



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP**

**ESCOLA DE MINAS**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**



**TIAGO MARCOS DE SOUZA ARAÚJO**

**EQUACIONAMENTO TERMODINÂMICO E ANÁLISE DE  
DESEMPENHO DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO CASCATA DE  
SUPERMERCADOS**

**OURO PRETO - MG  
2021**

**TIAGO MARCOS DE SOUZA ARAÚJO**

**tiagocemig@gmail.com.br**

**EQUACIONAMENTO TERMODINÂMICO E ANÁLISE DE  
DESEMPENHO DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO CASCATA DE  
SUPERMERCADOS**

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.

**Professor orientador:** DSc. Luís Antônio Bortolaia

**OURO PRETO – MG**

**2021**

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

A663e Araújo, Tiago Marcos De Souza.

Equacionamento termodinâmico e análise de desempenho de ciclos de refrigeração cascata de supermercados. [manuscrito] / Tiago Marcos De Souza Araújo. - 2021.

45 f.: il.: color., gráf., tab..

Orientador: Prof. Dr. Luís Antônio Bortolaia.

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

1. Software - Desenvolvimento - Sistema Cascata. 2. Refrigeração. 3. Supermercados. I. Bortolaia, Luís Antônio. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU 621

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

06/01/2022 08:48

SEI/UFOP - 0265078 - Folha de aprovação do TCC



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO  
REITORIA  
ESCOLA DE MINAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA



### FOLHA DE APROVAÇÃO

**Tiago Marcos de Souza Araújo**

**Equacionamento termodinâmico e análise de desempenho de ciclos de refrigeração cascata de supermercados**

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 14 de dezembro de 2021

Membros da banca

DsC. Luís Antônio Bortolaia - Orientador (Universidade Federal de Ouro Preto)  
DsC. Edson Alves Figueira Júnior (Universidade Federal de Ouro Preto)  
DsC. Luiz Joaquim Cardoso Rocha (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 06/01/2022



Documento assinado eletronicamente por **Luís Antonio Bortolaia, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 06/01/2022, às 08:48, 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](http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **0265078** e o código CRC **C3189128**.

Referência: Caso responda este documento, indicar expressamente o Processo nº 23109.000197/2022-98

SEI nº 0265078

R. Diogo de Vasconcelos, 122, - Bairro Pilar Ouro Preto/MG, CEP 35400-000 Telefone:  
(31)3559-1533 - [www.ufop.br](http://www.ufop.br)

[https://sei.ufop.br/sei/controlador.php?acao=documento\\_imprimir\\_web&acao\\_origem=arvore\\_visualizar&id\\_documento=294630&infra\\_sistema=1...](https://sei.ufop.br/sei/controlador.php?acao=documento_imprimir_web&acao_origem=arvore_visualizar&id_documento=294630&infra_sistema=1...)

A Deus por mais esta etapa vencida e a meus pais por todo apoio.

Agradeço meus amigos da Engenharia Mecânica e professores por todo o suporte.

## **AGRADECIMENTO**

A Deus, por ter me apoiado em todos os momentos, iluminando e fazendo acreditar que tudo é possível.

Ao meu orientador Luís Antônio Bortolaia, pelo incentivo e orientação neste trabalho.

Aos professores do curso de engenharia mecânica por suas importantes contribuições para meu aprimoramento estudantil e pessoal.

Aos meus pais Eleo e Vera, por me amarem e sempre estarem comigo nos bons e maus momentos. São, para mim, exemplos de bondade e honestidade.

Ao meu irmão Rafael por ser meu melhor amigo e apoio nos desafios diários.

A minha namorada Aline, por me inspirar a melhorar sempre e ser um amor em pessoa.

Por fim, aos meus amigos Luann, Marcos e Valber pela amizade e suporte nos estudos diários.

*“Minha fé vai me levar onde o impossível torna-se real.”*

Mariana Valadão

## RESUMO

O objetivo do presente trabalho é analisar ciclos cascata com aplicação em supermercados utilizando o refrigerante R744 (CO<sub>2</sub>) como fluido para o ciclo de baixa temperatura e o refrigerante R134a para o ciclo de alta temperatura. Foram analisados dois estudos de caso, realizando-se o equacionamento matemático dos ciclos aplicando-se os balanços de massa e energia, e desenvolvendo dois códigos computacionais específicos no software Engineering Equation Solver – EES. No primeiro estudo de caso determinou-se os parâmetros de desempenho do ciclo cascata de R744 e R134a, realizando na sequência um estudo de sensibilidade da influência da variação da temperatura do evaporador de média temperatura e da eficiência dos compressores nas grandezas do ciclo. No segundo estudo de caso, usando de valores reais da literatura, conseguiu-se determinar as propriedades dos fluidos refrigerantes nos pontos do ciclo, as taxas de transferência de calor nos trocadores de calor cascata e condensadores e vazões mássicas. No quesito ambiental, a mitigação da degradação da camada de ozônio e o potencial de aquecimento global é um ponto de alta relevância atual devido à utilização de fluidos refrigerantes em sistemas frigoríficos. Os fluidos refrigerantes de baixo impacto ambiental devem ter a sua utilização maximizada.

**Palavras-chave:** Sistema Cascata, Refrigeração, Simulação Computacional, Supermercados.

## ABSTRACT

*The objective of the present work is to analyze cascade cycles with application in supermarkets using the refrigerant R744 (CO<sub>2</sub>) as a fluid for the low temperature cycle and the refrigerant R134a for the high temperature cycle. Two case studies were analyzed, performing the mathematical equation of the cycles applying mass and energy balances, and developing two specific computational codes in the Engineering Equation Solver – EES software. In the first case study, the performance parameters of the cascade cycle of R744 and R134a were determined, subsequently carrying out a sensitivity study of the influence of the variation in the temperature of the medium temperature evaporator and the efficiency of the compressors on the magnitudes of the cycle. In the second case study, using real values from the literature, it was possible to determine the properties of refrigerant fluids at the points of the cycle, the heat transfer rates in cascade heat exchangers and condensers, and mass flow rates. In the environmental aspect, the mitigation of the degradation of the ozone layer and the potential for global warming is a point of high relevance today due to the use of refrigerant fluids in refrigeration systems. Low environmental impact refrigerants should have their use maximized.*

**Keywords:** Cascade System, Refrigeration, Computer Simulation, Supermarkets

**LISTA DE SIMBOLOS**

CFC	Clorofluorcarbonos
GWP	Potencial de Aquecimento Global
COP	Coefficiente de Performance
HFC	Hidrofluorcarboneto
CFC	Clorofluorocarboneto
HTC	Circuito de Alta Temperatura
LTC	Circuito de Baixa Temperatura
$Q_L$	Carga de Refrigeração
$T_E$	Temperatura de Evaporação
$Q_H$	Fluxo de Calor
$T_C$	Temperatura de Condensação
HCFC	Hidroclorofluorocarboneto
ODP	Potencial de Destruição da Camada de Ozônio
UV-B	Raio Ultravioleta tipo B
MT	Média Temperatura
LT	Baixa Temperatura
VExp	Dispositivo de Expansão
$\dot{Q}_{evap}$	Taxa de transferência de calor do evaporador
$\dot{m}$	Vazão em massa
h	Entalpia
$\dot{W}_{comp}$	Potência do compressor
DTTC	Diferença de Temperatura no Trocador Cascata
P	Pressão
x	Título

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.....	5
Figura 2: Sistema de refrigeração em cascata .....	7
Figura 3: Procedimento metodológico .....	14
Figura 4: Esquema representativo do sistema cascata no Extra Hipermercado .....	17
Figura 5: Sistema de R134a.....	18
Figura 6: Sistema R744.....	19
Figura 7: Taxa de transferência de calor no condensador.....	24
Figura 8: Taxa de transferência de calor no trocador de calor cascata .....	25
Figura 9: Capacidade de refrigeração .....	26
Figura 10: Influência da eficiência dos compressores no COP do ciclo.....	26
Figura 11: Potência dos compressores para R134a .....	27
Figura 12: Potência dos compressores para R744 .....	28
Figura 13: Equacionamentos computacionais no Engineering Equation Solver – Parte 1 .....	30
Figura 14: Equacionamentos computacionais no Engineering Equation Solver – Parte 2.....	31
Figura 15: Resultados dos equacionamentos no Engineering Equation Solver .....	32
Figura 16: Esquema representativo do sistema cascata no Supermercado Verdemar .....	33
Figura 17: Sistema de CO <sub>2</sub> .....	34
Figura 18: Sistema Propileno glicol.....	35
Figura 19: Sistema R134a (B) .....	37
Figura 20: Sistema R134a (A) .....	38

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 1: Variáveis e Indicadores.....	15
Tabela 2: Balanço de energia no sistema global.....	19
Tabela 3: Balanço de massa .....	20
Tabela 4: Dados de entrada para a realização dos cálculos.....	20
Tabela 5: Resultados para o ciclo R744.....	21
Tabela 6: Resultados para o ciclo R134a .....	21
Tabela 7: Influência da Temperatura do evaporador de média no R134a .....	22
Tabela 8: Influência da Temperatura do condensador de média no R744.....	22
Tabela 9: Influência da eficiência dos compressores de R744 na vazão mássica .....	28
Tabela 10: Influência da eficiência dos compressores de R134a na vazão mássica .....	29
Tabela 11: Balanço de energia no sistema CO <sub>2</sub> .....	34
Tabela 12: Balanço de massa no sistema CO <sub>2</sub> .....	35
Tabela 13: Balanço de energia no sistema de Propileno Glicol .....	36
Tabela 14: Balanço de massa no sistema de Propileno Glicol .....	36
Tabela 15: Balanço de energia no sistema de R134a(B).....	37
Tabela 16: Balanço de massa no sistema de R134a(B) .....	38
Tabela 17: Balanço de energia no sistema de R134a(A) .....	39
Tabela 18: Balanço de massa no sistema de R134a(A) .....	39
Tabela 19: Valores de entrada para o sistema de R744 .....	39
Tabela 20: Valores de entrada para o sistema de Propileno Glicol .....	39
Tabela 21: Valores de entrada para os sistemas A e B de R134a.....	40
Tabela 22: Pressões no ciclo.....	40
Tabela 23: Taxa de transferência de calor nos trocadores cascata e condensadores .....	41
Tabela 24: Vazões mássicas no ciclo .....	41

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	Formulação do Problema .....	1
1.2	Justificativa .....	3
1.3	Objetivos .....	3
1.3.1	Geral.....	3
1.3.2	Específicos .....	3
1.4	Estrutura do Trabalho .....	4
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>5</b>
2.1	Ciclo de Refrigeração ideal por compressão de vapor .....	5
2.1.1	Coeficiente de performance do ciclo .....	6
2.2	Sistema em cascata .....	6
2.2.1	Descrição do sistema em cascata.....	6
2.2.2	Funcionamento do sistema em cascata .....	7
2.3	Eficiência energética.....	8
2.4	Questão ambiental .....	8
2.4.1	Protocolo de Montreal.....	9
2.4.2	Protocolo de Kyoto .....	9
2.4.3	Aquecimento Global e efeito estufa .....	10
2.4.4	Camada de Ozônio.....	10
2.5	Fluidos refrigerantes .....	11
2.5.1	R744.....	11
2.5.2	R134a .....	11
2.5.3	Propileno glicol .....	11
2.6	Considerações finais do capítulo .....	12
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>13</b>
3.1	Tipo de pesquisa.....	13
3.2	Materiais e Métodos .....	13
3.3	Variáveis e Indicadores.....	14
3.4	Instrumento de coleta de dados .....	15
3.5	Tabulação dos dados.....	15
3.6	Considerações Finais do capítulo .....	15

<b>4</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>16</b>
4.1	Definição do ciclo para o estudo de caso 1.....	16
4.1.1	Equacionamento do ciclo cascata 1 .....	17
4.1.2	Dados de entrada .....	20
4.1.3	Código no Engineering Equation Solver .....	29
4.2	Definição do ciclo para o estudo de caso 2.....	32
4.2.1	Equacionamento do ciclo cascata 2 .....	33
4.2.2	Base de dados e resultados .....	39
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>42</b>
	<b>REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>43</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Formulação do Problema

O ciclo de refrigeração tem uma importante função numa sociedade moderna tanto no setor industrial como no doméstico. Esse ciclo também é chamado de ciclo frigorífico, sendo formado por sistemas nos quais um fluido refrigerante sofrerá compressão, evaporação, expansão e condensação, a fim de manter um ambiente refrigerado.

Os fluidos refrigerantes até então usados segundo Barbosa (2016), tais como os CFC's (Clorofluorcarbonos) e halons, possuem um efeito muito nocivo à camada de ozônio. Por causa disso, segundo o mesmo Barbosa (2016), em 1987 foi criado um tratado internacional nomeado Protocolo de Montreal em que países signatários substituiriam substâncias que destruíam a camada de ozônio por outras menos poluentes.

Posteriormente a esse tratado, de acordo com Moreira & Giometti (2007), foi criado o Protocolo de Kyoto em 1997, que visava fixar metas para limitar a poluição pela queima de combustíveis fósseis que causavam o efeito estufa. Porém, para Mendes & Sessa (2016), foi só em 2011 através do Potencial de Aquecimento Global (GWP), que foi mensurado qual a quantidade de gás do efeito estufa que contribuiria para o aumento do aquecimento global. Essa medida proibia, a princípio na Europa, fluidos com o GWP maior do que 150.

O  $CO_2$  (R744), por exemplo, tem o GWP igual a 1 de acordo com Pereira (2010), o que viabilizava seu uso na refrigeração por ser menor do que 150, porém tem um baixo Coeficiente de Performance (COP). Esse COP num sistema de refrigeração avalia a proporção de aquecimento ou resfriamento útil fornecida para o trabalho necessário.

Outro exemplo é a amônia ( $NH_3$ ) que tem seu GWP igual a 0 em concordância com Pereira (2010) e responde bem a altas temperaturas, no entanto é tóxica e inflamável. A mesma, segundo Felix & Cardoso (2004), tem vasta aplicação como fonte de nitrogênio na fabricação de fertilizantes, agente neutralizador na indústria de petróleo e gás de refrigeração devido sua alta eficiência do ciclo.

De acordo com Pereira (2010) o R134a (HFC) foi incorporado no setor automotivo na década de 90, substituindo o R12 (CFC) que possuía cloro. Entretanto com aumento da preocupação com o aquecimento global o R134a não deveria ser utilizado a longo prazo devido seu alto GPW.

Posterior a década de 90 com melhorias no funcionamento do sistema de controle, desempenho nos trocadores de calor e compressores, a tecnologia do  $CO_2$  foi suficiente para

competir com os sistemas até então utilizados pelos R134a e assim sendo mais comumente utilizados (Pereira, 2010).

Em um ciclo frigorífico consoante a Barbosa (2016), ao utilizar o ciclo convencional, que possui apenas um compressor, evaporador, dispositivo de expansão e condensador, apenas um fluido refrigerante poderia ser usado ( $CO_2$  ou  $NH_3$ , por exemplo). Contudo quando existe grandes diferenças de temperatura e pressão num mesmo ambiente, se faz necessário o uso de outro tipo de sistema. Isto ocorre porque em câmaras frigoríficas, alguns produtos nela inseridos devem ser armazenados em temperaturas distintas.

No caso desse tipo de aplicação, para Portilla (2010), que necessita de dois refrigerantes confinados separadamente trabalhando no mesmo ciclo, que mesmo tendo características divergentes juntos aumentam a eficiência do ciclo, é fundamental o uso do sistema em cascata. Esse sistema, em acordo à Portilla (2010), possui duplos compressores, evaporadores, dispositivos de expansão e condensadores. E cada fluido opera mais adequadamente a sua faixa de temperatura e pressão interagindo assim termicamente através de seu condensador e evaporador.

O ciclo em cascata também é importante na questão da eficiência energética, pois no sistema único de acordo com Cavallaro *et al* (2017), as diferenças de altas temperaturas entre as fontes de calor e o condensador não são econômicas e a relação de alta pressão traz uma baixa eficiência volumétrica dos compressores e evidentemente um baixo COP.

No quesito ambiental, para Fernandes (2016), ao se obter maiores eficiências energéticas o consumo elétrico diminuirá fazendo assim com que haja uma redução nas emissões de carbono na atmosfera.

