evaporador (T_{eva}) = -30°C ;
- Temperatura do condensador ($T_{\text{cond_alta}}$) = 35°C ;
- Temperatura do trocador de calor cascata do ciclo de BT (T_{cond}) = 10°C ;
- Temperatura do trocador de calor cascata do ciclo de AT ($T_{\text{eva_alta}}$) = 0°C ;
- Eficiência isoentrópica dos compressores (η) = 0,75;
- Temperatura de sub-resfriamento (T_{sub}) = 6°C ;
- Temperatura de superaquecimento (T_{sup}) = 0°C .

3.5 Variáveis e Indicadores

Para Marconi e Lakatos (2003), pode-se caracterizar uma variável como uma classificação ou medida, algo que varia e que é passível de mensuração. No caso, é fundamental estudar as variáveis e indicadores a fim de se obter entendimento mais efetivo sobre o problema estudado.

As variáveis utilizadas para este trabalho são apresentadas na Tabela 4, que foram utilizadas no código desenvolvido demonstradas pela Figura 22 e Figura 23, onde são utilizadas para os cálculos do sistema proposto, bem como elas são chamadas no código, entre parênteses.

Tabela 4 - Variáveis e Indicadores

Variável	Indicador	Descrição
Ciclo de refrigeração de baixa pressão e temperatura	Coeficiente de Desempenho (COP)	Mede a eficiência do ciclo de refrigeração
	Temperatura de Condensação (Tcond)	Temperatura que o refrigerante condensa no condensador
	Temperatura de Evaporação (Teva)	Temperatura que o refrigerante evapora no evaporador
	Capacidade de refrigeração (Qo)	Quantidade de calor removido do sistema
	Calor rejeitado no condensador (Qc)	Calor rejeitado para o ambiente
	Calor por unidade de massa rejeitado no condensador (q_c)	Calor rejeitado para o ambiente por kg de fluido refrigerante
	Potência do compressor (W)	Potência utilizada pelo compressor
	Capacidade específica de refrigeração (q_o)	Quantidade de calor removido do sistema por kg de fluido refrigerante
	Potência específica do compressor (w_c)	Potência utilizada pelo compressor por kg de fluido refrigerante
Ciclo de refrigeração de alta pressão e temperatura	Eficiência do compressor (η)	Eficiência isentrópica do compressor
	Vazão mássica do fluido de trabalho (mf)	Vazão mássica que o fluido opera
	Coeficiente de Desempenho (COP_alta)	Mede a eficiência do ciclo de refrigeração
	Temperatura de Condensação (Tcond)	Temperatura que o refrigerante condensa no condensador
	Temperatura de Evaporação (Teva_alta)	Temperatura que o refrigerante evapora no evaporador
	Capacidade de refrigeração (Qo_alta)	Quantidade de calor removido do sistema
	Calor rejeitado no condensador (Qc_alta)	Calor rejeitado para o ambiente

	Calor específico rejeitado (q_{c_alta})	Calor rejeitado para o ambiente por kg de fluido refrigerante
	Potência do compressor (W_{alta})	Potência utilizada pelo compressor
	Capacidade específica de refrigeração (q_{o_alta})	Quantidade de calor removido do sistema por kg de fluido refrigerante
	Potência específica do compressor (w_{c_alta})	Potência utilizada pelo compressor por kg de fluido refrigerante
	Vazão mássica do fluido de trabalho (mf)	Vazão mássica que o fluido opera
Ciclo cascata	Coefficiente de performance (COPcascata)	Coefficiente de performance do ciclo cascata
Nanopartículas	Densidade (ρ)	Densidade da nanopartícula
	Fração mássica (w)	Fração mássica utilizada no ciclo

Fonte: Pesquisa Direta (2026)

3.6 Instrumento de coleta de dados

Este tópico é referente aos instrumentos necessários para coleta de dados afim de se obter os resultados e criar conclusões a partir deles. Os instrumentos utilizados são:

- Pesquisa bibliográfica, através de livros, teses e artigos;
- *Engineering Equation Solver (EES)* para gerar dados oriundos das simulações feitas no programa;
- *Microsoft Excel* com finalidade de gerar tabelas comparativas com artigos já publicados a fim de validar os dados gerados pelo *EES*.

3.7 Tabulação dos dados

Com os conhecimentos obtidos através das revisões bibliográficas, como livros, teses e artigos, a montagem do programa no *Software Engineering Equation Solver (EES)*, contendo todo o modelamento matemático foi realizado a fim de obter a possibilidade de simular diferentes tipos de ciclos de refrigeração com a interferência de nanopartículas na composição dos fluidos refrigerantes. Este estudo também teve como auxílio o *Software Microsoft Excel* com finalidade de obtenção de tabelas e gráficos para facilitar a visualização dos resultados obtidos. Por fim, foi utilizado o *Software Microsoft Word* para criação e escrita desta monografia além da discussão dos resultados.

3.8 Considerações Finais do Capítulo

Neste capítulo foram apresentadas e descritas as ferramentas utilizadas para a realização desta pesquisa. Os instrumentos selecionados foram definidos com base nos objetivos do estudo e na natureza do objeto analisado. A escolha desses instrumentos visa garantir a confiabilidade, a precisão e a consistência dos dados coletados. Dessa forma, os procedimentos adotados possibilitam a obtenção de resultados coerentes, servindo de base para a análise e a formulação das conclusões.

No próximo capítulo será exposto os resultados relativos sobre a pesquisa proposta nos capítulos anteriores. Todos os instrumentos e métodos utilizados para atingir as conclusões estão descritas e citadas neste capítulo. Bem como a revisão bibliográfica, presente no capítulo 2, que servirá de base para análise, comparação e descrição dos resultados que será demonstrado a seguir.

4 RESULTADOS

Este capítulo tem como objetivo demonstrar os resultados obtidos para a validação do código utilizado, bem como a simulação de um ciclo cascata utilizando o CO₂ no ciclo de baixa e Amônia no ciclo de alta, com dispersão de nanopartículas no CO₂, utilizando o *software EES*. A partir dessas simulações, foi analisado o impacto no balanço energético desse ciclo, comparando-o ao ciclo puro, sem a utilização de nanorrefrigerante, e ciclos com a fração mássica alterada na nanopartícula.

