

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA - FEMEC
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Luan Silva de Oliveira

**Sistema de Refrigeração Integrado Aplicado a
um Supermercado Utilizando CO₂**

Uberlândia, Brasil

2019

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

Luan Silva de Oliveira

**Sistema de Refrigeração Integrado Aplicado a um
Supermercado Utilizando CO₂**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes

Universidade Federal de Uberlândia – UFU

Faculdade de Engenharia Mecânica

Bacharelado em Engenharia Mecânica

Uberlândia, Brasil

2019

Luan Silva de Oliveira

Sistema de Refrigeração Integrado Aplicado a um Supermercado Utilizando CO₂

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Trabalho aprovado. Uberlândia, Brasil, 04 de dezembro de 2019:

**Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes
Antunes**
Orientador

Prof. Msc. Pedro Pio Rosa Nishida
Examinador

Prof. Msc. Carolina Lau Lins Beicker
Examinadora

Uberlândia, Brasil
2019

Dedico esta, bem como todas as minhas outras conquistas, a minha mãe, Sra. Eliana Maria da Silva Oliveira, e meus irmãos, Pablo e Geovanna, que estiveram sempre comigo ao longo desta caminhada, fornecendo todo o apoio necessário durante minha formação. O completo amor, carinho e confiança que vocês me ofereceram, foram imprescindíveis para que essa conquista fosse possível.

Dedico esta também a minha querida prima, Leciane Martins França, que esteve presente em diversos momentos importantes, sendo como uma irmã, mas que infelizmente, não pôde presenciar tal conquista.

Agradecimentos

Agradeço imensamente a minha mãe, Eliana Maria da Silva Oliveira, a tudo que fez e faz por mim. Por ter feito sempre o possível e o impossível para que eu e meus irmãos tivéssemos o melhor, nos fazendo o que somos hoje. Por ter me incentivado a estudar e por todos os sacrifícios realizados. Por nunca ter me faltado apoio. Sem você, nada disso seria possível, sou eternamente grato.

Aos meus irmãos, Pablo e Geovanna, por sempre estarem ao meu lado mesmo quando parecia não ter mais ninguém, vocês sempre estiveram lá, me apoiando e dando forças. Sei que posso contar com vocês até o fim.

À minha namorada, Fernanda Keiko, pelo imenso amor, companheirismo e alegrias que me proporciona todos os dias, e que apesar da distância que nos separa, me preenche e me faz sentir firme para seguir em frente.

Aos meus amigos, especialmente aos que estiveram comigo por toda graduação, a República Mandelaje. Obrigado por estarem presentes e proporcionarem tantos momentos felizes, por colocarem tantos sorrisos e esperanças nos momentos mais difíceis, juntos sempre fomos um a força do outro. Com certeza se tornaram uma segunda família e fizeram toda diferença.

Ao meu orientador, Arthur Antunes, pela sua disposição e paciência em me orientar. Graças à sua confiança, tive a oportunidade de realizar este trabalho.

Aos meus professores da UFU, pelo tempo e dedicação que foram essenciais à minha formação acadêmica. Mais uma vez, vocês foram responsáveis pela modificação de uma vida através da educação.

”O que não provoca minha morte faz com que eu me fortaleça.”

—Friedrich Nietzsche

Resumo

Sabe-se nos últimos anos que os fluidos refrigerantes sintéticos (CFCs, HCFCs e HFCs), bastante utilizados e difundidos pelo mundo, são um dos grandes responsáveis pelo agravamento do efeito estufa e aumento da depleção da camada de ozônio. Frente a isso, com uma crescente preocupação sobre os danos e impactos ambientais causados pelo homem, o presente trabalho avaliou a viabilidade da utilização de um sistema de refrigeração em um supermercado utilizando CO_2 como fluido refrigerante, comparando em termos de eficiência três formas diferentes de construção dos ciclos de refrigeração. Foi realizada uma análise geral sobre o tema, abordando as motivações, as fundamentações e construindo um embasamento teórico para a elaboração dos ciclos e resultados. Além disso, o tema foi abordado de forma aplicada, servindo-se da teoria para o projeto real de diferentes ciclos: um deles utilizando o fluido HFC R134a, outro aplicando o CO_2 na condição subcrítica (cascata, com R717), e outro com o CO_2 na condição transcritical, todos eles voltados para a realidade de um supermercado de médio-grande porte na cidade de Uberlândia, Minas Gerais. Neste, foi desenvolvido o *layout* de um supermercado, o cálculo de sua carga térmica, os projetos dos ciclos de refrigeração de compressão a vapor nas diferentes condições atendendo as exigências e uma posterior análise comparativa entre os ciclos, expondo as devidas conclusões. Por fim, foi esboçada uma seleção dos principais equipamentos que compõe um sistema de refrigeração para o ciclo que se mostrou mais eficiente.