Para Lee *et al* (2006) ao analisar um sistema em cascata com o  $CO_2$  (R744) e  $NH_3$  (R717), sob o ponto de vista termodinâmico, as exigências das normas ambientais são melhores atendidas ao se utilizarem refrigerantes naturais tanto no ciclo de baixa temperatura como no de alta.

Um trabalho experimental realizado por Silva *et al* (2012) relaciona a eficiência energética em dois diferentes sistemas utilizados em aplicações de supermercados. Os resultados obtidos mostram a redução de consumo de energia, entre 13% e 24%, quando se compara o sistema em cascata com o único (sistema de expansão direta).

Um outro fator importante averiguado por Silva *et al* (2012), está relacionado com a carga dos sistemas. O sistema em cascata utiliza menos R744/R717 do que o de expansão única, demonstrando assim que a quantidade de refrigerante influencia diretamente no impacto ambiental e no custo final da operação.

De acordo com Ojeda (2021) o sistema operado pelo R134a será de alta temperatura enquanto o R744 atuará no ciclo de baixa. Desta forma este sistema de refrigeração será avaliado para o conhecimento de suas potencialidades de temperatura e efeitos num ciclo em cascata.

Logo, de acordo com o contexto tem-se a seguinte problemática:

### **Qual o desempenho de ciclos de refrigeração cascata de supermercados?**

## **1.2 Justificativa**

Segundo Cavalcanti & Bezerra (2005), nos sistemas de refrigeração o ciclo ideal de compressão a vapor é o mais utilizado. Sendo que o intuito básico de um sistema frigorífico é manter uma região fria em relação ao meio que se encontra.

O sistema em cascata é definido por combinar mais de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor. Seus ciclos estão em série através da ligação termodinâmica de seu condensador e evaporador. O fato de poder escolher diferentes fluidos refrigerantes, faz com que esse sistema trabalhe em diferentes tipos de pressão e temperatura.

Um fator importante no sistema em cascata é sua eficiência energética pois no sistema de fase única a relação de alta pressão traz uma baixa eficiência volumétrica dos compressores e conseqüentemente um baixo COP, de acordo com Cavallaro *et al* (2017).

No tocante a questão ambiental, a utilização de fluidos com baixos GWP ajudam na diminuição dos gases do efeito estufa e assim atenuam o aquecimento global. E para Fernandes (2016), com maiores eficiências, as emissões de poluentes irão diminuir na natureza.

Diante deste cenário, é essencial o estudo do ciclo de refrigeração para um sistema em cascata em situações que necessitam de dois fluidos refrigerantes distintos no sistema, para uma maior eficiência energética e redução do impacto ambiental no planeta Terra.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Geral**

Analisar um ciclo de refrigeração para um sistema em cascata em dois supermercados.

### **1.3.2 Específicos**

Efetuar um estudo teórico sobre o sistema único;

Realizar um estudo teórico sobre o sistema em cascata e seus efeitos num ciclo de refrigeração;

Realizar o equacionamento termodinâmico de ciclos cascata;

Definir qual a eficiência energética em um sistema de cascata;

Analisar o desempenho de ciclos cascata em dois estudos de caso em supermercados.

#### **1.4 Estrutura do Trabalho**

O trabalho apresentado é dividido em cinco capítulos de forma que o capítulo 1 mostrará uma introdução referente a formulação do problema, justificativa e objetivos. O capítulo 2 exibirá a revisão bibliográfica relativo aos conceitos do sistema em cascata, seu impacto ambiental e eficiência energética. No capítulo 3 apresentará a metodologia aderida ao estudo de caso e a comparação do sistema em cascata com o único. O capítulo 4 os resultados e o 5 a conclusão.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta o ciclo de refrigeração único por compressão a vapor além da comparação com o sistema em cascata. Outro fator a ser entendido é a eficiência energética num sistema em cascata e a questão ambiental referente a este ciclo de refrigeração.

### 2.1 Ciclo de Refrigeração ideal por compressão de vapor

O ciclo ideal por compressão a vapor é constituído por quatro principais componentes, sendo eles o compressor, condensador, dispositivo de expansão e o evaporador, como mostrado na figura 1 abaixo de seu Diagrama de Mollier no plano T-s (temperatura-entropia). Os processos termodinâmicos que estabelecem o ciclo teórico de acordo com Silva (2005) são:

- Processo 1→2: o compressor irá comprimir o vapor saturado, aumentando sua pressão e temperatura, até se transformar em vapor superaquecido;
- Processo 2→3: o condensador irá resfriar o vapor superaquecido, rejeitando o calor a uma pressão constante até se tornar em líquido saturado;
- Processo 3→4: o dispositivo de expansão irá expandir irreversivelmente a entalpia constante a uma baixa pressão e temperatura, que irá aumentar assim sua entropia;
- Processo 4→1: o evaporador irá transferir o calor em uma pressão e temperatura constante, de um vapor úmido até atingir um vapor saturado.

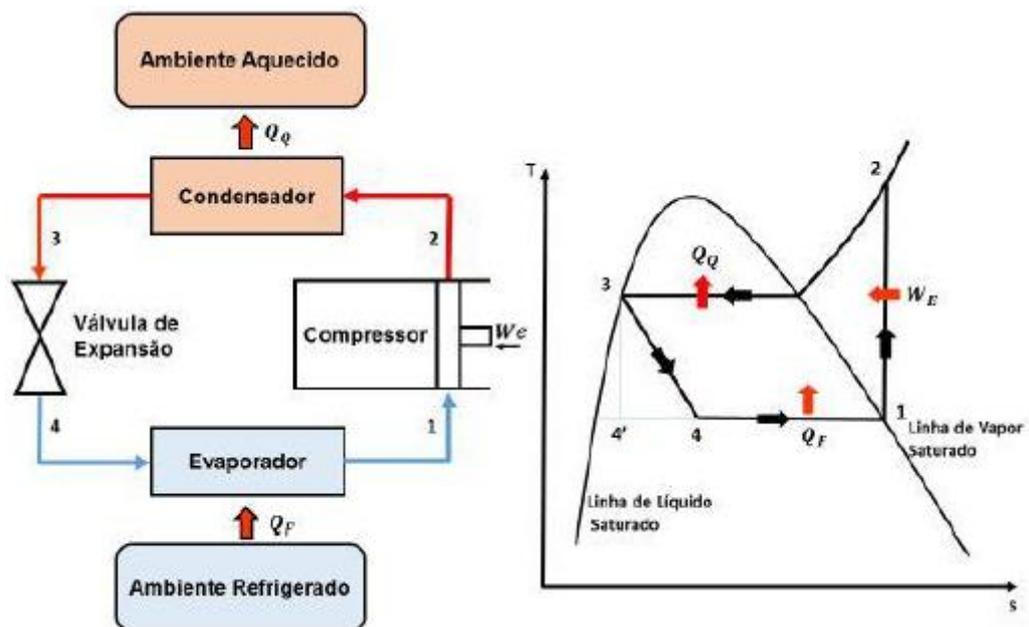


Figura 1: Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor  
Fonte: Çengel & Boles (2006)

### 2.1.1 Coeficiente de performance do ciclo

O coeficiente de performance do ciclo (COP) é um fator na análise das instalações frigoríficas que visa medir no sistema, sua energia útil pela energia gasta. Apesar do COP no ciclo real ser sempre menor do que no ciclo teórico, para as mesmas condições de operação, mesmo assim com o ciclo teórico consegue-se verificar os parâmetros que influenciam no desempenho do sistema (SILVA, 2005). Dessa forma o COP é determinado por:

$$COP = \frac{\text{EnergiaUtil}}{\text{EnergiaGasta}} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

De acordo com a equação (1), sua energia útil será a subtração da entalpia 1 pela entalpia 4 e a energia gasta será a entalpia 2 menos a entalpia 1.

## 2.2 Sistema em cascata

Em um sistema de refrigeração que tenha uma vasta diferença de temperatura e pressão, entre a fonte de calor e o condensador, de acordo com Cavallaro *et al* (2017), o uso de um sistema de refrigeração de fase única não será econômico. Isto porque a relação de alta pressão irá levar a uma baixa eficiência volumétrica dos compressores e por conseguinte baixo COP.

Um outro fator que inviabiliza o uso do sistema único é a utilização de um refrigerante em uma faixa ampla de temperatura ocasionando em diminuição da pressão no evaporador, aumento no volume de sucção e na pressão do condensador. Por esses motivos se fazem necessário o uso do sistema de refrigeração em cascata (CAVALLARO *et al*, 2017).

O sistema em cascata ou binário irá funcionar com dois fluidos refrigerantes confinados separadamente, sendo que cada um irá operar mais corretamente a sua faixa de temperatura e pressão relacionando-se termicamente através de um trocador de calor com dois circuitos de refrigerante independentes (BARBOSA, 2016).

### 2.2.1 Descrição do sistema em cascata

Um desenho esquemático do sistema em cascata CO<sub>2</sub>/R134a foi demonstrado na figura 2. Este sistema consiste de dois circuitos separados, abrangendo um circuito de alta temperatura (HTC) que é o “Ambiente aquecido” e um outro de baixa temperatura (LTC) que é o “Espaço refrigerado frio”. O R134a é utilizado como refrigerante no HTC, enquanto o dióxido de carbono é empregado no LTC (CAVALLARO *et al*, 2017).

Cada sistema de refrigeração consiste em apenas um compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Os dois circuitos são conectados termicamente entre si, através de um condensador em cascata, que atua como um evaporador para o HTC e um condensador para o LTC (CAVALLARO *et al*, 2017).

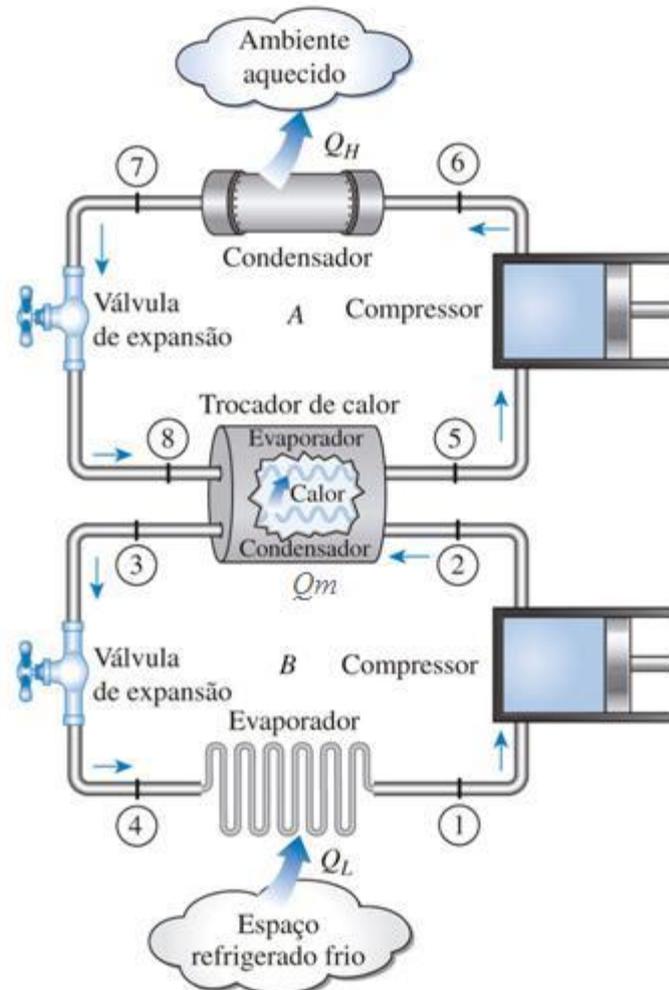


Figura 2: Sistema de refrigeração em cascata  
Fonte: Cavallaro *apud* Çengel (2013)

Outro fator a ser comentado é sobre o fluido R134a que pode ser utilizado em um sistema cascata com o CO<sub>2</sub> no ciclo de altas temperaturas, apesar de possuir um alto GPW (Ojeda, 2021).

### 2.2.2 Funcionamento do sistema em cascata

De acordo com Cavallaro *et al* (2017), o evaporador de LTC irá absorver a carga de refrigeração  $Q_L$  do espaço de resfriamento na temperatura de evaporação  $T_E$ . O condensador no HTC rejeita o fluxo de calor de  $Q_H$  à temperatura de condensação de  $T_C$  para o ambiente que

tem a temperatura de  $T_0$ . O calor transferido do condensador de LTC para o evaporador de HTC no condensador em cascata é igual à soma do calor absorvido pelo evaporador do LTC e a entrada de trabalho para o compressor LTC.

### **2.3 Eficiência energética**

No sistema em cascata em consoante a Barbosa (2016), cada refrigerante é operado em um circuito diferente sendo unidos termicamente apenas por um trocador de calor. Por isto o ganho na eficiência ocorre devido a possibilidade de utilizar ambos os refrigerantes em sua melhor faixa de operação.

Um dos fluidos refrigerantes é o  $\text{CO}_2$  que em um estágio de baixa temperatura é o mais apropriado por possuir densidade, pressão de sucção e taxa de fluxo de massa altos e por conseguinte exigir menor deslocamento volumétrico do compressor auxiliando para a compactação do sistema, eficiência mecânica e eficiência energética do sistema (BARBOSA, 2016).

Outro fluido refrigerante utilizado é a amônia que no estágio de alta temperatura e pressão, pôde-se observar que trabalha a uma temperatura ótima de evaporação, além de ser um refrigerante barato (BANSAL & GETU, 2008).

Uma preocupação com o sistema de refrigeração em cascata é a instalação inicial que é cerca de 10% maior do que uma instalação convencional. Contudo, este custo pode ser compensado com a carga de refrigerante reduzida e inúmeras vantagens ambientais (BANSAL & GETU, 2008).

### **2.4 Questão ambiental**

De acordo com Barbosa (2016), cada vez mais aumenta-se a preocupação com os impactos climáticos e ambientais, o que estimula discussões para que haja uma diminuição na deterioração do planeta. Nesse cenário foram criados acordos em congressos para limitar a destruição da camada de ozônio e o acréscimo do aquecimento global que desejavam limitar a utilização de refrigerantes sintéticos que colaboravam com qualquer um dos dois problemas mencionados ou ambos no mundo inteiro.

Em virtude das exigências definidas, iniciaram estudos para que fluidos refrigerantes CFC's, HCFC's e HFC's com altíssimos ODP (Potencial de Destruição da Camada de Ozônio)

e GWP (Potencial de Aquecimento Global) pudessem ser trocados por refrigerantes naturais com menor potencial de impacto ambiental (BARBOSA, 2016).

#### **2.4.1 Protocolo de Montreal**

Em uma Convenção de Viena em 1985, foi promovido a “Proteção da Camada de Ozônio” que colaborou para o aparecimento do Protocolo de Montreal que visava regularizar a produção e o consumo de substâncias que destruíssem a camada de ozônio, sendo uma delas os HCFC’S e os CFC’s com elevados ODP, sendo assim criado em 1987 e entrado em vigor em 1989 (SILVA, 2009).

O Brasil como signatário criou um plano para eliminar os CFC’s, que já fora eliminado totalmente em 2010 e outro plano para extinguir os HCFC’S até 2040 de acordo com o Ministério do Meio Ambiente. Desta maneira, esse acordo sugere a troca de refrigerantes sintéticos empregados na refrigeração por outros naturais que tenham menores ODP (MOREIRA & GIOMETTI, 2007).

#### **2.4.2 Protocolo de Kyoto**

Para Silva (2009), idealizado inicialmente em Toronto, no Canadá, em 1988 e futuramente criado em Kyoto no Japão em 1997, este tratado internacional pretendia diminuir as emissões de gases poluentes responsáveis pelo aquecimento global e aumento do efeito estufa, entrando em vigor em 2005 tendo o Brasil como signatário.

O objetivo era diminuir em 5% a emissão de gases poluente até 2012, o que não ocorreu, o que fez com que determinassem novas metas para 2020. De acordo com dados divulgados em 2015, foi apontado que entre 2005 e 2012 houve um aumento da emissão mundial destes gases em 16%, mas que se não houvesse o Protocolo de Kyoto as emissões de gases do efeito estufa e impactos em todo mundo teriam sido ainda maiores (BARBOSA *apud* LIMA, 2011).