4.1 Resultados de validação do código

A partir dos parâmetros de entrada apresentados no capítulo 3, semelhantes ao do artigo de Aktas *et al.* (2014), os seguintes resultados foram encontrados, demonstrados na Tabela 5:

Tabela 5 – Resultados comparativos obtidos no ESS com os dados de Aktas

Parâmetro	Artigo R134a	ESS R134a	Dispersão	Artigo R134/Al ₂ O ₃	EES R134/Al ₂ O ₃	Dispersão
T ₁ (C)	-7	-7	0,00%	-2,03	-2,03	0,00%
T ₃ (C)	45	45	0,00%	44,65	44,65	0,00%
P ₃ (bar)	11,6	11,6	0,00%	11,49	11,5	-0,09%
h ₁ (kJ/kg)	394,47	246,3	-	397,42	249,5	-
h ₂ (kJ/kg)	461,41	313,2	-	456,26	308,1	-
h ₃ (kJ/kg) = h ₄ (kJ/kg)	263,44	115,8	-	262,94	115,3	-
s ₁ (kJ/kg.K)	1,7313	0,9356	-	1,7282	0,9325	-
q _c (kJ/kg)	197,97	197,5	0,24%	193,32	192,8	0,27%
q _o (kJ/kg)	131,03	130,5	0,41%	134,48	134	0,36%
w _c (kJ/kg)	66,94	66,93	0,01%	58,84	58,83	0,02%
COP	1,96	1,95	0,51%	2,29	2,278	0,53%

Fonte: Pesquisa direta (2026).

Observa-se que os valores de entalpia e entropia obtidos para o refrigerante R134a apresentam valores destoantes, o que está associado ao estado de referência adotado pelo banco de propriedades termodinâmicas. Ressalta-se que tal fato não compromete a análise do desempenho do ciclo, uma vez que os cálculos de energia se baseiam em diferenças de entalpia.

Destaca-se na Tabela 5 os valores com baixas dispersões do COP, sendo 0,51% para o fluido sem nanopartículas e 0,53% para o ciclo utilizando nanorrefrigerante. Também valores como o trabalho específico de compressão se assemelham, com dispersões de no máximo 0,02%. O calor de refrigeração por unidade de massa, ou efeito frigorífico, bem como o calor

por unidade de massa rejeitado no condensador apresentaram resultados satisfatórios, tendo índices de dispersões de no máximo 0,41% e 0,27%, respectivamente.

Portando, levando em consideração as altas variações das entalpias e entropias sendo justificadas pelo banco de dados utilizado pelo EES, não interferindo diretamente os resultados obtidos pelos balanços energéticos já que estes levam em conta as diferenças de entalpia, bem como os resultados semelhantes encontrados pelos balanços de energia, pode se concluir a consistência do código utilizado para o ciclo simples de compressão de vapor utilizando nanopartículas.

A Tabela 6 apresenta a comparação entre os valores de COP calculados pelo programa EES e os valores fornecidos por Ustaoglu *et al.* (2020) e a Tabela 7 demonstra os resultados obtidos pelo programa simulando o ciclo com e sem sub-resfriamento.

Tabela 6 - Resultados comparativos obtidos no ESS com os dados de Ustaoglu *et al.* (2020).

Resultados COP sem subresfriamento		
Ustaoglu	EES	Dispersão
1,552	1,552	0,00%
Resultados COP com subresfriamento		
Ustaoglu	EES	Dispersão
2,115	2,11	-0,24%

Fonte: Pesquisa direta (2026)

Tabela 7 - Resultados obtidos no ESS com os dados de Ustaoglu *et al.* (2020).

Parâmetro	Ustaoglu et al (2020) Sem subresfriamento	Ustaoglu et al (2020) Com subresfriamento
COPL	2,707	3,844
COPH	3,636	4,677
mL (kg/s)	0,4488	0,04401
mH (kg/s)	0,01228	0,01119
Qcond (kW)	16,44	14,7
QHEcascata (kW)	13,69	12,6
Wcomp1 (kW)	3,694	2,602
Wcomp2 (kW)	2,75	2,138
Wtotal (kW)	6,445	4,74

Fonte: Pesquisa direta (2026)

Observa-se, na Tabela 6, que a comparação entre os ciclos sem sub-resfriamento gerou uma diferença de COP igual à 0%, e sendo o máximo de dispersão quando comparados os ciclos com sub-resfriamento, que gerou uma diferença de 0,24%.

Ao validar o código, percebe-se que o artigo de Ustaoglu *et al.* (2020) não traz valores do trabalho de compressor, calor no evaporador ou condensador. Isso ocorre já que o foco do estudo não é dimensionar o sistema, e sim analisar como o COP se comporta quanto mudam as condições de operação. Dessa forma, a Tabela 7 apresenta, para as condições de entrada mostradas, sem sub-resfriamento e com sub-resfriamento, os COP's dos ciclos de baixa (L) e alta (H), as vazões mássicas, a taxa de calor rejeitada no condensador, taxa de calor transferido no trocador de calor cascata, potência dos compressores de baixa e de alta, e potência total dos compressores.

Portanto, pode-se concluir que o código proposto representa adequadamente a termodinâmica do ciclo cascata R744/R717, já que os resultados do COP e das condições ótimas de operação estão semelhantes com os resultados experimentais de Ustaoglu *et al.* (2020). Tal consistência valida o código como ferramenta adequada para análises e comparações de ciclos com e sem adição de nanopartículas.

4.2 Simulação de um sistema cascata CO₂/NH₃ utilizando Al₂O₃

Com o código implementado no EES validado, inicia-se a avaliação da influência de nanopartículas de óxido de alumínio (Al₂O₃) no fluido R744 (CO₂). Para esse processo, é fixado alguns parâmetros de entrada.

Com isso, os parâmetros que são adotados (em parênteses o indicador da variável no código do EES):

1. Para o ciclo de baixa temperatura:
 - Capacidade de refrigeração do evaporador (Q_o): 10 kW;
 - Temperatura de evaporação (T_{eva}): -40 °C;
 - Temperatura de condensação (T_{cond}): 5 °C, no trocador de calor cascata;
 - Eficiência isentrópica do compressor (η): 0,75.
2. Para o ciclo de alta temperatura:
 - Temperatura de evaporação (T_{eva_alta}): -5 °C, no trocador de calor cascata (10°C menor que a temperatura de condensação do ciclo de baixa);
 - Temperatura de condensação (T_{cond_alta}): 30°C;
 - Eficiência isentrópica do compressor (η): 0,75.

O ciclo cascata é simulado sem a utilização de sub-resfriamento e superaquecimento.