Palavras-chave: Sistema de Refrigeração Comercial, CO_2 , Supermercados, Câmara Fria, Fluido Natural, Impacto Ambiental.

Abstract

It has been known in recent years that synthetic refrigerants (CFCs, HCFCs and HFCs), widely used and diffused around the world, are one of the main causes of worsening global warming and the increase of ozone layer depletion. Faced with this, with a growing concern about the damage and environmental impacts caused by humans, the present work evaluated the feasibility of using a refrigeration system in a supermarket using CO₂ as refrigerant, comparing in terms of efficiency three different forms of refrigeration cycle construction. A general analysis on the theme was performed, addressing the motivations, the foundations and building a theoretical basis for the elaboration of the cycles and results. In addition, the subject was approached in an applied way, using the theory for the actual design of different cycles: one using HFC fluid R134a, another applying CO₂ in the subcritical condition (cascade, with R717), and another with CO₂ in the transcritical condition, all of them facing the reality of a medium-large supermarket in the city of Uberlândia, Minas Gerais. In this, it was developed the layout of a supermarket, the calculation of its thermal load, the designs of the steam compression refrigeration cycles in different conditions meeting the requirements and a subsequent comparative analysis between the cycles, exposing the appropriate conclusions. Finally, a selection of the main equipment that makes up a cooling system for the cycle that was most efficient was outlined.

Keywords: Commercial Refrigeration System, CO₂, Supermarket, Cold Chamber, Natural Fluid, Environmental Impact.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Esquema de Diagrama P_xh (Mollier). Extraído de SILVA (2005)	23
Figura 2 – Esboço de modelo físico para condução, placas planas (a) e cilindros (b). Extraído de SILVA (2005)	24
Figura 3 – Esquema básico de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor.	28
Figura 4 – Diagramas representativos dos ciclos de <i>Carnot</i> e Padrão (CENGEL; BOLES; BUESA, 2006)	29
Figura 5 – Comparativo entre ciclo real e ciclo teórico de refrigeração (PIRANI, 2005).	30
Figura 6 – Diagrama de Fase do CO_2 . Extraído de (NETO; BANDARRA; MARCUCCI, 2019)	32
Figura 7 – Comparativo entre alguns dos principais fluidos refrigerantes (LINDE, 2019).	33
Figura 8 – Regiões transcíticas e subcíticas no diagrama P_xh CO_2 (QUEIROZ, 2017).	34
Figura 9 – Esquematização do ciclo básico de refrigeração transcítico.	34
Figura 10 – Esquematização do ciclo básico de refrigeração subcítica/cascata.	35
Figura 11 – Esquema simplificado de um Diagrama Psicrométrico (SILVA et al., 2008)	37
Figura 12 – Layout do Supermercado estudado.	41
Figura 13 – Esquema de VC para o evaporador.	42
Figura 14 – Esquema de VC para o compressor	43
Figura 15 – Esquema de VC para o condensador.	44
Figura 16 – Esquema de VC para a válvula de expansão	45
Figura 17 – Modelo esquemático do ciclo convencional utilizando R134a.	57
Figura 18 – Diagrama P_xh do ciclo utilizando R134a (EES, 2019).	59
Figura 19 – Gráfico de variação do COP em função da pressão intermediária no ciclo com R134a.	61
Figura 20 – Modelo esquemático do ciclo cascata - R744/R717.	62
Figura 21 – Diagrama P_xh do ciclo de R744 no sistema cascata (EES, 2019).	63
Figura 22 – Diagrama P_xh do ciclo de R717 no sistema cascata (EES, 2019).	66
Figura 23 – Modelo esquemático do ciclo transcítico - R744	68
Figura 24 – Diagrama P_xh do ciclo de R744 transcítico (EES, 2019).	70
Figura 25 – Gráfico de variação do COP em função da pressão intermediária no ciclo transcítico.	72
Figura 26 – Compressor <i>GEA</i> selecionado para a compressão de baixa.	75
Figura 27 – Compressor <i>GEA</i> selecionado para a compressão de alta.	76