Estudiosos acreditam que ao cumprirem estas metas propostas, a temperatura global poderá diminuir entre 1,5°C e 5,8°C até o final do século XXI. Desta maneira substâncias como HFC’s, CFC’s, HCFC’s utilizados na refrigeração com altos GWP serão substituídos (BARBOSA *apud* LADEIRA & FILHO, 2011).

### **2.4.3 Aquecimento Global e efeito estufa**

Podemos dizer que há dois tipos de efeito estufa: o natural e o antrópico. O natural é quando há o aquecimento na Terra, essencial para a existência de toda vida e manutenção da água líquida, proporcionado devido a atmosfera no planeta responsável pelo efeito estufa. O antrópico já é quando há a interferência do homem devido o aparecimento de civilizações e o uso muitas vezes desmedido de recursos naturais como o carvão e o petróleo (SILVA & PAULA, 2009).

A energia irradiada do Sol para a Terra é parte absorvida pela superfície terrena, parte refletida também por esta superfície terrestre e a outra parte refletida pela atmosfera. A radiação infravermelha emitida pela Terra, uma parcela vai para a atmosfera ao espaço e a outra parcela é absorvida e reenviada pela atmosfera de volta ao planeta pelas moléculas dos gases estufa, estabelecendo que a temperatura da superfície e atmosfera baixa do planeta conservam-se ideais para a sobrevivência (BARBOSA, 2016).

Na hipótese dos gases estufa estarem com altas emissões e concentrações fora de controle, esse evento pode elevar a temperatura média do planeta gerando danos aos animais, plantas, seres humanos e tantos outros fatores vitais.

### **2.4.4 Camada de Ozônio**

Segundo Barbosa (2016) a camada de ozônio, também nomeada de ozonfera, está reunida em cerca de 90% das moléculas na estratosfera (cerca de 20km a 35km de altitude) e os 10% restantes na troposfera (cerca de 10km a 16 km de altitude). O ozônio que fica na troposfera é apontado como poluente e colabora para o aquecimento global, já o estratosférico tem a finalidade de proteção contra os raios ultravioletas tipo B (UV-B) provenientes da radiação solar.

A ausência desta camada de ozônio deixaria seres humanos, por exemplo, expostos a radiação destes raios ultravioletas que são causadores de feridas na pele, câncer e mutações degenerativas. Sendo assim, funcionando como um agente do sistema imunológico do planeta (SALGADO, 2000).

De acordo com Santos (2007), sabe-se que a camada de ozônio pode ser destruída por substâncias como os clorofluorcarbonos (CFC), utilizados em aerossóis, refrigeradores e aparelhos de ar-condicionado. Sendo este um motivo pela qual se deve ter atenção, a respeito do uso de qual fluido refrigerante deve ser utilizado na refrigeração.

## **2.5 Fluidos refrigerantes**

O primeiro sistema de refrigeração, patenteado em 1834, foi utilizado inicialmente pelos fluidos refrigerantes de origem natural como o CO<sub>2</sub> e a amônia, sendo apenas em 1934 que surgiram os fluidos refrigerantes sintéticos como os CFCs (PEREIRA, 2010).

Um fator importante no estudo dos fluidos refrigerantes é a quantidade necessária para que o ciclo frigorífico funcione sob ótimas condições de trabalho. Em qualquer cenário de refrigeração deve-se diminuir a carga de fluido refrigerante ao mínimo possível devido os perigos ambientais e o aumento na destruição da camada de ozônio e efeito estufa (OJEDA, 2021). Os refrigerantes analisados nesse trabalho são apresentados a seguir.

### **2.5.1 R744**

De acordo com Pereira (2010) o CO<sub>2</sub> era utilizado em larga escala durante as primeiras décadas do século XX como refrigerante. Ele era empregado em sistemas marítimos e em ar condicionado estacionário, sendo Alexandre Twining o primeiro a propor o uso do CO<sub>2</sub> como refrigerante em 1850 (patente inglesa).

Conforme Guerresi (2015) o R744 é um fluido natural com alta capacidade volumétrica de refrigeração, além de ser estável química e termodinamicamente. Porém sua desvantagem é a alta pressão de trabalho o que necessita uma maior segurança no sistema e nos seus componentes.

### **2.5.2 R134a**

O R134a surgiu após anos de pesquisa, como substituto para o CFC-12, devido seus valores de temperatura crítica semelhantes, como exemplo de um excelente desempenho em altas temperaturas, conforme ressaltado por McLinden (1988),

Segundo Queiroz (2017) este fluido não é inflamável e possui baixa toxicidade, além de ser imiscível em óleo mineral o que garante um ótimo funcionamento no sistema de refrigeração e uma boa lubrificação no compressor.

### **2.5.3 Propileno glicol**

O propileno glicol, normalmente apresentado como um gás incolor é altamente inflamável, sendo utilizado principalmente em baixas e médias temperaturas de saturação em refrigeração (ANTUNES, 2011).

De acordo com Arthur (2011), o propileno possui um GWP abaixo de 3, um ODP de 0 e um tempo de vida na atmosfera de menos de um ano, possuindo assim excelentes propriedades ambientais.

## **2.6 Considerações finais do capítulo**

De acordo com o que foi apresentado, o sistema em cascata se faz mais viável do que o único quando se quer trabalhar com dois fluidos refrigerantes que possuam amplas diferenças de temperatura e pressão (CAVALLARO *et al*, 2017).

No sistema em cascata haverá dois circuitos separados, cada um deles com um compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Esses circuitos são conectados termicamente entre si, através de um trocador de calor cascata - condensador e evaporador (CAVALLARO *et al*, 2017).

Um fator importante é o fato deste sistema, comparado ao único, ter uma maior eficiência energética, por possibilitar utilizar ambos refrigerantes em sua melhor faixa de operação (BARBOSA, 2016).

No quesito ambiental podemos concluir que cada vez mais se preocupa com os impactos climáticos e ambientais através da criação de tratados como o Protocolo de Montreal, Protocolo de Kyoto e a diminuição do aquecimento global e do efeito estufa (BARBOSA, 2016).

Os fluidos refrigerantes devem ser utilizados de acordo com sua melhor faixa de temperatura e pressão, também devendo ser diminuídos suas cargas para que haja um menor impacto ambiental na natureza (OJEDA, 2021).

### **3 METODOLOGIA**

Este estudo tem como finalidade realizar o equacionamento matemático e analisar o desempenho de Ciclos de Refrigeração em um Sistema de Cascata. Este capítulo exprime as características dessa pesquisa, os materiais e métodos utilizados, a análise e tabulação dos dados.

Para Rodrigues (2007, p.1), metodologia é um conjunto de abordagens, técnicas e processos utilizados pela ciência para formular e resolver problemas de aquisição objetiva do conhecimento, de uma maneira sistemática.

#### **3.1 Tipo de pesquisa**

As pesquisas científicas podem ser classificadas de acordo com seus objetivos de acordo com Gil (2002) como:

- Exploratória: tem o objetivo de proporcionar maior proximidade com o problema tornando-o mais explícito ou construindo hipóteses. Sendo seu objetivo principal aprimorar ideias ou descobrir intuições, assumindo na maioria dos casos a forma de pesquisa bibliográfica ou estudo de caso;
- Descritiva: tem como objetivo primordial a descrição das características de determinada população ou fenômeno;
- Explicativa: tem como preocupação central identificar os fatores que irão determinar ou que irão auxiliar para a ocorrência dos fenômenos.

A forma de abordagem da pesquisa será quantitativa ou qualitativa, sendo a última dependente de muitos fatores, tais como a natureza dos dados coletados, extensão da amostra. A quantitativa em contrapartida utiliza instrumentos estatísticos (Gil, 2002).

Portanto, esse trabalho terá uma metodologia de caráter exploratório, qualitativo, bibliográfico e com estudo de caso, referente a questão ambiental e eficiência energética num ciclo de refrigeração em um sistema de cascata.

#### **3.2 Materiais e Métodos**

O início deste trabalho foi uma revisão bibliográfica a partir de livros, artigos, dissertações e outras publicações com o intuito de aprofundar o conhecimento sobre o tema proposto. A figura 3 exemplifica melhor cada etapa:

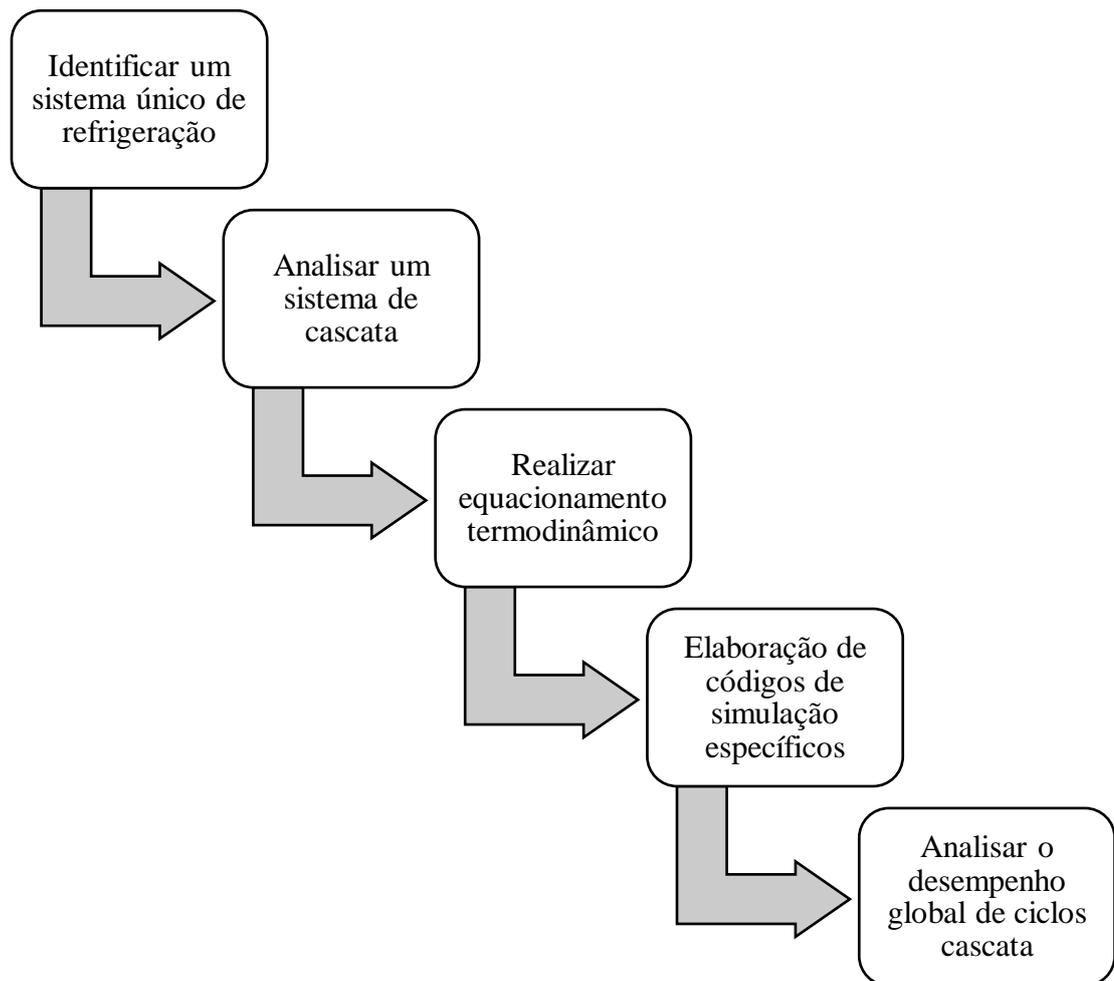


Figura 3: Procedimento metodológico  
Fonte: Pesquisa direta (2019)

Como mostrado na figura 3, logo após a identificação do sistema único de refrigeração, serão definidos dois ciclos cascata aplicados em supermercados para estudos de caso. Na sequência estes ciclos serão equacionados termodinamicamente através dos princípios da conservação da massa e da energia, e elaborados dois códigos de simulação específicos no software Engineering Equation Solver – EES. Os resultados obtidos serão analisados com relação ao desempenho e às grandezas dos ciclos.

### 3.3 Variáveis e Indicadores

A pesquisa realizada, para que haja um melhor entendimento, deverá descrever o que são variáveis e seus respectivos indicadores, pois assim exemplificará quais serão seus métodos científicos a serem estudados.

As variáveis podem ser definidas como o fenômeno a ser estudado, sendo tudo aquilo que possa assumir valores, desde o ponto de vista qualitativo como o quantitativo (RODRIGUES, 2007).

A Tabela 1 abaixo evidenciará cinco indicadores ao serem comparados com sua Eficiência Energética e Questão ambiental:

Tabela 1: Variáveis e Indicadores

Variáveis	Indicadores
<p style="text-align: center;">Questão ambiental</p> <p style="text-align: center;">Desempenho dos ciclos analisados</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tratados internacionais;</li> <li>• Potencial de aquecimento global;</li> <li>• Fluidos refrigerantes;</li> <li>• Coeficiente de performance;</li> <li>• Capacidade de refrigeração;</li> <li>• Taxas de transferência de calor;</li> <li>• Potências de compressores;</li> <li>• Vazões mássicas;</li> <li>• Diagrama de Mollier.</li> </ul>

Fonte: Pesquisa direta (2021)

### 3.4 Instrumento de coleta de dados

As informações contidas neste trabalho serão realizadas através da consulta de artigos, dissertações e livros.

### 3.5 Tabulação dos dados

Os dados utilizados para a tabulação dos dados serão o Microsoft Word e o Microsoft Excel.

### 3.6 Considerações Finais do capítulo

Este capítulo teve a intenção de caracterizar quais são os tipos de pesquisa a serem realizadas, seus materiais, métodos e ferramentas adotadas neste trabalho.

O próximo capítulo irá abordar o estudo de caso e seus respectivos resultados.

## **4 RESULTADOS**

No presente capítulo serão discutidos alguns resultados de acordo com dois estudos de caso através de um software.

O primeiro estudo de caso é referente ao Extra Hipermercado situado em Castelo Branco, SP (BARBOSA, 2016) e o segundo referente ao Supermercado Verdemar em Belo Horizonte, MG (Pereira, 2010).

O software utilizado para a simulação é o Engineering Equation Solver – EES.

### **4.1 Definição do ciclo para o estudo de caso 1**

O ciclo cascata utilizado para o estudo de caso 1 é representado na figura 4, conforme apresentado em Barbosa (2016), e refere-se à aplicação no Extra Hipermercado. Observa-se que nesse esquema representativo tem-se dois sistemas inseridos: o sistema de CO<sub>2</sub>, responsável por realizar a absorção de calor do ambiente interno nos evaporadores de média (MT) e baixa temperaturas (LT); e o sistema de R134a que opera a rejeição de calor para o ambiente externo através dos condensadores. O trocador de calor cascata (Trocador de calor R744 - R134a) realiza a ligação dos dois sistemas, proporcionando a transferência de calor entre o R744 e o R134a. Por sua vez, este trocador cascata tem a função de condensador para o sistema de R744 e de evaporador para o sistema de R134a.