Assim, adotou-se a propriedade da massa específica do óxido de alumínio, sendo considerada igual a 3690 kg/m^3 . Para analisar a variação do balanço de energia em função da fração mássica no ciclo, foram realizadas medições iniciando em 0 (ausência da substância no ciclo) e incrementando-se a fração mássica em 0,0005 a cada caso, até o valor máximo de 0,005. Vale ressaltar que a literatura demonstra que a simples adição de nanopartículas não garante melhoria contínua no desempenho do ciclo. Pelo contrário, existe um comportamento típico com a presença de um ponto ótimo de concentração, acima do qual os efeitos negativos passam a predominar. Estudos experimentais e numéricos indicam que a fração de nanopartículas utilizada em sistemas de refrigeração é relativamente baixa. De forma geral, os valores encontrados na literatura para nanopartículas de Al_2O_3 demonstram valores ótimos de trabalho encontrados próximos de 0,5% a 0,75% em massa.

4.3 Análise do COP em função da fração mássica

Os resultados correspondentes à variação do COP são apresentados na Tabela 8 e na Figura 24.

Tabela 8 - Variação do COP em função da fração mássica

Testes	Fração mássica	COP _{total}	Aumento do COP em relação ao fluido puro
1	0,00%	1,552	-
2	0,05%	1,620	4,38%
3	0,10%	1,688	8,76%
4	0,15%	1,755	13,08%
5	0,20%	1,823	17,46%
6	0,25%	1,891	21,84%
7	0,30%	1,958	26,16%
8	0,35%	2,026	30,54%
9	0,40%	2,094	34,92%
10	0,45%	2,162	39,30%
11	0,50%	2,231	43,75%

Fonte: Pesquisa Direta (2026)

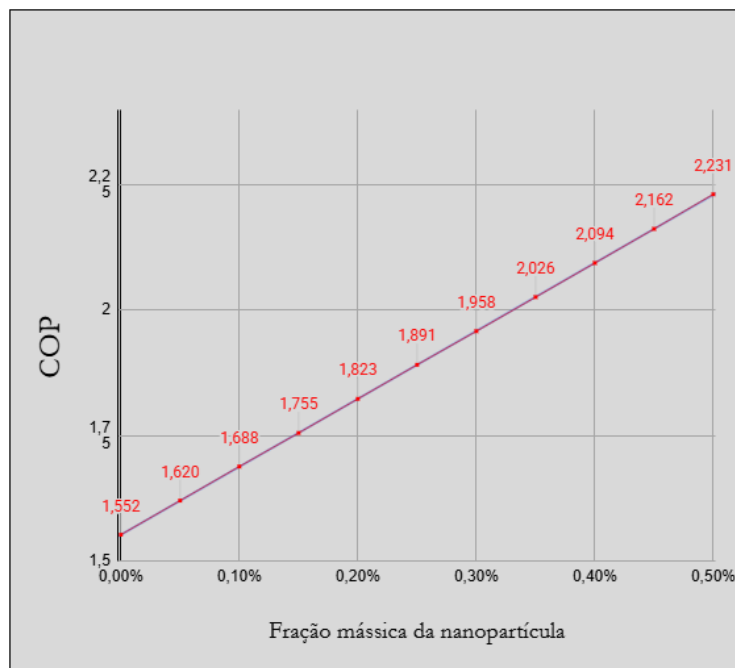


Figura 24: Gráfico do COP do ciclo em função da fração mássica de nanopartícula
 Fonte: Pesquisa direta (2026)

A Tabela 8 e a Figura 24 demonstram as variações que o COP sofre ao se alterar as porcentagens de frações mássicas de nanopartículas no fluido refrigerante do circuito de baixa. Observa-se que com o acréscimo de nanopartículas, o COP possui também uma tendência a aumentar obtendo uma alteração de 43,75% ao ter uma adição de 0,5% de fração mássica de óxido de alumínio no fluido de trabalho. Segundo Hernández *et al.* (2016) a dispersão de nanopartículas metálicas como Al_2O_3 em fluidos refrigerantes pode melhorar as características térmicas do fluido, resultando em uma melhora na eficiência térmica em sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Portanto, as análises concluídas a partir dos resultados colaboram com a afirmação dos autores.

Não obstante, segundo Eastman *et al.* (2001), o aumento de condutividade térmica em nanofluidos não é linear e tende a saturar após determinadas frações volumétricas, indicando que o ganho térmico não cresce indefinidamente, mesmo com mais nanopartículas. Em concentrações mais elevadas, observa-se uma tendência de saturação desse ganho térmico, indicando que o aumento da condutividade não se mantém proporcional ao aumento da concentração de partículas.

A Figura 24 demonstra a variação do coeficiente de desempenho em função da fração de nanopartículas, e pode-se observar que os resultados obtidos na simulação apresentam um

comportamento aproximadamente linear do COP, tanto para o COP total, tanto para os COPs dos ciclos de alta e baixa temperatura apresentados na Figura 25. Esse comportamento pode ser atribuído as simplificações do modelo computacional utilizado, das quais não levam em considerações fatores práticos, como sedimentação das nanopartículas, ou perda de carga nas tubulações de refrigeração. Além disso, Alawi *et al.* (2015) indicam que com o aumento da concentração de nanopartículas, também há o aumento da viscosidade que pode levar a um aumento nas perdas de cargas e assim reduzir a eficiência global do ciclo, limitando o ganho de desempenho.

Dessa forma, embora os resultados da simulação indiquem uma tendência aproximadamente linear de aumento do COP com a adição de nanopartículas, a literatura aponta que, em aplicações práticas, esse comportamento tende a apresentar um limite. Assim, para cada sistema de refrigeração existe uma concentração ótima de nanopartículas, na qual o ganho térmico é maximizado sem que os efeitos adversos associados ao aumento da viscosidade e das perdas de carga comprometam o desempenho global do ciclo.

A Tabela 9 e a Figura 25 demonstram as alterações do COP no ciclo de baixa e alta temperatura:

Tabela 9 – Variações do COP de alta e baixa temperatura em função da fração mássica

Testes	Fração mássica	COP CO ₂	COP NH ₃	Aumento do COP CO ₂ em relação ao fluido puro	Aumento do COP NH ₃ em relação ao fluido puro
1	0,00%	2,707	3,636	-	-
2	0,05%	2,883	3,697	6,50%	1,68%
3	0,10%	3,065	3,755	13,22%	3,27%
4	0,15%	3,255	3,809	20,24%	4,76%
5	0,20%	3,453	3,861	27,56%	6,19%
6	0,25%	3,660	3,911	35,21%	7,56%
7	0,30%	3,876	3,958	43,18%	8,86%
8	0,35%	4,102	4,004	51,53%	10,12%
9	0,40%	4,340	4,047	60,33%	11,30%
10	0,45%	4,590	4,089	69,56%	12,46%
11	0,50%	4,852	4,129	79,24%	13,56%

Fonte: Pesquisa direta (2026)