Figura 28 – Compressor <i>GEA</i> selecionado para a compressão de 1º estágio NH_3 . . .	77
Figura 29 – Compressor <i>GEA</i> selecionado para a compressão de 2º estágio NH_3 . . .	78
Figura 30 – Válvulas de expansão para NH_3 (DANFOSS, 2019)	80
Figura 31 – Trocador de calor do tipo placas brasadas para o ciclo cascata de CO_2 , (SWEF, 2019)	82
Figura 32 – Diagrama Pressão - Entalpia do CO_2	88

Lista de tabelas

Tabela 1 – Espessura de isolamento mínimo recomendado para câmaras frigoríficas. Extraído de Macagnan (2015).	48
Tabela 2 – Câmara de Congelados	51
Tabela 3 – Câmara de Resfriados	52
Tabela 4 – Sala de Carnes	53
Tabela 5 – Salas de Preparo	53
Tabela 6 – Armazenagem Hortifrúti	54
Tabela 7 – Carga Térmica Total de Refrigeração	56
Tabela 8 – Propriedades de estado dos pontos no ciclo R134a	59
Tabela 9 – Propriedades de estado dos pontos no ciclo de R744 - Cascata	64
Tabela 10 – Propriedades de estado dos pontos no ciclo de R717 - cascata	66
Tabela 11 – Propriedades de estado dos pontos no ciclo transcrito - R744	70
Tabela 12 – Tabela para evaporadores comerciais da Série MI (MIPAL, 2019).	73
Tabela 13 – Tabela para válvulas de expansão CO ₂ (DANFOSS, 2019).	79
Tabela 14 – Tabela de condensadores comerciais da Série Vmax (MIPAL, 2019).	80
Tabela 15 – Propriedades Termodinâmicas de vapor e líquido saturado - CO ₂	89

Lista de abreviaturas e siglas

A	Área
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANVISA	Agência Nacional de Vigilância Sanitária
ASHRAE	The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
c	Calor específico
C_r	Taxa de calor de evolução
CFC	Clorofluorcarbono
COP	Coefficiente de Performance
CT	Carga Térmica
D_a	Fração de tempo de iluminação acesa
D_f	Fator de fluxo de porta
D_t	Fração de tempo de abertura de porta
E	Efetividade de proteção
EES	Engineering Equation Solver <i>software</i>
F_m	Fator de densidade
g	Aceleração da gravidade
GWP	Global Warming Potential
h	Entalpia
H	Altura da porta
HC	HEATCRAFT <i>software</i>
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
ICF	Ilha Compacta Fechada

IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
J	Joule
k	Condutividade térmica do material
kPa	Quilopascal
kW	Quilowatt
L	Comprimento
LT	Low Temperature
\dot{m}	Vazão mássica
m	Massa
MT	Medium Temperature
N_p	Número de ocupantes
NBR	Norma Brasileira
ODP	Ozone Depletion Potential
P	Pressão
P_p	Número aproximado de passagens pela porta
PU	Poliuretano
\dot{Q}	Fluxo de calor
q	Carga térmica sensível e latente
R/C	Resfriados/Congelados
R134a	Refrigerante - 1,1,1,2 Tetrafluoroetano ($C_2H_2F_4$)
R717	Refrigerante - Dióxido de Carbono (CO_2)
R744	Refrigerante - Amônia (NH_3)
s	Entropia
T	Temperatura
TR	Toneladas Refrigeração
u	Energia interna

U	Coefficiente Global de transferência de calor
V	Velocidade do fluido
VC	Volume de Controle
\dot{W}	Trabalho
W_i	Taxa de iluminação
z	Altura
θ_d	Tempo de referência (24 h)
θ_o	Tempo em que a porta permanece aberta
θ_p	Tempo de abertura e fechamento da porta
ρ	Massa específica
ε	Emissividade
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
η	Eficiência

Subscritos

B	Bomba
Cd	Condensador
cond	Condução
cong	Congelamento
conv	Convecção
comp	Compressor
ent	Entrada
evap	Evaporador
f	Flash
int	Interna
rad,emit	Radiação emitida

sai	Saída
T	Total
TrCd	Trocador de Calor - Condensador
TrEv	Trocador de Calor - Evaporador
vexp	Válvula de expansão