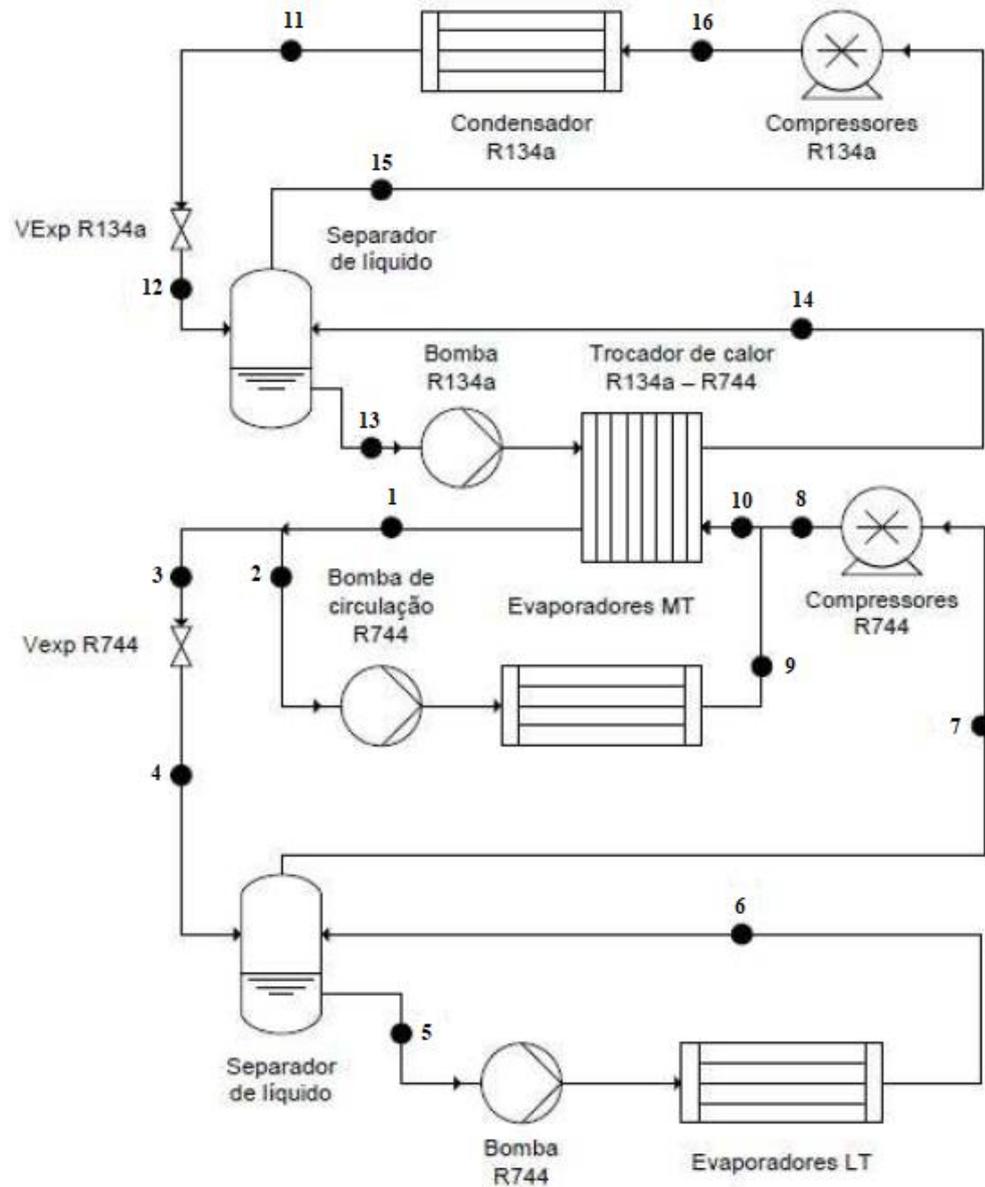


Figura 4: Esquema representativo do sistema cascata no Extra Hipermercado  
 Fonte: Barbosa (2016)

#### 4.1.1 Equacionamento do ciclo cascata 1

O sistema de R134a, apresentado na Figura 5, tem o equacionamento através dos balanços de massa e energia em cada um de seus componentes: compressores de R134a, condensador, dispositivos de expansão VExp R134a, separador de líquido, bomba e trocador de calor R134a – R744.

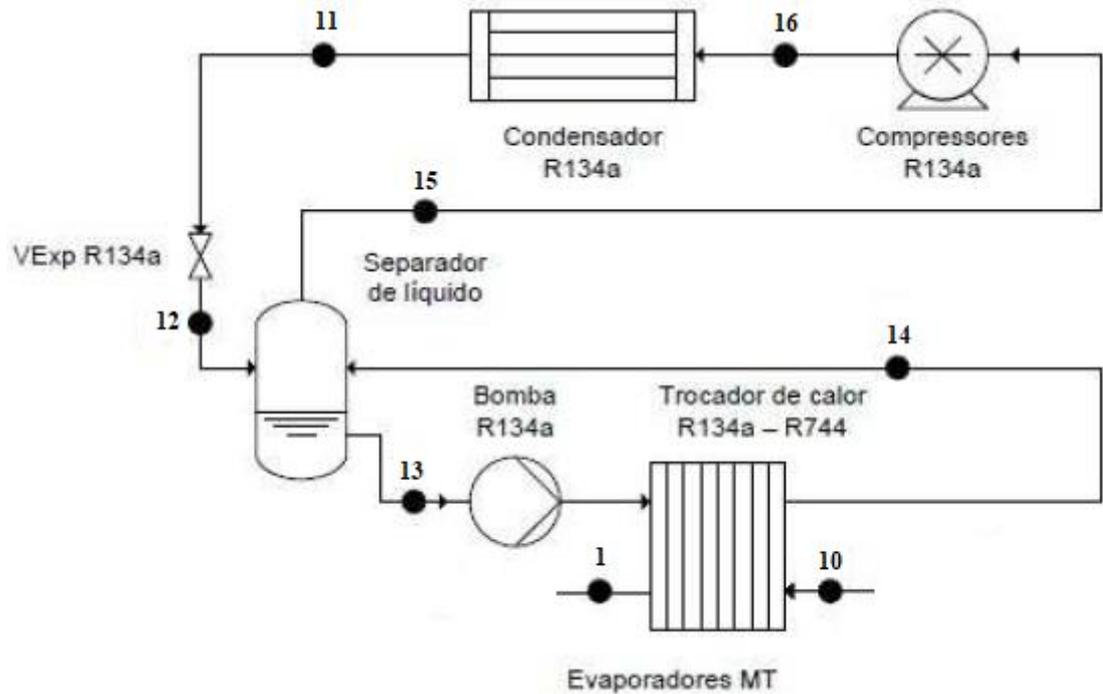


Figura 5: Sistema de R134a  
 Fonte: Barbosa (2016)

O sistema de CO<sub>2</sub>, conforme a Figura 6, apresenta o equacionamento através dos balanços de massa e energia nos seus elementos componentes: compressores de CO<sub>2</sub>, evaporador MT, bomba de circulação, trocadores de calor R134a – R744 e tanque de CO<sub>2</sub>, dispositivo de expansão VExp R744, separador líquido, bomba e evaporadores LT.

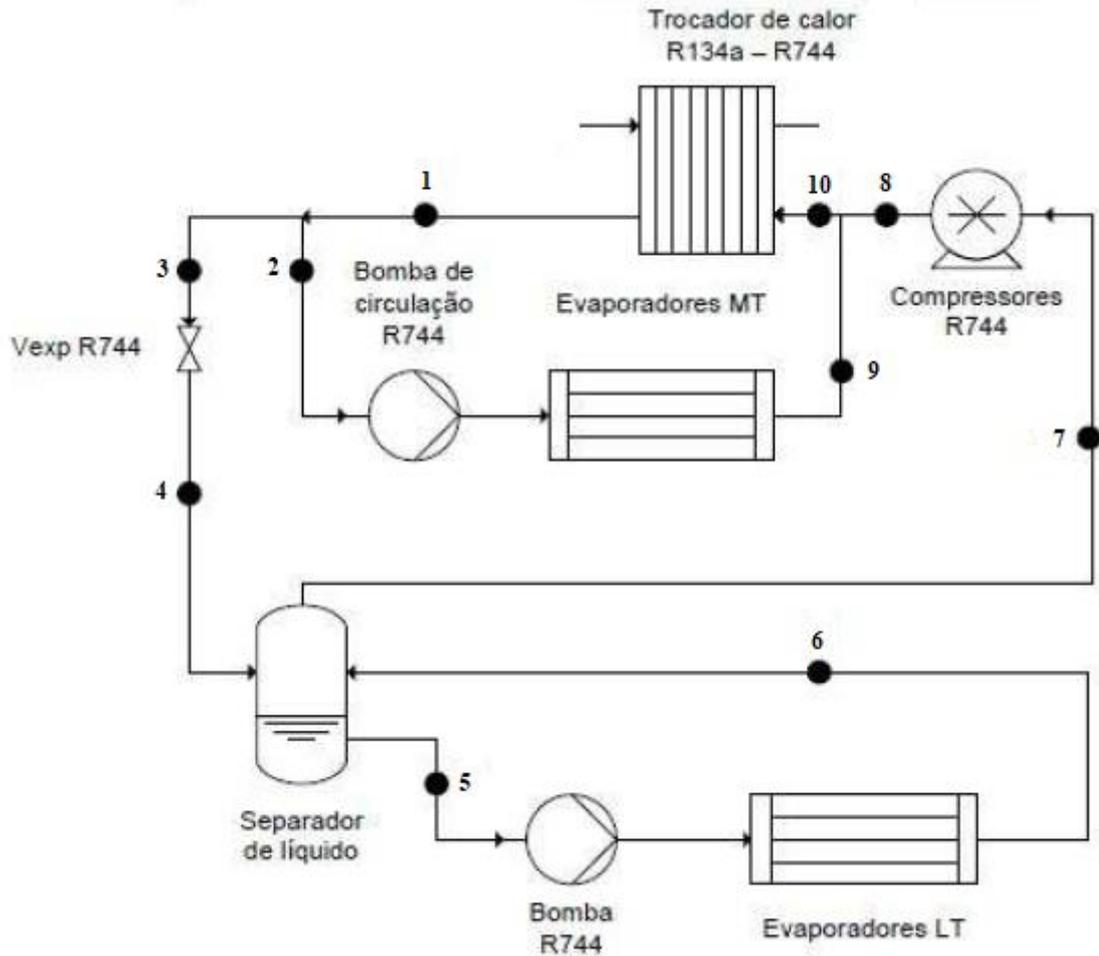


Figura 6: Sistema R744  
Fonte: Barbosa (2016)

A Tabela 2 apresenta as equações resultantes do balanço de energia no sistema global (R744 e R134a).

Tabela 2: Balanço de energia no sistema global

Componentes	Equação do balanço de energia
Evaporador LT	$\dot{Q}_{evap\ LT} = \dot{m}_5(h_6 - h_5) = \dot{m}_4(h_7 - h_4)$
Evaporador MT	$\dot{Q}_{evap\ MT} = \dot{m}_2(h_9 - h_2)$
Separador de líquido – ciclo de R744	$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_7 h_7$
Dispositivo de expansão de R744	$h_3 = h_4$
Compressor de R744	$\dot{W}_{comp\ R744} = \dot{m}_7(h_8 - h_7)$
Compressor de R134a	$\dot{W}_{comp\ R134a} = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15})$
Condensador de R134a	$\dot{Q}_{cond\ R134a} = \dot{m}_{16}(h_{11} - h_{16})$
Dispositivo de expansão de R134a	$h_{11} = h_{12}$
Separador de líquido – ciclo de R134a	$\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{14} h_{14} = \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{15} h_{15}$
Trocador de calor cascata	$\dot{Q}_{TC} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_1) = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13})$
Ciclo de R744	$\dot{Q}_{TC} = \dot{W}_{comp\ R744} + \dot{Q}_{evap\ MT} + \dot{Q}_{evap\ LT}$
Ciclo de R134a	$\dot{Q}_{cond\ R134a} = \dot{W}_{comp\ R134a} + \dot{Q}_{TC}$

Fonte: Barbosa (2016)

Para o balanço de massa, apresenta-se a Tabela 3.

Tabela 3: Balanço de massa

<b>Componentes</b>	<b>Balanço de massa</b>
Evaporador LT	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$
Evaporador MT	$\dot{m}_2 = \dot{m}_9$
Separador de líquido – ciclo de R744	$\dot{m}_4 + \dot{m}_6 = \dot{m}_5 + \dot{m}_7$
Dispositivo de expansão de R744	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$
Compressor de R744	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$
Compressor de R134a	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$
Condensador de R134a	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$
Dispositivo de expansão de R134a	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{16}$
Separador de líquido – ciclo de R134a	$\dot{m}_{12} + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{15}$
Trocador de calor cascata – lado R744	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_1$
Trocador de calor cascata – lado R134a	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$

Fonte: Barbosa (2016)

#### 4.1.2 Dados de entrada

##### 4.1.2.1 Dados de entrada e cálculo de referência

O ciclo cascata, composto pelos sistemas de R744 e R134a, foi simulado inicialmente com os dados de entrada fornecidos por Barbosa (2016) para a validação do equacionamento. A diferença percentual obtida no cálculo do coeficiente de desempenho do ciclo, COP calculado, foi de 5,71% (COP = 3,63 no trabalho de Barbosa e COP = 3,85 no presente trabalho). Dessa forma valida-se os resultados. Para este cálculo o processo de compressão nos compressores é considerado computacional introduziu-se a variável DTTC (diferença de temperatura no trocador cascata). À essa diferença de temperatura foi atribuído o valor de 5°C. A Tabela 4 mostra os valores para a sequência dos cálculos.

Tabela 4: Dados de entrada para a realização dos cálculos

<b>Dados</b>	<b>Valores</b>
Capacidade de refrigeração do evaporador de baixa temperatura	23 kW
Capacidade de refrigeração do evaporador de média temperatura	127 kW
Temperatura no evaporador de baixa temperatura	-35°C
Temperatura no condensador de R744	-10°C
Temperatura no evaporador de R134a	-5°C
Temperatura do condensador de R134a	40°C
Diferença de temperatura de sub-resfriamento nos condensadores	10°C

Fonte: Barbosa (2016)

Com esses valores, os resultados obtidos, para compressão isentrópica nos compressores são mostrados nas Tabelas 5 e 6 a seguir. A esses resultados chamou-se de cálculo de referência.

Tabela 5: Resultados para o ciclo R744

Dados	Valores
$P_{\text{evapLT}}$	2649 kPa
$P_{\text{condR744}}$	1202 kPa
$\dot{W}_{\text{compR744}}$	2,711 kW
$\dot{Q}_{\text{TCR744}}$	152,7 kW
$\dot{m}_1$	0,5339 kg/s
$\dot{m}_2$	0,4523 kg/s
$\dot{m}_3$	0,08159 kg/s
$\dot{m}_5$	0,07344 kg/s
$x_4$	0,09986

Fonte: Pesquisa direta (2021)

Tabela 6: Resultados para o ciclo R134a

Dados	Valores
$P_{\text{cond}}$	1017 kPa
$P_{\text{evapR134a}}$	132,8 kPa
$\dot{Q}_{\text{TCR134a}}$	152,7 kW
$\dot{W}_{\text{compR134a}}$	44,79 kW
$\dot{Q}_{\text{cond}}$	1197,5 kW
$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$	1,054 kg/s
$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$	0,7172 kg/s
$x_{12}$	0,3198

Fonte: Pesquisa direta (2021)

O desempenho do ciclo cascata calculado foi COP = 3,158.

A seguir são analisadas as influências da temperatura do evaporador de média temperatura e também das eficiências dos compressores no desempenho do ciclo cascata de referência.

#### 4.1.2.2 Influência da temperatura do evaporador de média no ciclo cascata

Avalia-se na sequência a influência da temperatura do evaporador de média temperatura no ciclo completo. A temperatura desse evaporador será variada de -10°C a 0°C. As eficiências dos compressores são consideradas iguais a 1. Os resultados são mostrados nas tabelas 7 e 8.

Tabela 7: Influência da Temperatura do evaporador de média no R134a

<b>T<sub>evapMT</sub></b> <b>(°C)</b>	<b>COP</b> <b>(-)</b>	<b>P<sub>cond</sub></b> <b>(kPa)</b>	<b>P<sub>evapMT</sub></b> <b>(kPa)</b>	<b>P<sub>evapLT</sub></b> <b>(kPa)</b>	<b>P<sub>TCcascataR134a</sub></b> <b>(kPa)</b>
-10	3,158	1017	2649	1202	132,8
-9	3,224	1017	2725	1202	138,7
-8	3,292	1017	2803	1202	144,7
-7	3,361	1017	2882	1202	150,9
-6	3,431	1017	2963	1202	157,4
-5	3,503	1017	3046	1202	164
-4	3,577	1017	3130	1202	170,9
-3	3,652	1017	3216	1202	178
-2	3,728	1017	3304	1202	185,4
-1	3,807	1017	3394	1202	192,9
0	3,887	1017	3485	1202	200,7

Fonte: Pesquisa direta (2021)

Tabela 8: Influência da Temperatura do condensador de média no R744

<b>T<sub>evapMT</sub></b> <b>(°C)</b>	<b>Q<sub>condR134a</sub></b> <b>(kW)</b>	<b>Q<sub>evapLT</sub></b> <b>(kW)</b>	<b>Q<sub>evapMT</sub></b> <b>(kW)</b>	<b>Q<sub>TCcascata</sub></b> <b>(kW)</b>	<b>W<sub>comprR134a</sub></b> <b>(kW)</b>	<b>W<sub>comprR744</sub></b> <b>(kW)</b>
-10	197,5	23	127	152,7	44,79	2,711
-9	196,5	23	127	152,8	43,68	2,839
-8	195,6	23	127	153	42,6	2,969
-7	194,6	23	127	153,1	41,53	3,101
-6	193,7	23	127	153,2	40,48	3,234
-5	192,8	23	127	153,4	39,45	3,37
-4	191,9	23	127	153,5	38,43	3,508
-3	191,1	23	127	153,6	37,43	3,648
-2	190,2	23	127	153,8	36,44	3,79
-1	189,4	23	127	153,9	35,47	3,935
0	188,6	23	127	154,1	34,51	4,083

Fonte: Pesquisa direta (2021)

$COP = (Q_{evapLT} + Q_{evapMT}) \div (W_{compR744} + W_{compR134a})$ . O COP depende diretamente da temperatura do evaporador de média temperatura, cuja influência está sendo analisada, e tem o seu valor aumentado com a elevação da temperatura nesse evaporador. O COP tem o seu valor elevado de 3,158, na temperatura de -10°C, para 3,887 na temperatura de 0°C, equivalendo a uma diferença percentual de 23%.