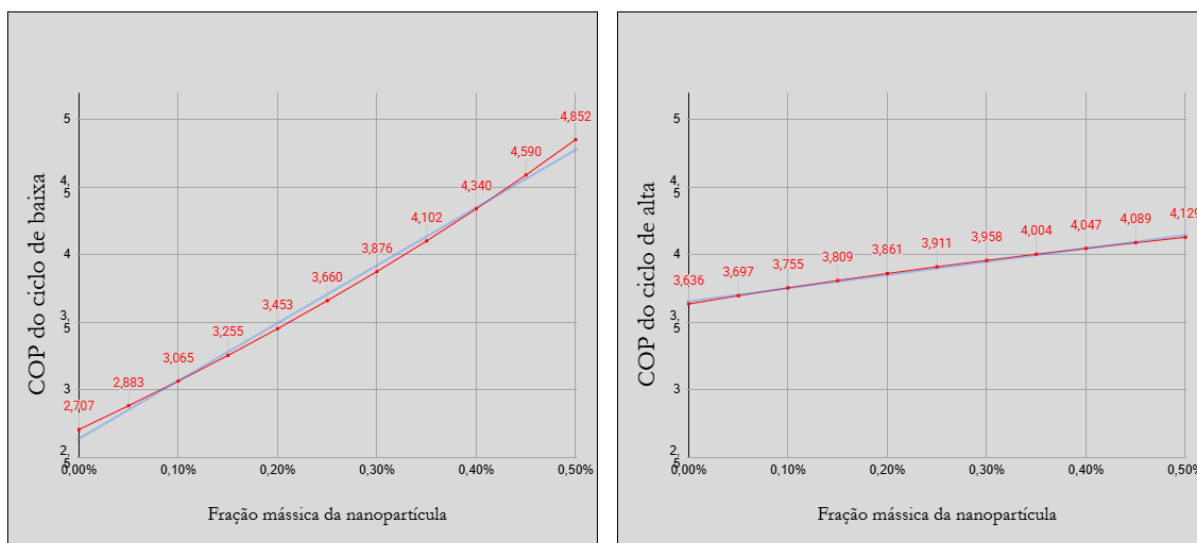


Figura 25: Gráfico do COP do ciclo de alta e de baixa temperatura em função da fração mássica de nanopartícula
Fonte: Pesquisa direta (2026)

Observa-se, pela Tabela 9 e a Figura 25, que em ambos os ciclos, de baixa e alta pressão e temperatura, há também um aumento do COP. Contudo, o impacto é significativamente maior no ciclo de baixa temperatura, o que se é esperado, já que neste ciclo ocorre a modificação direta das propriedades do fluido de trabalho.

Analisando os valores apresentados na Tabela 9, verifica-se que o COP do ciclo de baixa temperatura (CO_2) passa de 2,707 para 4,852 quando a fração mássica de nanopartículas aumenta de 0% para 0,5%, representado um aumento de 79,24%. Este ganho evidencia que a presença de nanopartículas contribui significativamente para a melhoria do desempenho térmico do evaporador de baixa temperatura.

No ciclo de alta temperatura (NH_3), o aumento do COP é mais discreto. Os valores variam de 3,636 para 4,129, representando um ganho de 13,56%. Este comportamento ocorre pois o ciclo de alta temperatura não recebe diretamente a adição das nanopartículas, sendo impactado apenas de forma indireta pelas alterações nas condições de operação do trocador intermediário do sistema em cascata.

4.4 Análise da potência de compressão em função da fração mássica

As variações referentes a potência dos compressores do sistema em cascata são mostradas a seguir na Figura 26 e na Tabela 10:

Tabela 10 - Variação da potência dos compressores em função da fração mássica

Testes	Fração mássica	Wtotal (kW)	W CO2 (kW)	Diminuição da potência total em relação ao fluido puro	Diminuição da potência do compressor do ciclo de baixa em relação ao fluido puro
1	0,00%	6,445	3,6940	-	-
2	0,05%	6,174	3,4690	-4,20%	-6,09%
3	0,10%	5,926	3,2620	-8,05%	-11,69%
4	0,15%	5,697	3,0720	-11,61%	-16,84%
5	0,20%	5,486	2,8960	-14,88%	-21,60%
6	0,25%	5,289	2,7320	-17,94%	-26,04%
7	0,30%	5,106	2,5800	-20,78%	-30,16%
8	0,35%	4,935	2,4380	-23,43%	-34,00%
9	0,40%	4,775	2,3040	-25,91%	-37,63%
10	0,45%	4,625	2,1790	-28,24%	-41,01%
11	0,50%	4,483	2,0610	-30,44%	-44,21%

Fonte: Pesquisa Direta (2026)

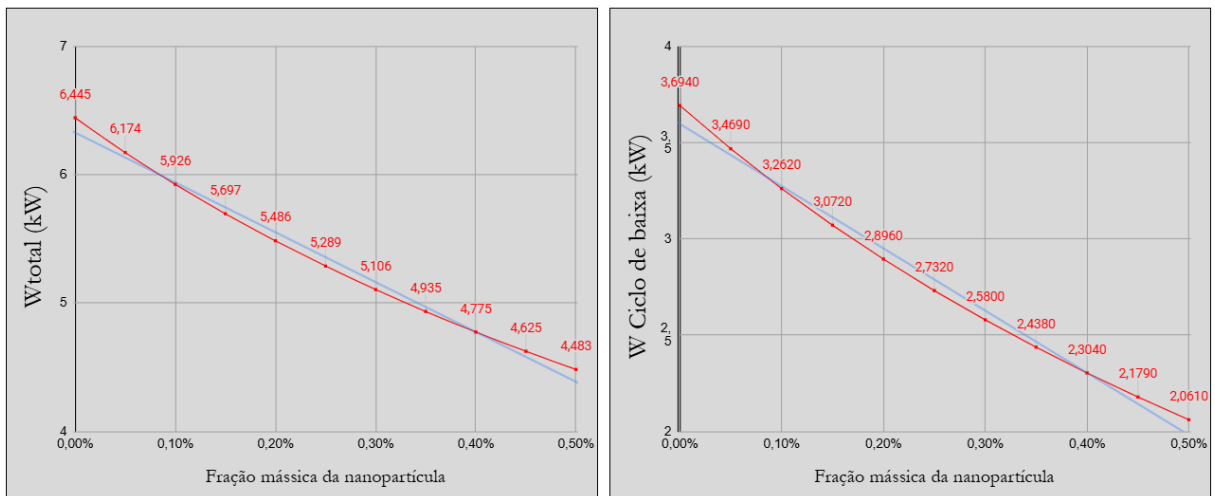


Figura 26: Gráfico comparativo da variação da potência em função da fração mássica de nanopartículas

Fonte: Pesquisa direta (2026)

A Tabela 10 e a Figura 26 apresentam a variação da potência requerida pelos compressores do sistema de refrigeração em cascata em função do aumento da fração mássica de nanopartículas adicionadas ao fluido de trabalho. Observa-se que, com o aumento da concentração de nanopartículas, ocorre uma redução gradual da potência necessária para o funcionamento do sistema.