Sumário

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Objetivos	18
1.2	Organização do Trabalho	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	20
2.1	Princípios Termodinâmicos e Transferência de Calor	20
2.1.1	Propriedades Termodinâmicas de uma Substância	20
2.1.2	Calor, Trabalho e Primeira Lei da Termodinâmica	21
2.1.3	Diagramas de <i>Mollier</i>	22
2.1.4	Transferências de Calor	24
2.2	Introdução ao Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor	27
2.2.1	Ciclo Teórico e Real de Compressão de Vapor	27
2.2.2	Coefficiente de Performance do Ciclo - COP	30
2.3	Ciclos de Refrigeração Utilizando CO₂	31
2.3.1	O CO ₂ como Fluido Refrigerante	31
2.3.2	Ciclo Transcrítico e Subcrítico	33
2.4	Propriedades do Ar	36
2.4.1	Diagrama Psicrométrico	37
2.4.2	Conforto Térmico	37
2.5	Conservação de Alimentos	38
3	METODOLOGIA	39
3.1	Contextualização e Considerações de Projetos	39
3.1.1	<i>Layout do Supermercado</i>	41
3.2	Modelagem dos Sistemas	42
3.2.1	Evaporadores	42
3.2.2	Compressores	43
3.2.3	Condensadores/ <i>Gas coolers</i>	43
3.2.4	Válvulas de Expansão	44
3.3	Cálculo da Carga Térmica de Refrigeração	45
3.3.1	Carga pelo produto	45
3.3.2	Carga por infiltração de ar externo	46
3.3.3	Carga por transmissão na estrutura	47
3.3.4	Carga por ocupação	48
3.3.5	Carga de iluminação	48
3.3.6	Carga de equipamentos	48

3.3.7	Carga por respiração	48
3.3.8	Carga Total	49
3.4	Linhas de Transporte	50
4	RESULTADOS	51
4.1	Dimensionamento das Câmaras e Salas Refrigeradas	51
4.1.1	Câmara de congelados	51
4.1.2	Câmara de Resfriados	52
4.1.3	Sala de Carnes	52
4.1.4	Salas de Preparos	53
4.1.5	Armazenagem Hortifrúti	54
4.1.6	Ilhas de congelados	55
4.1.7	Expositores resfriados	55
4.1.8	Carga Térmica total de Refrigeração	55
4.2	Dimensionamento e Análise dos Sistemas	56
4.2.1	Ciclo Convencional - R134a	56
4.2.2	Ciclo Cascata - R744/R717	61
4.2.3	Ciclo Transcrítico - R744	68
4.2.4	Considerações Comparativas	72
4.3	Definição do Sistema Proposto / Seleção de Equipamentos	73
4.3.1	Evaporadores	73
4.3.2	Compressores	74
4.3.3	Válvulas de Expansão	78
4.3.4	Condensador	79
4.3.5	Trocador de Calor Cascata	81
5	CONCLUSÕES	83
	REFERÊNCIAS	84
	ANEXOS	87
	ANEXO A – DIAGRAMA DE MOLLIER DO CO₂	88
	ANEXO B – TABELA DE PROPRIEDADES CO₂	89

1 Introdução

A técnica da refrigeração e controle da temperatura possibilitou ao ser humano grandes avanços para que chegássemos na atual estrutura social que vivemos hoje. Através do desenvolvimento dos métodos de conservação de alimentos a baixas temperaturas, o ser humano foi capaz de aproveitar cada vez mais de seus recursos disponíveis, aumentando a longevidade dos produtos e reduzindo os desperdícios. Aliado a isso, foi possível a estruturação de melhores condições de estocagem e transporte, que seriam inimagináveis sem o uso da refrigeração. A capacidade adaptativa também foi fator fortemente afetado, utilizando o condicionamento de ar como meio de obtenção de maior conforto térmico em regiões rigorosamente quentes ou frias durante o ano.

A refrigeração não é uma técnica exclusivamente recente. Há relatos que apontam o uso da refrigeração desde as primeiras formas de civilização. O uso de gelo e neve aparece com frequência na história, dos quais eram extraídos da natureza e armazenados durante o inverno para refrescar o ambiente em dias quentes e esfriar bebidas. Com o passar do tempo, o desenvolvimento da ciência possibilitou novas descobertas e foi possível aprimorar novas técnicas. Atribui-se a Jacob Perkins, em 1834, a primeira vez que estudos foram realizados sobre um modelo de refrigeração cíclica, servindo como pontapé inicial para o desenvolvimento das tecnologias que hoje conhecemos ([RADERMACHER; KIM, 1996](#)).

Todavia, todo esse desenvolvimento e a ânsia pela busca de melhores formas de refrigeração, com maiores eficiências, acabou causando grandes impactos ao meio ambiente. A falta de conhecimento a respeito de tais impactos talvez fosse a possível justificativa para tal, porém atualmente isso já não se aplica mais. É de conhecimento comum que alguns fluidos refrigerantes sintéticos, conhecidos como CFCs e HCFCs, são responsáveis por destruir a camada de ozônio e contribuir para o aquecimento global de forma significativa.