Pela observação da Tabela 7, tem-se que a pressão no condensador de R134a permanece constante, devido à sua temperatura fixa de 40°C, e a pressão do evaporador de baixa temperatura também permanece constante, devido à sua temperatura fixa de -35°C.

A pressão no evaporador de média varia com a variação da temperatura no evaporador, aumentando com o aumento desta. A pressão do R134a no trocador de calor cascata tem sua elevação em função da elevação da temperatura do mesmo, que por sua vez é função da DTTC.

A potência nos compressores de R744 de acordo com a tabela 8 tem o seu valor aumentado em função do aumento da temperatura do condensador de média. Ocorre um aumento de 2,71 kW para 4,08 kW, entre as temperaturas de  $-10^{\circ}\text{C}$  e  $0^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. Portanto, o aumento percentual nessa potência é de 50,6%. Para os compressores de R134a tem-se a diminuição da potência com relação ao aumento da temperatura do evaporador de média, de 44,79 kW para 34,51 kW, entre as temperaturas de  $-10^{\circ}\text{C}$  e  $0^{\circ}\text{C}$ , respectivamente, correspondendo a uma diminuição percentual de 23%.

O aumento da temperatura no condensador de média acarreta uma elevação na taxa de transferência de calor no trocador de calor cascata, de 152,7 kW na temperatura de  $-10^{\circ}\text{C}$  para 154,1 kW na temperatura de  $0^{\circ}\text{C}$ , uma diferença de 0,92%. Por outro lado, o condensador de R134a tem a sua taxa de rejeição de calor para o ambiente diminuída de 197,5 kW, na temperatura do evaporador de média de  $-10^{\circ}\text{C}$  para 188,6 kW na temperatura de  $0^{\circ}\text{C}$ , cuja diferença percentual é de 4,5%.

#### **4.1.2.3 Influência da eficiência dos compressores no desempenho do ciclo**

O ciclo cascata tem suas grandezas influenciadas pelas eficiências dos compressores. Para a análise da influência dessas eficiências dos compressores, elas foram variadas de 0,55 a 0,80 (55% a 80%). Os resultados dos cálculos são apresentados para valores de temperaturas do evaporador de média são de  $-5^{\circ}\text{C}$  e  $-10^{\circ}\text{C}$ .

A influência das eficiências dos compressores na taxa de transferência de calor no condensador do ciclo cascata é analisada na Figura 7.

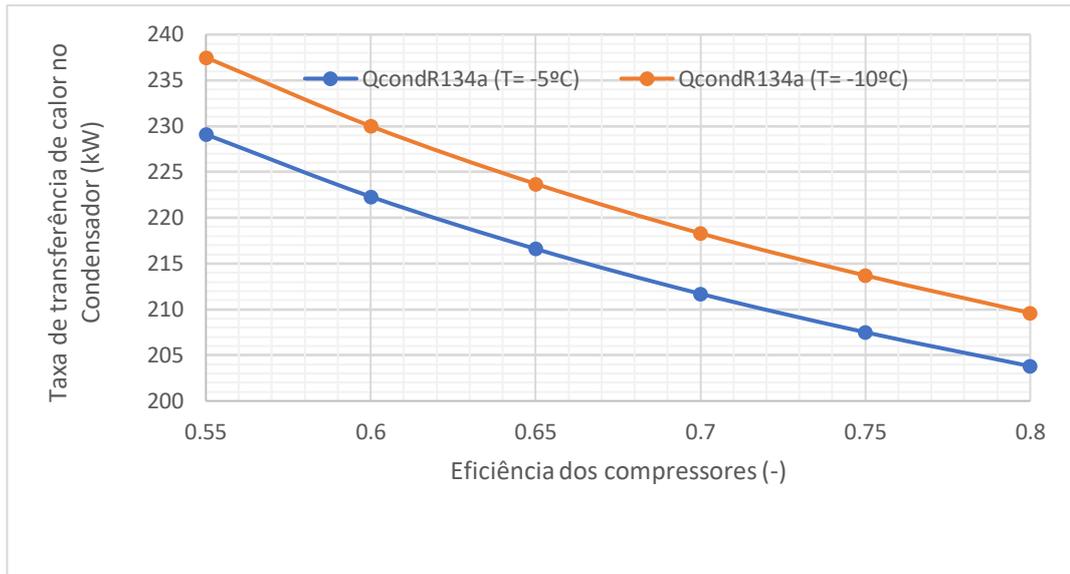


Figura 7: Taxa de transferência de calor no condensador  
 Fonte: Pesquisa direta (2021)

Pela análise da figura 7 observa-se a influência da eficiência dos compressores, sendo que a diminuição das eficiências dos compressores impacta na necessidade de uma maior transferência de calor no condensador. Na temperatura de operação do evaporador de média temperatura de  $-10^{\circ}\text{C}$ , a rejeição de calor no condensador será de 237,5 kW para uma eficiência de 0,55 e de 209,6 kW na eficiência de 0,80, o que caracteriza uma diferença percentual de 11,75%. Na temperatura de  $-5^{\circ}\text{C}$ , a rejeição de calor no condensador será de 229,1 kW para uma eficiência de 0,55 e de 203,8 kW na eficiência de 0,80, o que caracteriza uma diferença percentual de 11,04%.

A influência das eficiências dos compressores na taxa de transferência de calor no trocador de calor cascata é observada na Figura 8.

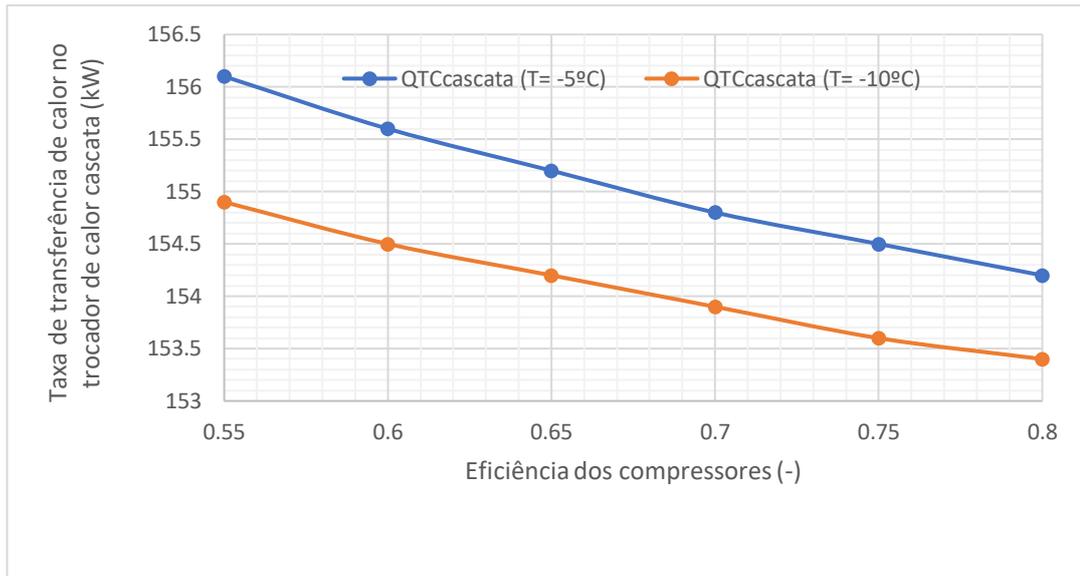


Figura 8: Taxa de transferência de calor no trocador de calor cascata  
Fonte: Pesquisa direta (2021)

Na análise da figura 8 identifica-se a intervenção da eficiência dos compressores, pois ao diminuir as eficiências dos compressores aumenta a transferência de calor no trocador de cascata. Na temperatura de operação do evaporador de média temperatura de  $-5^{\circ}\text{C}$ , a rejeição de calor no condensador será de 156,1 kW para uma eficiência de 0,55 e de 154,2 kW na eficiência de 0,80, o que caracteriza uma diferença percentual de 1,22%. Na temperatura de  $-10^{\circ}\text{C}$ , a rejeição de calor no condensador será de 154,9 kW para uma eficiência de 0,55 e de 153,4 kW na eficiência de 0,80, o que caracteriza uma diferença percentual de 0,97%.

Na figura 9 apresenta-se as capacidades de refrigeração dos evaporadores de baixa e média temperaturas, apenas para finalidade ilustrativa, uma vez que os dados de entrada são mantidos constantes.

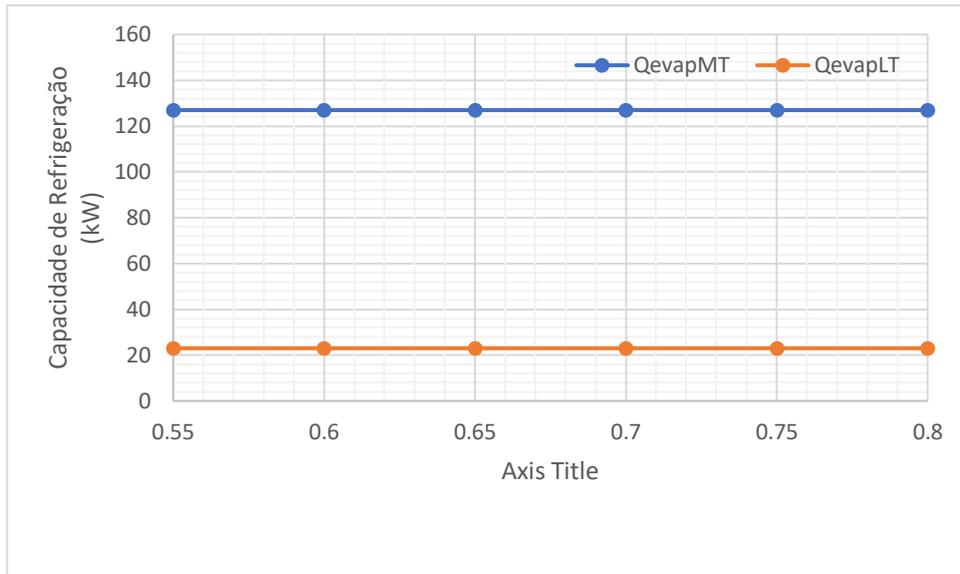


Figura 9: Capacidade de refrigeração  
Fonte: Pesquisa direta (2021)

Na figura 9 podemos observar que a capacidade de refrigeração do evaporador de média temperatura e alta temperatura são constantes, sendo respectivamente 127,0 kW e 23,0 kW, variando apenas seus títulos.

O desempenho do ciclo cascata, COP, com relação à eficiência dos compressores é mostrada na Figura 10.

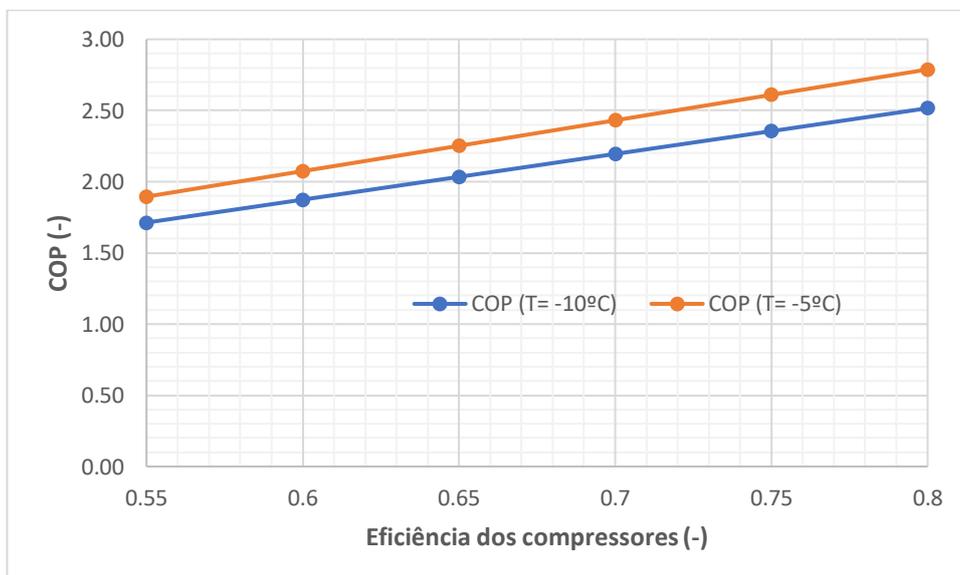


Figura 10: Influência da eficiência dos compressores no COP do ciclo  
Fonte: Pesquisa direta (2021)

Conforme a figura 10, para a temperatura do evaporador de média de  $-10^{\circ}\text{C}$  e eficiência de 80%, o COP é 2,52 e para a eficiência de 55% o COP é 1,71. A diferença percentual nesse

caso é 32,1%. Para a temperatura de  $-5^{\circ}\text{C}$  a variação será de 1,90 para 2,79, correspondendo a uma diferença de 31,9%.

A potência dos compressores de R744 e de R134a são avaliadas nas figuras 11 e 12.

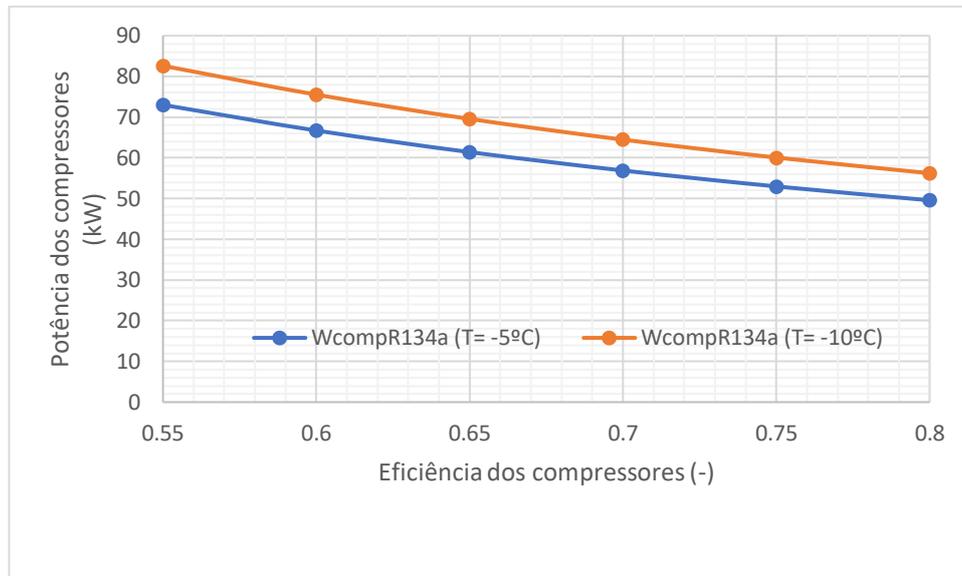


Figura 11: Potência dos compressores para R134a  
Fonte: Pesquisa direta (2021)

Na figura 11 ao se aumentar a eficiência dos compressores irá consequentemente diminuir a potência dos compressores. No trabalho de R134a na temperatura de  $-5^{\circ}\text{C}$  a uma eficiência de 0,55, sua potência será de 73,0 kW e numa eficiência de 0,8 será de 49,6 kW. Sua diferença percentual será de 32,05%. No trabalho de R134a na temperatura de  $-10^{\circ}\text{C}$  a uma eficiência de 0,55, sua potência será de 82,6 kW e numa eficiência de 0,8 será de 56,2 kW, sendo sua diferença percentual de 32,96%.