Inicialmente, para o fluido puro, a potência total requerida pelo sistema é de 6,445 kW. À medida que a fração mássica de nanopartículas aumenta, esse valor diminui progressivamente, atingindo 4,483 kW para a concentração de 0,50%, o que representa uma

redução aproximada de 30,44% em relação à condição inicial. Essa tendência também pode ser observada na Figura 26, onde a potência apresenta comportamento decrescente com o aumento da concentração de nanopartículas.

Esse comportamento pode ser explicado pela melhoria no processo de transferência de calor no evaporador do ciclo de baixa temperatura, proporcionada pelo aumento da condutividade térmica do nanofluido. Com uma troca térmica mais eficiente, o fluido consegue absorver calor de forma mais eficaz, aumentando a capacidade frigorífica do sistema sem exigir aumento proporcional do trabalho de compressão.

Além disso, como será observado posteriormente na análise da vazão mássica, a adição de nanopartículas resulta em redução da vazão mássica do fluido circulante no sistema. Como o trabalho realizado pelo compressor está diretamente relacionado à quantidade de massa que precisa ser comprimida, a diminuição da vazão mássica contribui para a redução da potência requerida pelo compressor.

No caso específico do ciclo em cascata simulado, a redução da potência é mais significativa no compressor do ciclo de baixa temperatura, uma vez que é nesse ciclo que ocorre a modificação direta das propriedades do fluido de trabalho. Entretanto, devido ao acoplamento térmico entre os ciclos por meio do trocador intermediário, essa melhoria também influencia o ciclo de alta temperatura, contribuindo para a diminuição da potência total consumida pelo sistema.

Dessa forma, os resultados apresentados na Tabela 10 e na Figura 26 indicam que a utilização de nanopartículas no fluido de trabalho contribui para reduzir o trabalho de compressão necessário, resultando em menor consumo de energia pelo sistema e, consequentemente, em um aumento da eficiência energética global do ciclo de refrigeração.

4.5 Análise das vazões mássicas de CO₂ e NH₃ em função da fração mássica

A seguir, são apresentados na Figura 27 e na Tabela 11 os resultados das alterações das vazões mássicas dos fluidos refrigerantes atuando no sistema cascata.

Tabela 11 – Variação das vazões mássicas do ciclo de alta e baixa em função da variação de nanopartículas

Testes	Fração mássica	Vazão mássica do fluido do ciclo de baixa (kg/s)	Vazão mássica do fluido do ciclo de alta (kg/s)	diminuição da vazão mássica do fluido do ciclo de baixa	diminuição da vazão mássica do fluido do ciclo de alta
1	0,00%	0,04488	0,01228	-	-
2	0,05%	0,04470	0,01208	-0,40%	-1,63%
3	0,10%	0,04452	0,01190	-0,80%	-3,09%
4	0,15%	0,04436	0,01172	-1,16%	-4,56%
5	0,20%	0,04421	0,01157	-1,49%	-5,78%
6	0,25%	0,04407	0,01142	-1,80%	-7,00%
7	0,30%	0,04394	0,01128	-2,09%	-8,14%
8	0,35%	0,04381	0,01116	-2,38%	-9,12%
9	0,40%	0,04369	0,01104	-2,65%	-10,10%
10	0,45%	0,04358	0,01092	-2,90%	-11,07%
11	0,50%	0,04347	0,01082	-3,14%	-11,89%

Fonte: Pesquisa direta (2026)

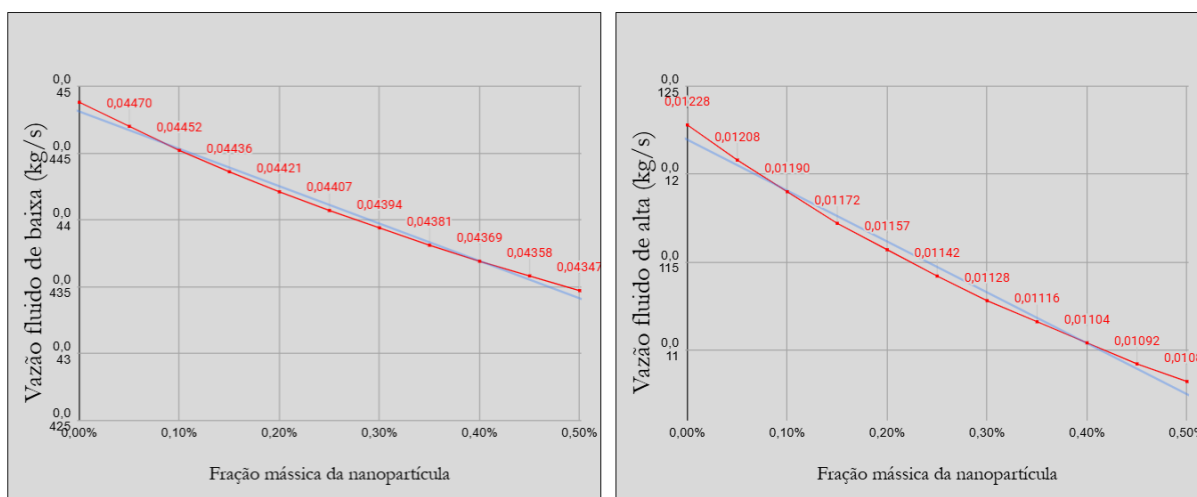


Figura 27: Gráficos da variação da vazão mássica em função da fração mássica de nanopartículas

Fonte: Pesquisa direta (2026)

A Tabela 11 e a Figura 27 apresentam a variação da vazão mássica dos fluidos de trabalho nos ciclos de baixa e alta temperatura em função do aumento da fração mássica de nanopartículas. Observa-se que, à medida que a concentração de nanopartículas aumenta, ocorre uma redução da vazão mássica em ambos os ciclos. No ciclo de baixa temperatura a vazão diminui de 0,04488 kg/s para 0,04347 kg/s, representando uma redução de 3,14% da vazão. Já no ciclo de alta, quando varia a fração mássica de nanopartícula de 0% para 0,5%, ocorre a redução de 11,89% de vazão mássica do fluido refrigerante, sendo a alteração de 0,01228 kg/s para 0,01082 kg/s.