Nos últimos anos, as mudanças climáticas claramente despertaram a atenção de grande parte da sociedade mundial. Suas consequências na política de desenvolvimento frente ao meio ambiente vem sendo um dos pontos mais conflituosos entre as autoridades. De acordo com o último relatório publicado pela *Intergovernmental Panel on Climate Change* (IPCC), o período de 1983 a 2012 foi certamente o período de 30 anos mais quente do hemisfério norte nos últimos 800 anos, sendo possivelmente até dos últimos 1400 anos. Segundo o mesmo relatório, projeções apontam que a temperatura média da superfície terrestre pode aumentar entre 1,5 a 4,5 °C até o final desse século, implicando em um aumento no nível dos mares de cerca de 75 cm ([IPCC, 2014](#)).

A destruição da camada de ozônio vem sendo outro fator importantemente afetado pela indústria em geral. Responsável por filtrar determinadas radiações cósmicas extremamente malélicas ao ser humano e aos seres vivos em geral (a radiação UV-B, por exemplo), fica claro que sua preservação é mais do que essencial para a manutenção da vida terrestre. Do ponto de vista da refrigeração, essa destruição se dá através do uso de fluidos refrigerantes que contem cloro em sua base molecular, os CFCs e HCFCs. Estes compostos quando liberados na atmosfera, por serem menos densos que o ar, se elevam até a estratosfera, região onde está localizada a maior parte da conhecida camada de ozônio. Em seguida, sofrem fotólise e se desassociam, liberando o cloro em sua forma atômica, que por sua vez é extremamente instável e ataca a molécula de ozônio formando uma molécula de O_2 e uma de ClO . Como o monóxido de cloro também é extremamente instável, sua ligação é quebrada e com isso liberando novamente o cloro. Pesquisas indicam que devido essa reação em cadeia provocada pelos CFCs, uma única molécula do gás seria capaz de destruir na ordem de milhares de moléculas de ozônio, levando um tempo médio de permanência na atmosfera de centenas de anos (TOMASONI, 2006).

Nesse contexto, o dióxido de carbono (CO_2) surge como uma alternativa para tentar minimizar tais efeitos, uma vez que é uma substancia natural, atóxica, estável e não inflamável. Embora o CO_2 ainda seja responsável por uma parcela dos resultados do aquecimento global, em sua grande parte do setor industrial energético, seu impacto é inferior quando comparado a outros fluidos refrigerantes, como pode ser observado de forma mais detalhada na seção 2.3 do Capítulo 2 subsequente. Isso faz com que sua utilização como fluido refrigerante venha ganhando destaque e se tornando um forte movimento na Europa em prol da minimização dos impactos ambientais causados pelo homem. A cada dia que passa, a ideia também se populariza no Brasil, sendo ainda melhor aceita quando demonstra-se que além de tornar o sistema mais correto do ponto de vista ambiental, também pode se tornar atrativo pelo lado econômico.

1.1 Objetivos

O presente trabalho possui como objetivos:

- Estudar e apresentar o projeto de um sistema de refrigeração empregado em um supermercado de médio-grande porte, utilizando o CO_2 como fluido refrigerante.
- Desenvolver um melhor entendimento dos fenômenos associados, sendo a modelagem matemática do problema fundamentada em conceitos termodinâmicos.
- Analisar os componentes necessários para a implementação do sistema, as linhas de distribuição, cuidados de instalação e operação, assim como sua ergonomia no ambiente instalado.

- Utilizar o *software EES - Engineering Equation SolverTM* para a simulação dos sistemas, a fim de obter as eficiências energéticas de cada caso implementado de acordo com o *layout* do supermercado em questão.
- Por fim, estudar a viabilidade do projeto e verificar para diferentes condições de operação sua competitividade em relação aos sistemas mais comumente encontrados.

1.2 Organização do Trabalho

O seguinte trabalho apresenta-se dividido basicamente em cinco grandes blocos. No capítulo 1, foi apresentado a proposta de trabalho, seus objetivos e motivações, discorrendo de forma geral o que levou ao presente trabalho. O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica, contendo os principais conceitos e princípios básicos relativos à refrigeração, propriedades do ar e dióxido de carbono, conservação de alimentos através das baixas temperaturas e conforto térmico. Já no capítulo 3, considerações do projeto começaram a ser trabalhadas, através do desenvolvimento da metodologia aplicada ao cálculo das cargas térmicas frigoríficas necessárias para o cumprimento das exigências, juntamente com questões referentes à instalação, tais como o dimensionamento de dutos. Posteriormente, no capítulo 4 serão abordados os resultados referentes ao projeto dos sistemas de refrigeração aplicado ao supermercado além de uma análise de diferentes casos de ciclos. Por fim, tem-se o capítulo 5, dedicado às conclusões e sugestões de trabalhos posteriores.