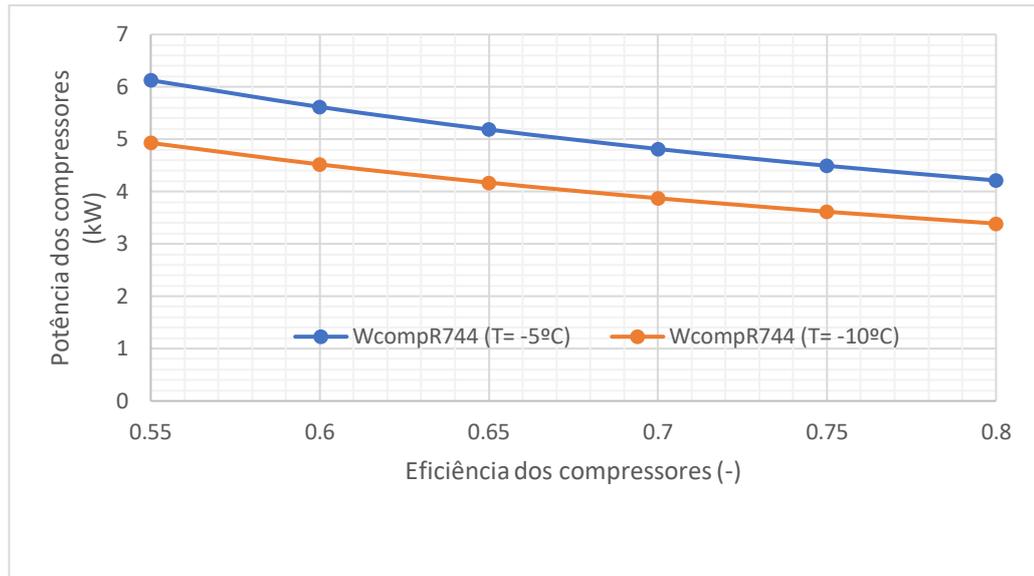


Figura 12: Potência dos compressores para R744

Fonte: Pesquisa direta (2021)

Analisando a figura 12 ao se aumentar a eficiência dos compressores também irá diminuir a potência dos compressores. No trabalho de R744 na temperatura de  $-5^{\circ}\text{C}$  a uma eficiência de 0,55, sua potência será de 6,2 kW e numa eficiência de 0,8 será de 4,2 kW, o que caracteriza uma diferença percentual de 32,26%. No trabalho de R744 na temperatura de  $-10^{\circ}\text{C}$  a uma eficiência de 0,55, sua potência será de 4,9 kW e numa eficiência de 0,8 será de 3,4 kW, o que caracteriza uma diferença percentual de 30,61%.

As vazões mássicas dos fluidos refrigerantes dos elementos componentes do ciclo cascata são analisadas nas tabelas 9 e 10.

Tabela 9: Influência da eficiência dos compressores de R744 na vazão mássica

Efic_comp	T= $-5^{\circ}\text{C}$	T= $-10^{\circ}\text{C}$						
	m1 (kg/s)	m1 (kg/s)	m2 (kg/s)	m2 (kg/s)	m3 (kg/s)	m3 (kg/s)	m5 (kg/s)	m5 (kg/s)
0,55	0,5582	0,5339	0,4734	0,4523	0,08483	0,08159	0,07344	0,07344
0,60	0,5582	0,5339	0,4734	0,4523	0,08483	0,08159	0,07344	0,07344
0,65	0,5582	0,5339	0,4734	0,4523	0,08483	0,08159	0,07344	0,07344
0,70	0,5582	0,5339	0,4734	0,4523	0,08483	0,08159	0,07344	0,07344
0,75	0,5582	0,5339	0,4734	0,4523	0,08483	0,08159	0,07344	0,07344
0,80	0,5582	0,5339	0,4734	0,4523	0,08483	0,08159	0,07344	0,07344

Fonte: Pesquisa direta (2021)

O resultado mostrado na Tabela 9 indica a dependência da vazão mássica do refrigerante R744 da temperatura do evaporador de média temperatura, e por outro lado, a independência

da eficiência dos compressores. O refrigerante R744 é o fluido que fornecerá a capacidade de refrigeração nos evaporadores de média e baixa temperatura.

Tabela 10: Influência da eficiência dos compressores de R134a na vazão mássica

	T= -5°C	T= -10°C	T= -5°C	T= -10°C
Efic_comp	m12 (kg/s)	m12 (kg/s)	m13 (kg/s)	m13 (kg/s)
0,55	1,056	1,07	0,7453	0,7277
0,60	1,052	1,067	0,7429	0,7257
0,65	1,049	1,064	0,7408	0,7241
0,70	1,047	1,062	0,739	0,7227
0,75	1,045	1,061	0,7375	0,7215
0,80	1,043	1,059	0,7362	0,7204

Fonte: Pesquisa direta (2021)

Conforme a Tabela 10, a vazão mássica  $\dot{m}_{12}$  depende da temperatura do evaporador de média temperatura. A vazão na entrada do separador de líquido de R134a (que é também a vazão que percorrerá os compressores de R134a e o condensador) diminui em pequena percentagem com o aumento da eficiência dos compressores. O mesmo efeito se verifica com a vazão mássica  $\dot{m}_{12}$ , vazão necessária no trocador de calor cascata do lado do R134a.

#### 4.1.3 Código no Engineering Equation Solver

Nas figuras 13 e 14, são apresentados os equacionamentos computacionais para o ciclo cascata do Extra Hipermercado.

```

"Ciclo Cascata R744 e R134a Extra Supermercado"
"
"
"Ciclo de baixa e média temperatura - R744"
TevapLT=-35 "[°C]"
QevapLT=23 "[kW]"
"Pressão de saturação do R744 na TevapLT"
P_satLT=P_sat(R744;T=TevapLT)
"Entalpias h6 e h5 : saída e entrada do evaporador LT"
x6=1
x5=0
h5=Enthalpy(R744;T=TevapLT;x=x5)
h6=Enthalpy(R744;T=TevapLT;x=x6)
h7=h6
" ponto 7: condição de entrada do compressor"
T7=TevapLT
x7=1
s7=Entropy(R744;T=T7;x=x7)
"Vazão m5"
m5=QevapLT/(h6-h5)
"Pressão de alta do ciclo de R744: o evaporador MT possui TevapMT=-10 °C"
TevapMT=-10 "[°C]"
QevapMT=127 "[kW]"
P_satevapMT=P_sat(R744;T=TevapMT) "P_satevapMT=P1,P2,P3,P8,P9 e P10"
"Saída do compressor ideal"
s8s=s7
P8=P_satevapMT
h8s=Enthalpy(R744;P=P8;s=s8s)
T8s=Temperature(R744;P=P8;s=s8s)
"Eficiência do compressor de R744"
EtaCR744=1
h8=h7+(h8s-h7)/EtaCR744
s8=Entropy(R744;h=h8;P=P8)
T8=Temperature(R744;P=P8;h=h8)
"Ponto 9: P9=P8 e x9=1"
P9=P8
x9=1
h9=Enthalpy(R744;P=P9;x=x9)
T9=Temperature(R744;P=P9;x=x9)
"O R744 entra no condensador cascata no ponto 10, com T10 e no ponto 1' (com pressão Pcond=P8) a
será a temperatura do evap. MT"
"Os pontos 1,2 e 3 terão portante a temperatura TevapMT-DTsubresf"
DTsubresf=10 "[°C]"
T1=TevapMT-DTsubresf
T2=T1
T3=T2
P1=P8
h1=Enthalpy(R744;T=T1;P=P1)
h2=h1
h3=h2
"Vazão mássica no evaporador MT"
m2=QevapMT/(h9-h2)
"Ponto saída da Válvula de Expansão"
h4=h3
x4=Quality(R744;T=TevapLT;h=h4)
m4=QevapLT/(h7-h4)
m2=m9
m7=m4
m4=m3
"Cálculo de m1"
m1=m3+m2
"Potência real do compressor:WcompR744"
WcompR744=m7*(h8-h7)
"Taxa de calor no trocadorideal de calor cascata - lado R744 - É o condensador do ciclo de baixa"
QTCR744=QevapLT+QevapMT+WcompR744
m10=m1
"Ponto 10 - cálculo de h10"
QTCR744=m10*(h10-h1)
T10=Temperature(R744;P=P8;h=h10)
"
"

```

Figura 13: Equacionamentos computacionais no Engineering Equation Solver – Parte 1  
Fonte: Pesquisa direta (2021)

```

"Ciclo de alta temperatura - R134a"
"Condensador rejeita calor para o ambiente"
Toond=40 "[°C]"
" Pressão do lado de alta do ciclo re R134a"
P_satcond=P_sat(R134a;T=Toond)
P16=P_satcond
P11=P16
P11=P_satcond
"Temperatura no ponto 11 - subresfriado"
x11=0
h11=Enthalpy(R134a;x=x11;P=P11)
T11=Toond-DTsubresf
h11=Enthalpy(R134a;T=T11;P=P11)
"TROCADOR CASCATA - para o R134 é o evaporador"
TevapR134a=-5 "[°C]"
T12=TevapR134a
h12=h11
P_satevapR134a=P_sat(R134a;T=T12)
P12=P_satevapR134a
x12=Quality(R134a;T=T12;h=h12)
"Ponto 13"
x13=0
P13=P_satevapR134a
h13=Enthalpy(R134a;x=x13;P=P13)
"Ponto 14"
x14=1
P14=P13
h14=Enthalpy(R134a;x=x14;P=P14)
"Ponto 15"
h15=h14
x15=1
P15=P14
s15=Entropy(R134a;x=x15;P=P15)
"Taxa de Transferência de Calor no Trocador Cascata R134a - condensador do ciclo de baixa"
QTCR134a=QTCR744
QTCR134a=m13*(h14-h13)

m14=m13
"Cálculo da vazão m12"
QTCR134a=m12*(h15-h12)
"Saída ideal do compressor de R134a"
s16s=s15
h16s=Enthalpy(R134a;s=s16s;P=P16)
T16s=Temperature(R134a;P=P16;s=s16s)
"Eficiência do compressor de R134a"
EtaCR134a=1
h16=h15+(h16s-h15)/EtaCR134a
s16=Entropy(R134a;h=h16;P=P16)
T16=Temperature(R134a;P=P16;h=h16)
"Potência do compressor"
m12=m15
WcompR134a=m15*(h16-h15)
"Taxa de calor rejeitada pelo condensador de R134a para o ambiente"
QoondR134a=QTCR134a+WcompR134a
"COEFICIENTE DE DESEMPENHO DO CICLO CASCATA"
COP=(QevapLT+QevapMT)/(WcompR744+WcompR134a)

```

Figura 14: Equacionamentos computacionais no Engineering Equation Solver – Parte 2  
 Fonte: Pesquisa direta (2021)

Conforme as figuras 13 e 14, o balanço de energia e massa e as propriedades nos pontos de interesse do ciclo foram calculados no software Engineering Equation Solver devido sua complexidade de inúmeras variáveis, quando comparado a uma solução realizada manualmente.

Os dados de entrada foram inicialmente fornecidos por Barbosa (2016) e posteriormente inseridas novas informações que pudessem variar neste ciclo em cascata sua temperatura e desempenho, para análise e validação deste trabalho.

Na figura 15 é apresentado os resultados dos equacionamentos para o Extra Hipermercado.

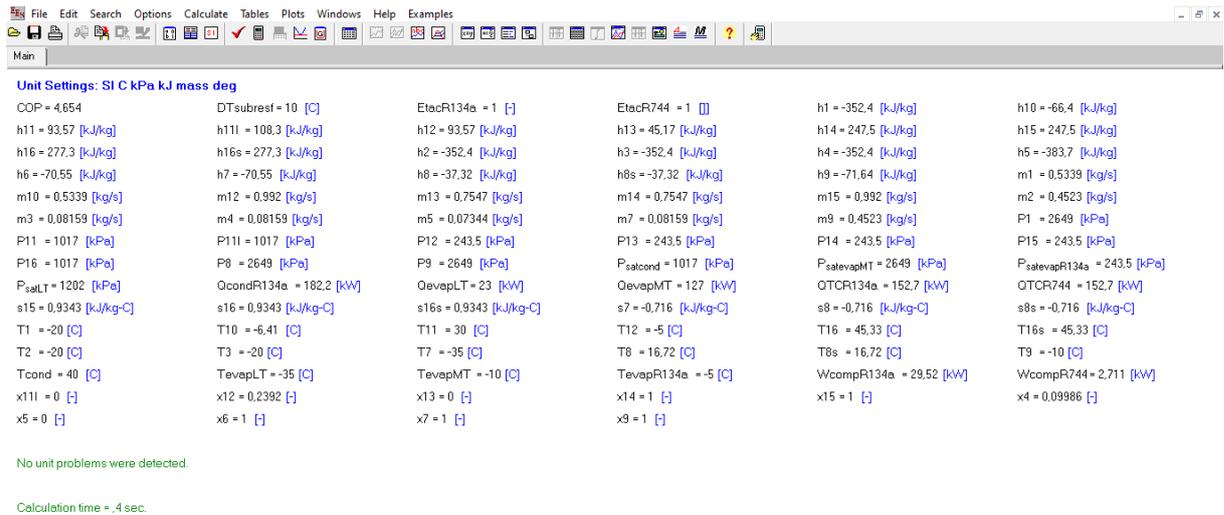


Figura 15: Resultados dos equacionamentos no Engineering Equation Solver  
Fonte: Pesquisa direta (2021)

Conforme figura 15, o software em questão obteve os resultados dos equacionamentos do COP, entalpias, pressões, temperaturas, títulos, taxas de transferência de calor, vazões mássicas, potências e entropias para cada evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão para o estudo deste trabalho.

## 4.2 Definição do ciclo para o estudo de caso 2

O ciclo cascata utilizado é representado na figura 16, e caracteriza o sistema cascata no Supermercado Verdemar de Belo Horizonte, MG (Pereira, 2010). Observa-se que nesse esquema representativo tem-se quatro sistemas inseridos: o sistema de CO<sub>2</sub>, responsável pelos produtos congelados; o sistema de Propileno Glicol, responsável pelos produtos resfriados; e os sistemas de R134a (A) e (B) que operam trocando calor nos trocadores cascata e rejeitando calor nos condensadores A e B.