Esse comportamento pode ser compreendido a partir da equação da capacidade frigorífica expressa como o produto entre a vazão mássica e a variação da entalpia no evaporador, representada pela equação 16. Quando o sistema apresenta melhoria na transferência de calor, a quantidade de energia transportada por unidade de massa tende a aumentar, reduzindo a vazão mássica necessária para manter o balanço energético.

Além disso, como o sistema analisado é um ciclo de refrigeração em cascata, as alterações no ciclo de baixa temperatura afetam diretamente o comportamento do ciclo de alta temperatura por meio do trocador de calor intermediário. Dessa forma a redução da carga térmica transferida entre os ciclos contribui para a diminuição da vazão mássica também no ciclo de alta temperatura.

Com isso, as reduções observadas referentes as vazões mássicas indicam uma melhoria no transporte de energia térmica no sistema, evidenciando que a adição do nanopartículas permite que o ciclo opere com menor circulação de fluido para produzir o mesmo efeito frigorífico, contribuindo para a melhoria da eficiência global do sistema.

4.6 Análise da taxa de calor do condensador em função da variação da fração mássica

Abaixo são apresentados os resultados referentes ao calor rejeitado no condensador, representado pela Tabela 12 e a Figura 28.

Tabela 12 – Variação do calor rejeitado no condensador em função da fração mássica de nanopartículas

Testes	Fração mássica	Calor rejeitado no condensador (kW)	Redução do calor rejeitado no condensador
1	0,00%	16,440	-
2	0,05%	16,170	-1,64%
3	0,10%	15,930	-3,10%
4	0,15%	15,700	-4,50%
5	0,20%	15,490	-5,78%
6	0,25%	15,290	-7,00%
7	0,30%	15,110	-8,09%
8	0,35%	14,940	-9,12%
9	0,40%	14,780	-10,10%
10	0,45%	14,620	-11,07%
11	0,50%	14,480	-11,92%

Fonte: Pesquisa direta (2026)

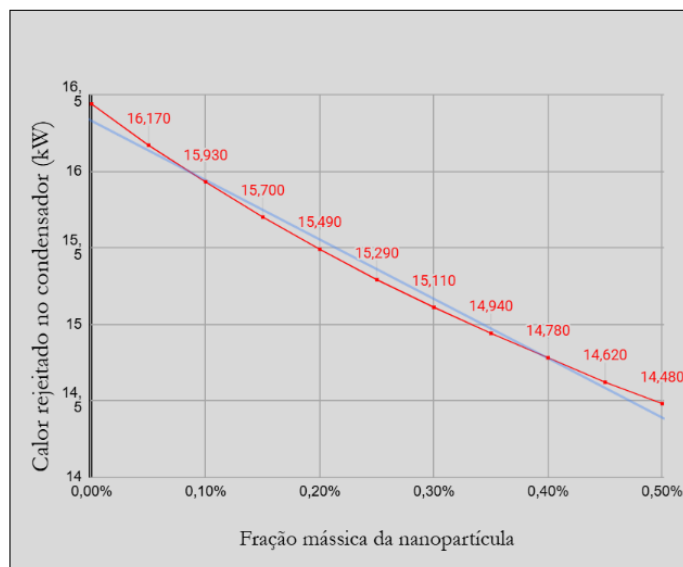


Figura 28: Gráfico do calor rejeitado no condensador em função da adição de nanopartículas
Fonte: Pesquisa direta (2026)

A Tabela 12 e a Figura 28 apresentam a variação do calor rejeitado no condensador em função da fração mássica de nanopartículas adicionadas ao fluido de trabalho. A partir dos resultados obtidos, observa-se uma redução progressiva do calor rejeitado no condensador à medida que aumenta a concentração de nanopartículas no sistema. Inicialmente, para o fluido puro, o calor rejeitado no condensador apresenta valor de 16,4 kW e com a adição gradual de nanopartículas, esse valor passa a diminuir continuamente, atingindo 14,48 kW, o que representa uma redução aproximada de 11,92% em relação à condição inicial.

A redução do calor rejeitado no condensador ocorre porque a adição de nanopartículas melhora a eficiência térmica do ciclo, alterando as variações de entalpia ao longo do sistema. Como o calor rejeitado no condensador é definido pela diferença de entalpia do fluido entre a entrada e a saída desse componente, qualquer alteração nas propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho influencia diretamente esse valor.

Este efeito está associado ao aumento da massa específica do nanofluido. Com maior massa específica, o volume específico do fluido diminui, o que altera o comportamento termodinâmico do ciclo, como o trabalho do compressor que está relacionado ao volume específico do fluido na sucção. Com uma redução desse volume específico, pode-se levar a menores variações energéticas associadas ao processo de compressão e pode reduzir a variação de entalpia ao longo da compressão.

Além disso, adição de nanopartículas ao fluido tende a aumentar a condutividade térmica do nanofluido. Esse aumento melhora a eficiência do processo de transferência de calor

no evaporador do ciclo de baixa temperatura. Com uma troca térmica mais eficiente, o fluido consegue absorver calor do ambiente refrigerado de forma mais eficaz, aumentando a capacidade frigorífica do sistema. Como consequência, a energia total que precisa ser dissipada no condensador tende a diminuir, fazendo o ciclo operar de maneira mais eficiente do ponto de vista energético.

4.7 Análise da capacidade específica de refrigeração em função da variação da fração mássica

Os resultados de variação da capacidade específica de refrigeração são demonstrados a seguir na Tabela 13 e Figura 29.

Tabela 13 - Variação da capacidade específica de refrigeração em função da fração mássica

Testes	Fração mássica	q _{eva}	Aumento do q _{eva} em relação ao fluido puro
1	0,00%	222,80	-
2	0,05%	223,70	0,40%
3	0,10%	224,60	0,81%
4	0,15%	225,40	1,17%
5	0,20%	226,20	1,53%
6	0,25%	226,90	1,84%
7	0,30%	227,60	2,15%
8	0,35%	228,20	2,42%
9	0,40%	228,90	2,74%
10	0,45%	229,50	3,01%
11	0,50%	230,00	3,23%

Fonte: Pesquisa direta (2026)