2 Fundamentação Teórica

Este capítulo apresenta a fundamentação teórica necessária para o desenvolvimento deste trabalho, bem como o levantamento bibliográfico sobre pesquisas correlacionadas. Primeiramente, os conceitos básicos são abordados para o entendimento deste estudo, como princípios termodinâmicos, ciclos de refrigeração e condicionamento do ar. Por fim, é feita uma breve análise de parâmetros recomendados de acordo com a aplicação e exigências de refrigeração.

2.1 Princípios Termodinâmicos e Transferência de Calor

2.1.1 Propriedades Termodinâmicas de uma Substância

Uma propriedade de uma substância é definida como sendo características observáveis dessa substância. Para se definir completamente o estado da substância é preciso conhecer no mínimo duas propriedades termodinâmicas independentes, ou seja, a variação de uma não afetará a outra, e assim, definindo o estado pela combinação das mesmas. Tal fato se aplica a substâncias puras, onde a composição química é invariável e homogênea. As propriedades termodinâmicas podem ser divididas em duas classes gerais, as intensivas e extensivas. As intensivas são aquelas que independem da massa, como por exemplo temperatura, pressão e massa específica. Já as extensivas, são aquelas que tem seu valor dependente da massa, como o volume. Temos que, se uma dada quantidade de matéria é dividida em duas partes iguais, cada metade apresentará o mesmo valor em propriedades intensivas e a metade do valor total nas propriedades extensivas (WYLEN; BORGNAKKE; SONNTAG, 2009).

As propriedades mais comuns e pertinentes as áreas da termodinâmica são:

Temperatura (T), grandeza vinculada ao estado térmico da substância e a sua capacidade de transferir energia em forma de calor a outro corpo. A unidade termodinâmica para temperatura é o *Kelvin* [K].

Pressão (P), valor associado a força normal exercida pelo fluido por unidade de área, normalmente dada em *Pascal* [Pa] e seus múltiplos (quilopascal kPa, megapascal MPa).

Massa específica (ρ), grandeza que indica de maneira geral a quantidade de massa por unidade de volume. Ao passo que, **Volume específico** (ν) é o inverso, representando o volume por unidade de massa da substância. São definidos em [kg/m³] e [m³/kg], respectivamente.

Energia interna (u), propriedade que se atribui a energia que a matéria possui pelo movimento e forças intermoleculares. Sendo a temperatura responsável pela alteração da velocidade de movimentação das moléculas.

Entalpia (h), propriedade que descreve a energia interna total de uma substância, sendo essa a combinação em um processo entre energia de pressão constante e a energia interna, $u + Pv$. Em refrigeração, alguns componentes do sistema podem ser aproximados a um processo isobárico reversível, sem a realização de trabalho, e uma das características desse processo é que a variação de entalpia é igual à quantidade de calor transferida. No Sistema Internacional de Unidades (SI), a unidade da entalpia é [J/kg].

Entropia (s), está fundamentalmente associada a uma grandeza de desordem interna da substância, derivada da definição da 2ª lei da termodinâmica enunciada pela Desigualdade de Clausius. A unidade de entropia no SI é [J/K]

2.1.2 Calor, Trabalho e Primeira Lei da Termodinâmica

Trabalho e calor, de maneira geral, são formas de fluxos de energias em um sistema. Podem ser determinados através da variação de propriedades, contudo não são propriedades. Vale ressaltar que uma propriedade é algo intrínseco à matéria, o que não caracteriza o trabalho e o calor, ambos são fluxos e ocorrem entre o sistema e o meio. Além disso, a quantidade de energia envolvida em um processo depende de como o mesmo ocorre, sendo descrita como uma função de linha (δW e δQ). Como descrito por [Wyllen, Borgnakke e Sonntag \(2009\)](#) podemos definir trabalho e calor como:

Trabalho - Trabalho é realizado por um sistema sobre seu meio durante um processo se o único efeito externo ao sistema for o levantamento de um peso. É uma força agindo ao longo de uma distância.

Calor - Calor é o efeito de um corpo sobre outro devido à desigualdade de temperaturas entre eles. Se não houver diferença de temperatura, não há fluxo de energia na forma de calor.