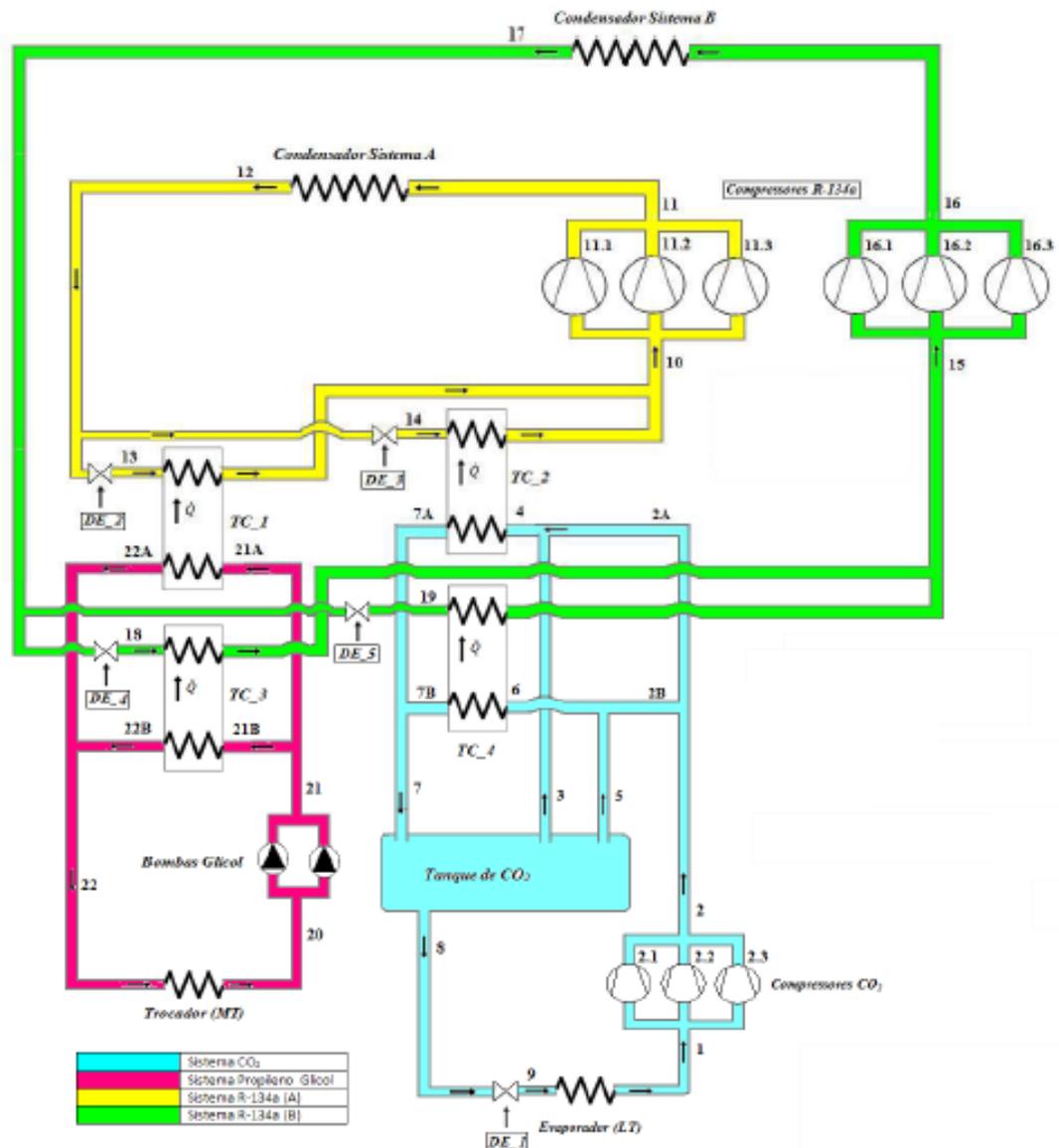


Figura 16: Esquema representativo do sistema cascata no Supermercado Verdemar  
Fonte: Pereira (2010)

Os sistemas anteriores, que compõem o sistema Verdemar, são mostrados e equacionados separadamente, como mostrado no item a seguir.

#### 4.2.1 Equacionamento do ciclo cascata 2

O sistema de CO<sub>2</sub>, conforme a Figura 17, apresenta o equacionamento através dos balanços de massa e energia em cada um de seus componentes: compressores de CO<sub>2</sub>, evaporador LT, dispositivo de expansão (DE1), trocadores de calor (TE2e TC4) e tanque de CO<sub>2</sub>.

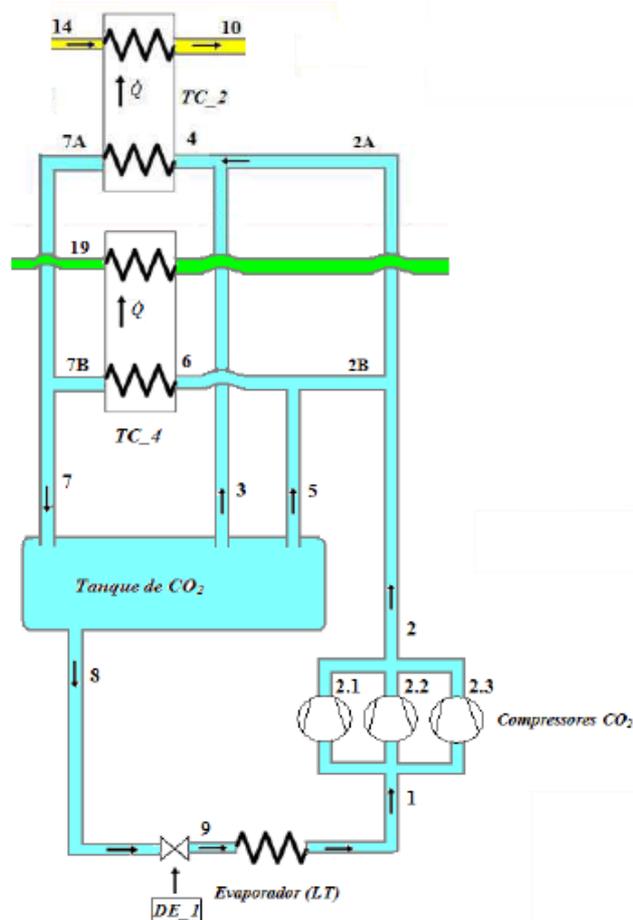


Figura 17: Sistema de CO<sub>2</sub>  
Fonte: Pereira (2010)

Na figura 17 é mostrado o fluido de CO<sub>2</sub> que irá passar pelos três compressores que irão aumentar sua pressão e temperatura. Após isto, os condensadores irão resfriar o vapor superaquecido e depois passar pelo tanque de CO<sub>2</sub>, dispositivo de expansão que irá expandir a entalpia e assim pelo evaporador que transferirá o calor em pressão e temperatura constante.

A Tabela 11 apresenta as equações resultantes do balanço de energia no sistema de CO<sub>2</sub>.

Tabela 11: Balanço de energia no sistema CO<sub>2</sub>

Componentes	Equação do balanço de energia
Evaporador LT	$Q_{evap\_LT} = \dot{m}_{LT} \times (h_1 - h_9)$
Compressores de CO <sub>2</sub>	$W_{com\_LT\_Total} = \dot{m}_{comp\_LT\_Total} \times (h_2 - h_1)$
Dispositivo de expansão 1 de CO <sub>2</sub>	$h_8 = h_9$
Trocador de calor 2 de CO <sub>2</sub>	$\dot{Q}_{T2\_CO_2} = \dot{m}_4 \times (h_4 - h_{7A})$
Trocador de calor 2 de R134a(A)	$\dot{Q}_{T2\_R134a(A)} = \dot{m}_{14} \times (h_{10} - h_{14})$
Trocador de calor 4 de CO <sub>2</sub>	$\dot{Q}_{T4\_CO_2} = \dot{m}_6 \times (h_6 - h_{7B})$
Trocador de calor 4 de R134a(A)	$\dot{Q}_{T4\_R134A(B)} = \dot{m}_{19} \times (h_{15} - h_{19})$

Fonte: Pesquisa direta (2021)

Para o balanço de massa, apresenta-se a Tabela 12.

Tabela 12: Balanço de massa no sistema CO<sub>2</sub>

Componentes	Balanço de massa
Evaporador LT	$\dot{m}_9 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{LT}$
Compressores de CO <sub>2</sub>	$\dot{m}_{2,1} + \dot{m}_{2,2} + \dot{m}_{2,3} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$
Dispositivo de expansão 1 de CO <sub>2</sub>	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$
Tanque de CO <sub>2</sub>	$\dot{m}_7 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 + \dot{m}_8$
Estado 4 no trocador de calor 2 de CO <sub>2</sub>	$\dot{m}_3 + \dot{m}_{2A} = \dot{m}_4$
Estado 6 no trocador de calor 4 de CO <sub>2</sub>	$\dot{m}_5 + \dot{m}_{2B} = \dot{m}_6$

Fonte: Pesquisa direta (2021)

O sistema de Propileno Glicol, conforme a Figura 18, apresenta o equacionamento através dos balanços de massa e energia em cada um de seus componentes: bombas de propileno glicol, e trocadores de calor TC1, TC3 e MT (de média temperatura).

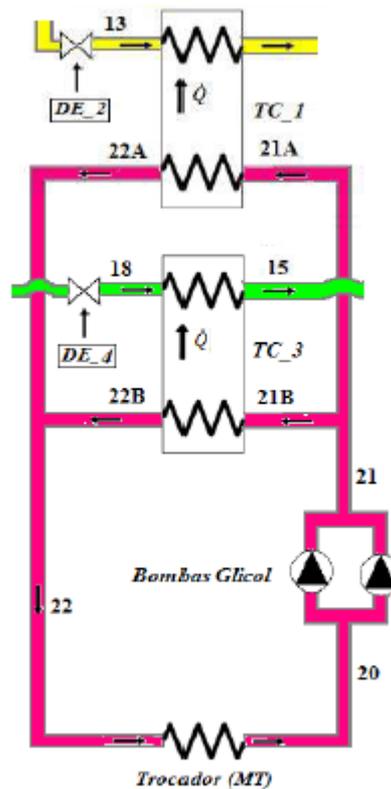


Figura 18: Sistema Propileno glicol  
Fonte: Pereira (2010)

Na figura 18 é mostrado o fluido de Propileno glicol que apenas terá a diferença de possuir duas bombas de glicol sendo todo o sistema similar ao de CO<sub>2</sub>.

A Tabela 13 apresenta as equações resultantes do balanço de energia no sistema de Propileno glicol.

Tabela 13: Balanço de energia no sistema de Propileno Glicol

<b>Componentes</b>	<b>Equação do balanço de energia</b>
Trocador MT	$\dot{Q}_{troc\ MT} = \dot{m}_{bomba} \times (h_{20} - h_{22})$
Compressores de Propileno glicol	$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{bomba} \times (h_{21} - h_{20})$
Trocador de calor 1 de Propileno glicol	$\dot{Q}_{T1_{glicol}} = \dot{m}_{21A} \times (h_{22A} - h_{21A})$
Trocador de calor 1 de R134a(A)	$\dot{Q}_{T1_{R134A(A)}} = \dot{m}_{13} \times (h_{10} - h_{13})$
Trocador de calor 3 de Propileno glicol	$\dot{Q}_{T3_{glicol}} = \dot{m}_{21B} \times (h_{22B} - h_{21B})$
Trocador de calor 3 de R134a(B)	$\dot{Q}_{T3_{R134A(B)}} = \dot{m}_{18} \times (h_{15} - h_{18})$

Fonte: Pesquisa direta (2021)

Para o balanço de massa, apresenta-se a Tabela 14.

Tabela 14: Balanço de massa no sistema de Propileno Glicol

<b>Componentes</b>	<b>Balanço de massa</b>
Trocador MT	$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_{bomba}$
Trocador de calor 1 de Propileno glicol	$\dot{m}_{21A} = \dot{m}_{22A}$
Trocador de calor 1 de R134a(A)	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{13}$
Trocador de calor 3 de Propileno glicol	$\dot{m}_{21B} = \dot{m}_{22B}$
Trocador de calor 3 de R134a(B)	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{18}$

Fonte: Pesquisa direta (2021)

O sistema de R134a(B) do sistema B, apresentado na Figura 19, tem o equacionamento através dos balanços de massa e energia em cada um de seus componentes: compressores de R134a, condensador, dispositivos de expansão DE4 e DE5, e trocadores de calor TC3 e TC4.

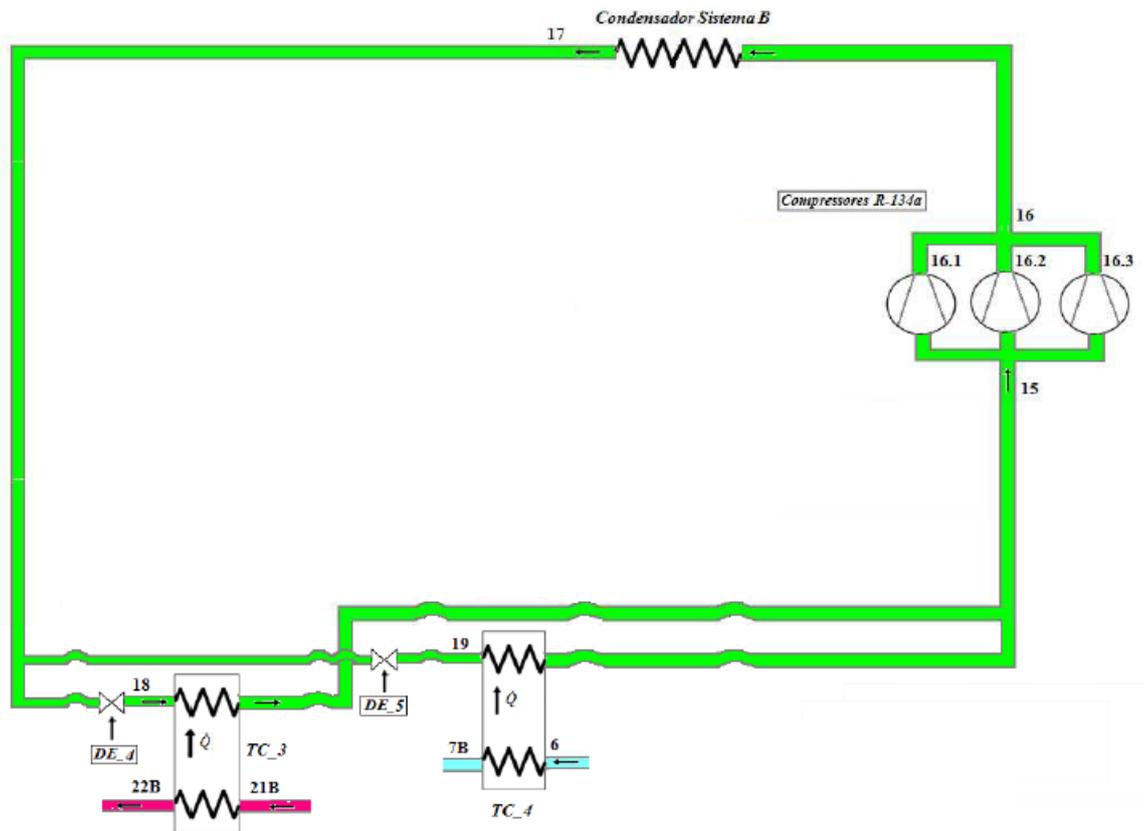


Figura 19: Sistema R134a (B)  
Fonte: Pereira (2010)

Na figura 19 haverá três compressores de R134a e diferente dos sistemas anteriores possuirão dois dispositivos de expansão.

A Tabela 15 apresenta as equações resultantes do balanço de energia no sistema de R134a(B).

Tabela 15: Balanço de energia no sistema de R134a(B)

Componentes	Equação do balanço de energia
Compressores de R134a(B)	$W_{com\_HT\_Total\_R134A(B)} = \dot{m}_{15} \times (h_6 - h_{15})$
Condensador de R134a(B)	$\dot{Q}_{cond\_R134A(B)} = \dot{m}_{16} \times (h_{16} - h_{17})$
Dispositivo de expansão 4 de R134a(B)	$h_{17} = h_{18}$
Dispositivo de expansão 5 de R134a(B)	$h_{17} = h_{19}$

Fonte: Pesquisa direta (2021)

Para o balanço de massa, apresenta-se a Tabela 16.

Tabela 16: Balanço de massa no sistema de R134a(B)

Componentes	Balanço de massa
Compressores de R134a(B)	$\dot{m}_{16.1} + \dot{m}_{16.2} + \dot{m}_{16.3} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$
Condensador de R134a(B)	$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$
Trocador de calor 3 de CO <sub>2</sub>	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$
Trocador de calor 4 de Propileno glicol	$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_{19} = \dot{m}_{15}$

Fonte: Pesquisa direta (2021)

O sistema de R134a(A) do sistema A, apresentado na Figura 20, tem o equacionamento através dos balanços de massa e energia em cada um de seus componentes: compressores de R134a, condensador, dispositivos de expansão DE1 e DE3, e trocadores de calor TC1 e TC2.