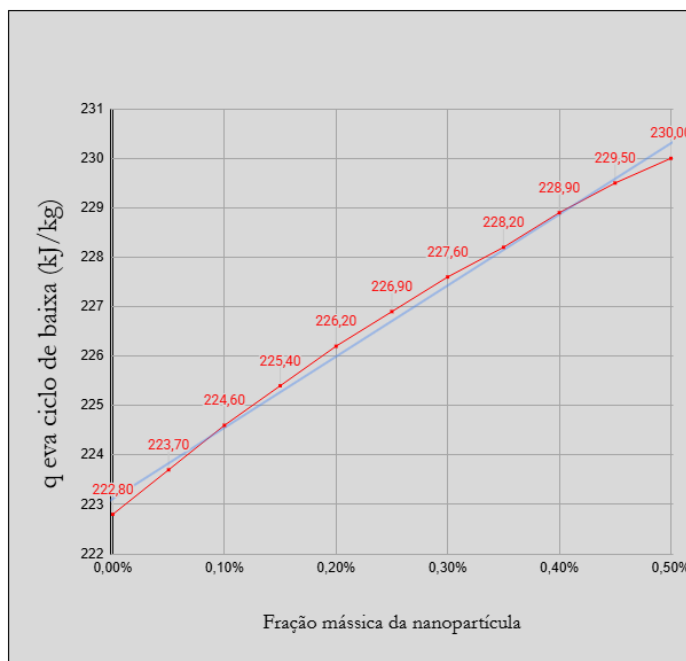


Figura 29: Gráfico comparativo da variação da capacidade específica de refrigeração em função da fração mássica de nanopartículas
Fonte: Pesquisa direta (2026)

Ao analisar a Tabela 13 e a Figura 29, é possível verificar que a capacidade específica de refrigeração do ciclo de baixa temperatura aumenta à medida que se aumenta a quantidade dispersa de nanopartícula no fluido. Como já discutindo anteriormente nesta monografia, a adição de partículas metálicas no fluido melhora a condutividade térmica do fluido, portanto a troca térmica é facilitada, aumentando a capacidade específica de refrigeração do ciclo.

O gráfico apresentado na Figura 29 corrobora esta afirmativa, uma vez que se pode inferir que há uma tendência ascendente da capacidade específica frigorífica em função do aumento de nanopartículas no fluido de trabalho.

Dos resultados obtidos, ao aumentar em 0,05% a fração mássica de nanopartículas, foi possível atingir uma capacidade específica de refrigeração igual a 230,0 kJ/kg, representando um aumento de 3,23% quando comparado ao ciclo funcionando com o refrigerante puro.

Observa-se, contudo, que a taxa de incremento da capacidade frigorífica decresce com o aumento da fração mássica. Esse comportamento está associado ao fato de que o aumento da condutividade térmica de nanofluidos tende a saturar em concentrações mais elevadas, como destacado por Eastman *et al.* (2001).

5 CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

Neste capítulo, apresenta-se as conclusões referentes ao estudo, bem como recomendações para futuros trabalhos relacionados ao tema abordado.

5.1 Conclusão

O presente trabalho analisou a influência da adição de nanopartículas de óxido de alumínio (Al_2O_3) ao fluido refrigerante no desempenho termodinâmico de um sistema de refrigeração em cascata operando com dióxido de carbono (CO_2) no ciclo de baixa temperatura e amônia (NH_3) no ciclo de alta. Para viabilizar essa análise, foi desenvolvido um código no *software Engineering Equation Solver* (EES), a fim de simular o ciclo e obter resultados oriundos deste sistema, como trabalho de compressão, capacidade frigorífica específica e coeficiente de desempenho (COP).

Os resultados obtidos indicam que a adição de nanopartículas ao fluido de trabalho do ciclo de baixa temperatura promove melhorias significativas no desempenho do sistema. Observou-se um aumento expressivo no coeficiente de desempenho (COP), principalmente no ciclo de baixa temperatura, onde os valores passaram de 2,707 para 4,852 quando a fração mássica de nanopartículas foi elevada de 0% para 0,50%. Esse comportamento evidencia que a presença das nanopartículas contribui para a melhoria da transferência de calor no evaporador.

No ciclo de alta temperatura, operando com amônia, também foi observado aumento do COP, porém de forma mais moderada. Isso ocorre porque a adição de nanopartículas é realizada apenas no ciclo de baixa temperatura, sendo o ciclo de alta impactado indiretamente pelas alterações nas condições térmicas do trocador intermediário do sistema em cascata.

Outro resultado relevante foi a redução da potência requerida pelos compressores do sistema. Os resultados mostraram que a potência total consumida apresentou uma redução de aproximadamente 30,44% para a maior fração mássica analisada. Esse comportamento está associado à melhoria da eficiência da transferência de calor e à consequente redução da vazão mássica necessária para transportar a mesma quantidade de energia térmica no sistema.

De forma consistente com esse comportamento, também foi observada redução da vazão mássica dos fluidos de trabalho nos ciclos de baixa e alta temperatura. A melhoria no transporte de energia proporcionada pelas nanopartículas permite que cada unidade de massa do fluido transporte maior quantidade de energia térmica, reduzindo a quantidade de fluido necessária para manter o balanço energético do sistema.

Além disso, os resultados demonstraram uma diminuição do calor rejeitado no condensador com o aumento da fração de nanopartículas. Essa redução está relacionada à melhoria da eficiência global do ciclo, uma vez que maior parcela da energia fornecida ao sistema é convertida em efeito frigorífico útil, reduzindo a quantidade de energia dissipada para o ambiente.

De maneira geral, os resultados obtidos demonstram que a utilização de nanopartículas de Al_2O_3 no fluido de trabalho do ciclo de baixa temperatura apresenta potencial significativo para melhorar o desempenho energético de sistemas de refrigeração em cascata. Contudo, a literatura afirma que existe um ponto ótimo de trabalho para cada caso, sendo encontrados dados que as frações mássicas recomendadas para ciclos de refrigeração adotando Al_2O_3 como nanopartícula no fluido são de 0,5% até 0,75%.

Com isso, é importante destacar que os resultados obtidos neste estudo foram baseados em modelagem e simulação computacional, sendo recomendada a realização de estudos experimentais para validar o comportamento observado e avaliar possíveis efeitos adicionais, como o aumento da viscosidade do fluido e as perdas de carga associadas ao escoamento do nanofluido.

5.2 Recomendações

Por fim, recomenda-se como trabalho futuros:

- Estudo dos ciclos cascata utilizando nanopartículas e o impacto energético ao utilizar superaquecimento e sub-resfriamento no ciclo;
- Estudo utilizando outros ciclos e nanopartículas no ciclo cascata;
- O estudo para encontrar o valor ideal de utilização deste ciclo;
- O estudo do impacto econômico e ambiental da utilização de nanorrefrigerantes em sistemas industriais de baixa temperatura.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ABDULKARIM Ahmad H.; TAWFIK Mohsen A.; HASAN Ahmed F. Review Of Improving Energy Efficiency Technologies. **Journal of Environmental Sciences (JES)**, 2021.