A 1ª Lei da termodinâmica, também conhecida como lei da conservação de energia, estabelece que a energia não pode ser criada nem destruída, mas sim transformada entre as várias formas existentes. De maneira geral, segundo [Cengel, Boles e Buesa \(2006\)](#), a primeira lei da termodinâmica pode ser enunciada da seguinte forma: "A variação da energia total (ΔE) de um sistema termodinâmico fechado é igual a diferença entre a energia térmica (Q) e o trabalho (W) realizado no sistema". Na fórmula representada pela Equação 2.1 a seguir, temos:

$$E_2 - E_1 = Q_{1 \rightarrow 2} - W_{1 \rightarrow 2} \quad (2.1)$$

O sistema termodinâmico é delimitado através de suas fronteiras, as quais podem ser móveis, fixas, reais ou imaginárias. O sistema pode ainda ser classificado em sistema fechado, correspondendo a uma região onde não ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras (massa fixa), e sistema aberto, conhecido por volume de controle, que corresponde a uma região onde ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras. Na refrigeração, os componentes que constituem o ciclo são em sua maioria predominantemente volumes de controle. Entre as formas de energia que podem atravessar a fronteira de um volume de controle, estão incluídos os fluxos de calor (\dot{Q}), trabalho (\dot{W}) e os fluxos de energia vinculados a massa que entra e sai do sistema. Uma quantidade de massa em movimento possui energia cinética, energia potencial e energia térmica. Além disso, para a grande maioria dos sistemas industriais, a variação da quantidade de energia armazenada no sistema é igual a zero (PIRANI, 2005). Assim, diz-se que o sistema opera em regime permanente e a equação da primeira lei pode ser escrita como na Equação 2.2:

$$\sum \dot{Q} + \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \sum \dot{W} + \sum_{sai} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (2.2)$$

Onde:

\dot{Q} = fluxos de calor [W]

\dot{W} = trabalho [W]

\dot{m} = vazão mássica [kg/s]

h = entalpia do fluido [J/kg]

V = velocidade do fluido [m/s]

g = aceleração da gravidade [m/s²]

z = altura [m]

Convencionalmente, temos que o trabalho realizado pelo sistema possui sinal positivo e trabalho realizado sobre o sistema é considerado negativo. Enquanto o calor transferido ao sistema tem sinal positivo e calor transferido pelo sistema apresenta sinal negativo. No Sistema Internacional, a unidade convencional para calor e trabalho é o *Joule* [J] e para o fluxo de calor e trabalho utiliza-se o *Watt* [W].

2.1.3 Diagramas de *Mollier*

Na termodinâmica, é comum o uso de diagramas e tabelas para reunir informações úteis sobre determinado estado da substância, bem como propriedades e respostas que a mesma sofre sobre determinado processo. Tabelas sobre os fluidos mais comumente trabalhados, como o vapor d'água, são facilmente encontradas em apêndices de livros ou normas correlacionados. Essas trazem informações como pressões e temperaturas de satu-

ração, volume específico, energia interna, entalpia e entropia. Além disso, existem diversas outras tabelas que reúnem informações de diversas substâncias, tais como densidades, pesos moleculares, calores específicos, entre outros. Já os diagramas, são gráficos que trazem informações organizadas em ordenadas e abscissas relacionadas por duas propriedades intensivas, sendo em geral temperatura e entropia, pressão absoluta e volume específico, pressão absoluta e entalpia, etc.

Denomina-se como Diagramas de *Mollier*, os diagramas que possuem no eixo das ordenadas pressão absoluta (P) e no eixo das abscissas a entalpia específica (h). Estes são bastante utilizados para representação dos ciclos de refrigeração, visto que correlacionam propriedades essenciais do processo. Nele podemos observar o que ocorre em cada componente do sistema (compressor, condensador, válvula de expansão, evaporador) e montar completamente, de forma intuitiva, o ciclo de refrigeração. Segue abaixo, na Figura 1, um modelo de diagrama de *Mollier*, apresentando de forma simplificada como algumas relações são observadas.