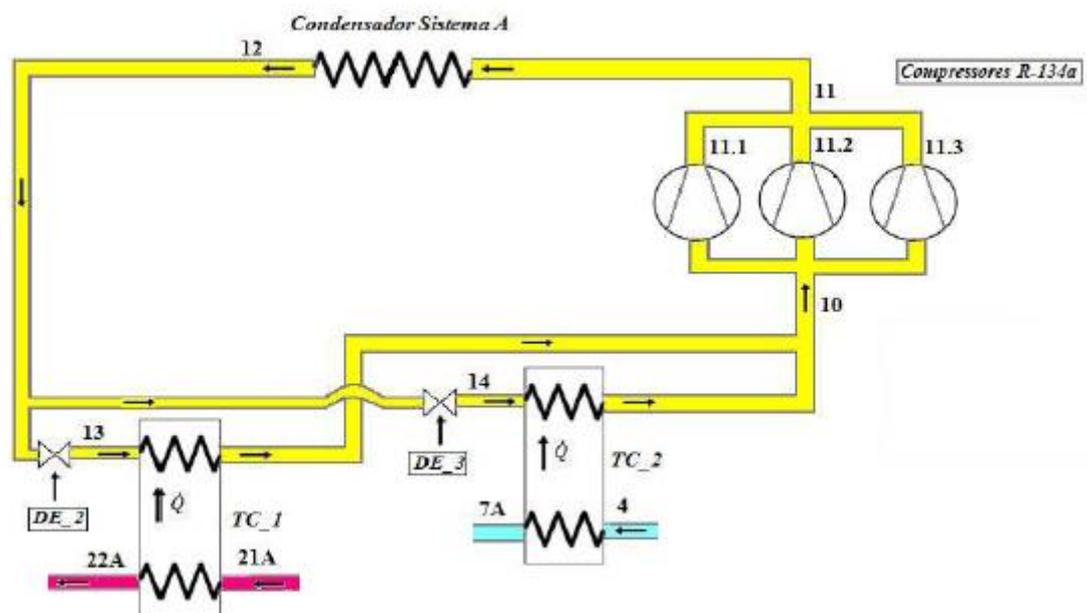


Figura 20: Sistema R134a (A)

Fonte: Pereira (2010)

Na figura 20 acima o sistema de R134a (A) possuirá similares compressores, dispositivos de expansão, evaporadores e condensador da figura 19.

A Tabela 17 apresenta as equações resultantes do balanço de energia no sistema de R134a(B).

Tabela 17: Balanço de energia no sistema de R134a(A)

Componentes	Equação do balanço de energia
Compressores de R134a(A)	$W_{com\_HT\_Total\_R134A(A)} = \dot{m}_{10} \times (h_{11} - h_{10})$
Condensador de R134a(A)	$\dot{Q}_{cond\_R134A(A)} = \dot{m}_{11} \times (h_{12} - h_{11})$
Dispositivo de expansão 2 de R134a(A)	$h_{12} = h_{13}$
Dispositivo de expansão 3 de R134a(A)	$h_{12} = h_{14}$ e $h_{17} = h_{19}$
Trocador de calor 3 de R134a(B)	

Fonte: Pesquisa direta (2021)

Para o balanço de massa, apresenta-se a Tabela 18.

Tabela 18: Balanço de massa no sistema de R134a(A)

Componentes	Balanço de massa
Compressores de R134a(A)	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{11.1} + \dot{m}_{11.2} + \dot{m}_{11.3}$
Condensador de R134a(A)	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$
Dispositivo de expansão 2 e 3 de R134a(A)	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{10}$
Trocador de calor 4 de Propileno glicol	

Fonte: Pesquisa direta (2021)

#### 4.2.2 Base de dados e resultados

A base de dados, ou valores iniciais de cálculo, para o ponto de projeto do ciclo analisado é apresentada nas Tabelas 19 a 21 a seguir.

Tabela 19: Valores de entrada para o sistema de R744

Temperatura do evaporador de baixa temperatura ( $T_{evapLT}$ )	-33 (°C)
Capacidade frigorífica do evaporador de baixa temperatura	36 (kW)
Potência dos compressores de baixa temperatura	11 (kW)
Temperatura de saída dos compressores de R744	90 (°C)
Razão de pressão dos compressores de R744	2,3

Fonte: Pereira (2010)

Tabela 20: Valores de entrada para o sistema de Propileno Glicol

Capacidade frigorífica do trocador de média temperatura	245 (kW)
Potência das bombas de Propileno Glicol	15 (kW)
Temperatura no trocador de calor de média temperatura	-8 (°C)

Fonte: Pereira (2010)

Tabela 21: Valores de entrada para os sistemas A e B de R134a

Potência dos compressores de R134a	53 (kW)
Temperatura de saída dos compressores de R134a	73 (°C)
Razão de pressão dos compressores de R134a	4,7
Temperatura de condensação nos condensadores	40 (°C)

Fonte: Pereira (2010)

Além desses dados de entrada, considerou-se um superaquecimento de 23°C entre a saída do evaporador de baixa temperatura e os compressores de R744, e um superaquecimento de 12 °C na saída dos trocadores cascata TC-1, TC-2, TC-3 e TC-4 e entrada dos compressores de R134a. Não se considerou sub-resfriamento. Esses valores foram adotados devido à melhor convergência dos resultados, quando comparados com os resultados de Pereira (2012). Considerou-se também a inexistência de perdas de carga no ciclo, e que os trocadores de calor cascata TC-2 e TC-4 são iguais, apresentando a mesma taxa de transferência de calor. Esta mesma consideração foi realizada para os trocadores de calor TC-1 e TC-3.

A aplicação do equacionamento apresenta os resultados mostrados nas tabelas seguintes 22, 23 e 24.

Tabela 22: Pressões no ciclo

Pressão no evaporador de R744 de baixa temperatura / pressão na entrada dos compressores de R744	1289 (kPa)
Pressão na saída dos compressores de R744 / pressão nos trocadores de calor cascata TC-2 e TC-4 do lado do R744	2965 (kPa)
Pressão na saída dos compressores de R134a / pressão nos condensadores de R134a dos sistemas A e B	1017 (kPa)
Pressão do R134a nos trocadores de calor cascata TC-1, TC-2, TC-3 e TC-4 / pressão na entrada dos compressores de R134a	216,4 (kPa)

Fonte: Pesquisa direta (2021)

Tabela 23: Taxa de transferência de calor nos trocadores cascata e condensadores

Calor rejeitado nos condensadores de R134a dos sistemas A e B	206,6 (kW)
Taxa de transferência de calor nos trocadores de calor cascata TC-1 e TC-3 (R134a e Propileno Glicol)	130 (kW)
Taxa de transferência de calor nos trocadores de calor cascata TC-2 e TC-4 (R744 e R134a)	23,5 (kW)

Fonte: Pesquisa direta (2021)

Tabela 24: Vazões mássicas no ciclo

Vazão mássica de R744 no evaporador e compressores de baixa temperatura	0,1309 (kg/s)
Vazão mássica de R744 nos trocadores cascata TC-2 e TC-4	0,06545 (kg/s)
Vazão mássica de R134a nos trocadores cascata TC-2 e TC-4	0,1593 (kg/s)
Vazão mássica nos compressores e condensadores de R134a	1,041 (kg/s)
Vazão mássica de R134a nos trocadores cascata TC-1 e TC-3	0,8811 (kg/s)
Vazão mássica de Propileno Glicol nos trocadores cascata TC-1 e TC-3	4,08 (kg/s)
Vazão mássica no trocador de média temperatura e na bomba de Propileno Glicol	8,16 (kg/s)

Fonte: Pesquisa direta (2021)

De acordo com a equação do COP, foi somado a taxa de transferência de calor dos evaporadores de baixa e média e posteriormente foi dividido por todos seus compressores sendo eles o R744, R134a (A), R134a (B) e o propileno glicol. O resultado calculado deste COP é de 2,13.

## 5 CONCLUSÃO

O objetivo do presente estudo foi analisar ciclos cascata aplicados a supermercados, situação típica de elevadas diferenças de temperaturas entre o ciclo de baixa temperatura e de alta temperatura. Os fluidos refrigerantes utilizados nos ciclos cascata (R744 e R134a) são fluidos que permitem a mitigação da degradação da camada de ozônio e o potencial de aquecimento global.

Os estudos de caso analisados referem-se a casos encontrados na bibliografia, e passíveis de obtenção e comparação de dados. Realizou-se o equacionamento matemático dos ciclos aplicando-se os balanços de massa e energia, e desenvolvendo dois códigos computacionais separados no software Engineering Equation Solver – EES.

Para o primeiro estudo de caso simulou-se um ciclo cascata do Extra Hipermercados, conseguindo-se a validação dos resultados considerando-se compressores isentrópicos, com boa concordância com os resultados “originais”. Na sequência analisou-se a influência da variação da temperatura do evaporador de média temperatura e da eficiência dos compressores no desempenho do ciclo. Como esperado, o aumento da temperatura do evaporador de média temperatura acarreta um aumento no COP do sistema. Observou-se também um aumento da potência de acionamento dos compressores de R744 e na taxa de transferência de calor nos trocadores de calor cascata, bem como um decréscimo na potência dos compressores de R134a e na taxa de calor rejeitada para o ambiente no condensador. A influência da eficiência dos compressores é notável no ciclo, e com a sua diminuição, aumenta-se a taxa de calor rejeitado no condensador, a taxa de transferência de calor no trocador de calor cascata e as potências dos compressores de R744 e R134a, e diminui-se o COP, de 3,16 para o cálculo isentrópico para 2,03 com uma eficiência do compressor de 0,65.

O segundo ciclo (Verdemar) é mais complexo e contém quatro subsistemas (um de R744, um de Propileno Glicol, e dois de R134a). Para este ciclo, usando de valores reais da literatura conseguiu-se, a partir dos valores de entrada, determinar as propriedades dos fluidos refrigerantes nos pontos do ciclo, as taxas de transferência de calor nos trocadores de calor cascata e condensadores e vazões mássicas. Não foi possível realizar análise de sensibilidade frente à variação de algum valor do ciclo.

## REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ANTUNES, Arthur Heleno Pontes. **Análise Experimental da Eficiência Energética de um Sistema de Refrigeração Automatizado Utilizando R22 e Propileno como Fluido Refrigerante.** 2011. 134f. Dissertação (Pós-graduação) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Instalações de Ar-Condicionado – Sistemas Centrais e Unitários Parte 1: Projetos das Instalações.** 2008. ABNT NBR 16401-1.

BANSAL, P. K.; GETU, H. M. **Thermodynamic Analysis of an R744-R717 Cascade Refrigeration System.** 2008. International Journal of Refrigeration. Vol. 31, p. 45-54.

BARBOSA, Luis Felipe Chilicaua. **Projeto de um Ciclo de Refrigeração Cascata Utilizando CO<sub>2</sub> como Refrigerante para Atender um Supermercado.** 2016. 50f. Dissertação (Graduação) – Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

CARDOSO, Arnaldo Alves; FELIX, Erika Pereira. **Amônia (NH<sub>3</sub>) Atmosférica: Fontes, Transformação, Sorvedouros e Métodos de Análise.** 2004. Vol. 27, No. 1, 123-130. Araraquara.

CAVALCANTI, Janailson Oliveira; BEZERRA, Celso Rosendo Filho. **Eficiência de uma Unidade de Refrigeração por Compressão de Vapor.** 2005. XXXIII – Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia, Campina Grande.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica.** 2013. p. 1048. 7ª ed. Porto Alegre: AMGH.

FERNANDES, José Miguel Lopes. **Frio Industrial: Caracterização Geral de Sistemas e Principais Oportunidades para o Aumento da Eficiência Energética.** 2016. 45f. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, Coimbra.

GIL, Antônio Carlos. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa.** 2002. 4ª ed. São Paulo: Atlas.ar.

GIOMETTI, Analúcia Bueno dos Reis; MOREIRA, Helena Margarido Moreira. **O Protocolo de Quioto e as Possibilidades de Inserção do Brasil no Mecanismo de Desenvolvimento Limpo por meio de Projetos em Energia Limpa.** 2008. Vol. 30, nº 1, p. 9-47. Rio de Janeiro.

GUERESI, Andressa. **Análise de uma Máquina de Refrigeração Industrial Utilizando Dois Fluidos Refrigerantes Diferentes**. 2015. 17f. Dissertação (Graduação) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

LADEIRA, H. M S., FILHO, B. E. P. **Estudo do Dióxido de Carbono, CO<sub>2</sub>, Operando como Fluido Refrigerante em Sistemas de Refrigeração**. 2005. In: 15° POSMEC – Simpósio do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Uberlândia.

LIMA, S. M. C. **O Protocolo de Quioto como Instrumento de Fomento à Preservação Ambiental e Desenvolvimento Econômico: Desafios e Possibilidades**. 2011. Disponível em: <<http://www.unibrasil.com.br/arquivos/direito/20092/solange-claudino-de-lima.pdf>>. Acesso em: 23 de julho de 2016. Curitiba.

MCLINDEN, M. O. **Thermodynamic evaluation of refrigerants in the vapour compression cycle using reduced properties**. Int. Journal of Refrigeration. 1988. 3ª ed. Vol 11, p. 134-143.

MENDES, Felipe Francisco; SESSA, Getúlio Dominato. **Projeto Básico de um Sistema de Refrigeração com CO<sub>2</sub> (R-744) Aplicado a Supermercado**. 2016. 96f. Dissertação (Graduação) – Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória.

OJEDA, Frank Wiliam Adolfo Balnco. **Avaliação Experimental de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao R134a em um Ciclo de Refrigeração Cascata com CO<sub>2</sub>**. 2021. 117f. Dissertação (Pós-graduação) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

PAULA, Beatriz Lima de; SILVA, Robson Willians da Costa. **Causa do Aquecimento Global: Antropogênica versus Natural**. 2009. Terrae Didática, 5(1):42-49. Disponível em: <<http://www.ige.unicamp.br/terraedidatica/>>. Acesso em: 02 de novembro de 2021.

PEREIRA, Gutenberg da Silva. **Análise de Sistema de Refrigeração a CO<sub>2</sub> em Supermercados**. 2010. 149f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife.

PORTILLA, Gustavo Fernando Dorregaray. **Simulação de Sistemas de Refrigeração em Supermercados**. 2010. 128f. Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

QUEIROZ, Marcus Vinícius Almeida. **Avaliação Experimental de um Sistema de Refrigeração Cascata Subcrítico com HFCs/ CO<sub>2</sub>**. 2017. 104f. Dissertação (Pós-graduação) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

R. J., Cavallaro; J. R. D., Finzer; E. U., Bucek. **Análise Energética de um Sistema de Refrigeração em Cascata CO<sub>2</sub>/ NH<sub>3</sub> Comparando com o Uso de R134a e R410a em Substituição do CO<sub>2</sub>.** 2017. I Encontro de Desenvolvimento de Processos Agroindustriais – Universidade de Uberaba, Uberaba.

RODRIGUES, William Costa. **Metodologia Científica.** 2007. Paracambi. Apresentação em Slide Share. 40 slides. Disponível em: <[http://pesquisaemeducacaoufrgs.pbworks.com/w/file/fetch/64878127/Willian%20Costa%20Rodrigues\\_metodologia\\_cientifica.pdf](http://pesquisaemeducacaoufrgs.pbworks.com/w/file/fetch/64878127/Willian%20Costa%20Rodrigues_metodologia_cientifica.pdf)>. Acesso em: 02 de novembro de 2021.

SALGADO, Claudio Angel Rigoberto Casiccia. **Comparação da Distribuição Vertical do Ozônio em Altas e Baixas Latitudes.** 2000. Dissertação (Doutorado) – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos.

SANTOS, Elaine Teresinha Azevedo dos. **Educação Ambiental na Escola: Conscientização da Necessidade de Proteção da Camada de Ozônio.** 2007. 53f. Dissertação (Pós-graduação) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria.

SILVA, Alessandro da; BANDARA FILHO, Enio Pedone; ANTUNES, Arthur Heleno Pontes. **Comparison of a R744 Cascade Refrigeration System with R404a and R22 Conventional Systems for Supermarkets.** *Applied Thermal Engineering.* 2012. Vol. 41, p. 30-35. Uberlândia.

SILVA, Darly Henriques da. **Protocolos de Montreal e Kyoto: Pontos em Comum e Diferenças Fundamentais.** *Revista Brasileira de Política Internacional.* 2009. Vol. 52, núm. 2, pp. 155-172. Brasília

SILVA, Marcelino Nascimento da. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial.** Eletrobrás Centrais Elétricas Brasileiras. 2005. 316f. Rio de Janeiro.

TSONG-SHING, Lee; CHENG-HAO, Liu; TUNG-WEI, Chen. **Thermodynamic Analysis of Optimal Condensig in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> Cascade Refrigeration System.** *International Journal of Refrigeration.* 2006. Vol 29, ed 7, p. 1100-1108. Reino Unido.