AKTAS, M.; BILIR, S.; DEMIR, H. Experimental investigation of the effect of nanoparticle enhanced refrigerant on performance of refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 44, p. 318–329, 2014.

ALAWI, O. A. SIDIK, N. A. C. BERIACHE, M. A review of nanorefrigerants: Notable trends in their application and performance. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 70, p. 138-155, 2015.

ASHRAE. **ANSI/ASHRAE Standard 34 – Designation and Safety Classification of Refrigerants**. Atlanta: ASHRAE, 2022.

BARZA, A.; GUDETA, A. K.; PALANI, S. Nano-refrigerants for sustainable refrigeration: A critical review, **Applied Thermal Engineering**, 2023.

BIGLIA, F. M. Uma revisão sistemática da literatura sobre a utilização de nanofluidos em trocadores de calor. **Brazilian Journal of Development**, 2020.

BITZER. **Boletim de engenharia nº 20: definição do superaquecimento e sub-resfriamento**. São Paulo, 2005.

BRANDÃO, Matheus Marcelino. **Modelagem Numérica De Sistemas De Refrigeração Por Compressão De Vapor**. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2008.

CASTRO, Edgar Santos. **Sistemas De Refrigeração: Análise De Funcionamento De Dois Sistemas De Refrigeração Similares, Funcionando Com Fluidos Refrigerantes Diferentes Aplicados Em Duas Câmaras Frigoríficas**. 2021. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário do Sul de Minas, 2021.

CARLESSO, Cristiano Lucas; DUTRA, Elienai Josias Brum; Rosa, Josimar Souza, **Desenvolvimento De Uma Bancada Didática De Um Ciclo De Refrigeração Por Compressão De Vapor**. 2020, Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) Universidade Feevale, Novo Hamburgo, 2020.

CASSETTI JÚNIOR, William Barbosa. **Otimização do sistema energético e ambiental de um sistema de refrigeração por compressor de vapor a partir de novos fluidos refrigerantes**. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, “s,d”.

CAVALCANTI, Janailson Oliveira, Eficiência De Uma Unidade De Refrigeração Por Compressão De Vapor. 2005. **XXXIII – Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia**, 2005.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: McGraw - Hill, 2013.

CHOI Stephen U. S.; EASTMAN J. A. Enhancing Thermal Conductivity of Fluids with Nanoparticles. **ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition**. San Francisco, CA, 1995.

COSTA, Ennio Cruz. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Editora Blucher, 1982.

EASTMAN, J. A. et al. Anomalous increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles. **Applied Physics Letters**, v. 78, n. 6, p. 718-720, 2001.

FERRAZ, F.; **Apostila De Refrigeração**. 2008. Centro federal de educação tecnológica da Bahia, Santo Amaro, 2008.

DOSSAT, R. J. **Manual de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções**. São Paulo: Hemus, 2004.

GENIÊR, Francielli Silva. **Ciclos De Refrigeração: Conceitos e Estudos De Eficiência**. 2013, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2013.

GRACILIANO Jesue. **A Bela História Da Refrigeração**, 2018. 05 de maio de 2018. Disponível em <<https://jesuegraciliano.wordpress.com/2018/05/05/a-bela-historia-da-refrigeracao/>>. Acesso em 28/11/2025.

HERNÁNDEZ, Jaramillo L. A.; NIETO, Londoño, C.; ZAPATA, Benabith D. Analysis of working nanofluids for a refrigeration system. **Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia**, n. 80, p. 141-149, 2016.

IPCC, Intergovernmental Panel On Climate Change. **Climate Change 2021: The Physical Science Basis (AR6)**. Genebra: IPCC, 2021.

LOPES, Daniel de Araújo. **Análise De Um Ciclo De Refrigeração Em Cascata, De Dois Estágios Para Diferentes Fluidos Refrigerantes**, 2023, Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte – UFRN, Natal, 2023.

MENEGHETTI, Carlos Renato. **Estratégias De Controle Em Câmara De Refrigeração Por Compressão De Vapor**, 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual De Campinas Faculdade De Engenharia Agrícola, Campinas, 2009.

MATOS, R. S. **Apostila de refrigeração e climatização**. Curitiba: Universidade Federal do Paraná, 2009.

MESSINEO, A. Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System. **Energy Procedia**, p. 56–65, 2012.

OJEDA, Frank Wiliam Adolfo Blanco. **Avaliação Experimental De Fluidos Refrigerantes Alternativos ao R134a em um Ciclo De Refrigeração Cascata Com CO₂**. 2021. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2021.

OUADHA, A. et al. Performance comparison of cascade and two-stage refrigeration cycles using natural refrigerants. **The 22nd International Congress of Refrigeration**, 2007.

PRUZAESKY, Frank Chaviano; TICONA, Epifanio Mamani; BRAGA, Sergio Leal. **Nova Solução Para Fluidos Secundário Em Refrigeração**. Pontifício Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.

SAIDUR, R.; LEONG, K.Y., MOHAMMED, H.A. **A review on applications and challenges of nanofluids**. 2011.

SALVADOR, Kelvin Henrique. **Análise De Desempenho De Um Sistema De Refrigeração De Uma Planta Frigorífica Industrial**. Orientador: Prof. Dr. Jean Monteiro de Pinho. Co-orientador: Prof. Dr. Carlor Boabaid Neto. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Instituto de Santa Catarina. Xanderê, 2022

SANTOS, Guilherme Rosario, 2022. **Estudo Experimental de Escoamento Bifásico Líquido-Vapor Denso em um Ciclo de Compressão a Vapor em Cascata Modificado com Fluido Refrigerante R410A** – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2022.

SILVA, Marcelino Nascimento. **Eficiência Energética Em Sistemas De Refrigeração Industrial E Comercia**, 2005. Trabalho elaborado no âmbito do contrato realizado entre a ELETROBRÁS/PROCEL e o consórcio EFFICIENTIA/FUPAI, 2005.

STANFIELD, Carter; SKAVES, David. **Fundamentals of Hvacr**, 3. ed., Pearson, 2016.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar-Condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill, 1985.

TASSINI, Jussara Oliveira. **Eficiência Energética Em Sistemas De Refrigeração Industrial: Estudo de caso**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Guaratinguetá, 2012

USTAOGLU, Abid et al. Performance optimization and parametric evaluation of the cascade vapor compression refrigeration cycle using Taguchi and ANOVA methods. **Applied Thermal Engineering**, 2020.