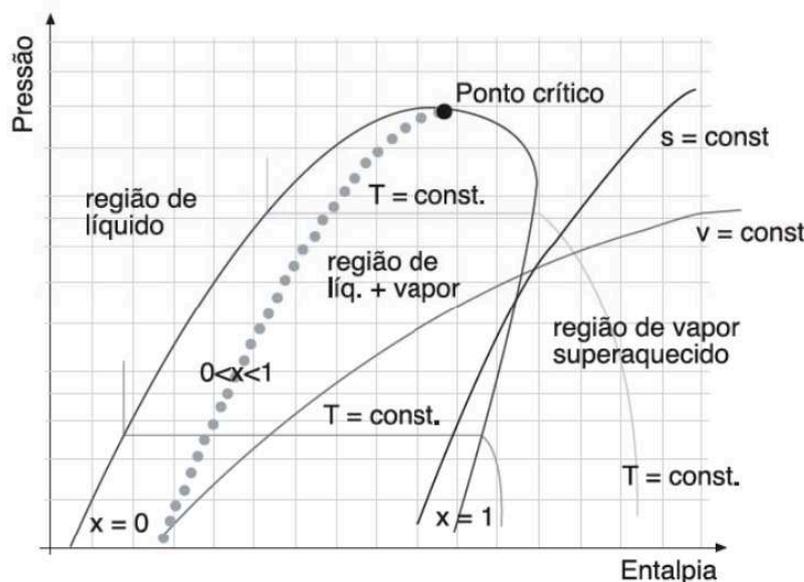


Figura 1 – Esquema de Diagrama Pxh (Mollier). Extraído de [SILVA \(2005\)](#)

A curva presente no gráfico que se assemelha a uma colina (ou um U invertido), damos o nome de domo, e ela é dependente do fluido em questão. São quatro principais regiões que um fluido se encontra em relação ao domo: à esquerda, à direita, acima e dentro do domo. À esquerda do domo, situa-se a região de líquido sub-resfriado, onde o fluido dadas as condições se encontra na fase líquida resfriada/comprimida. À direita, tem-se a região de vapor superaquecido, do qual o fluido se apresenta na forma de vapor acima da temperatura de saturação. Dentro do domo, uma região de título, formada por ambas as fases, sendo então a região de vapor úmido ou líquido mais vapor. Já acima do domo, como consequência acima do ponto crítico, tem-se uma região instável, onde nunca

haverá duas fases existentes, apenas uma variação contínua da massa específica, o ponto é que nessa condição super-crítica algumas questões deixam de ser válidas e se tornam mais complexas (WYLEN; BORGNAKKE; SONNTAG, 2009).

2.1.4 Transferências de Calor

Quando dois corpos ou regiões a diferentes temperaturas se relacionam, a temperatura entre eles tende a se equalizar. Denomina-se transferência de calor os estudos relacionados às formas pelas quais ocorrem a transferência de calor entre corpos e meios, resultante do gradiente de temperaturas entre eles. Basicamente, são três os mecanismos de transferência de calor: condução, convecção e radiação; e embora sejam estudados separadamente, as três formas ocorrem de maneira simultânea.

Condução

Condução é a transferência de energia que se dá através da interação entre as partículas adjacentes de um material. A condução pode ocorrer em sólidos, líquidos e gases. A taxa de condução de calor é dependente da diferença de temperatura no sistema, da geometria, da espessura e da natureza do material. A correlação entre essas grandezas é dada através da **Lei de Fourier da Condução Térmica** (CENGEL; GHAJAR, 2009).

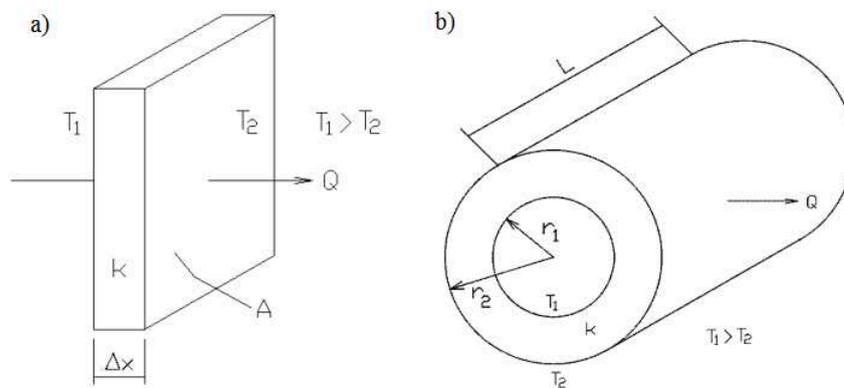


Figura 2 – Esboço de modelo físico para condução, placas planas (a) e cilindros (b). Extraído de SILVA (2005)

A lei de Fourier da condução térmica pode ser expressa para um problema unidimensional, sem geração e em regime permanente, envolvendo placas (paredes) pela Equação 2.3:

$$\dot{Q}_{cond} = -k.A.\frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.3)$$

Onde:

\dot{Q}_{cond} = fluxos de calor por condução [W]

k = condutividade térmica do material [W/m.K]

A = área de transferência de calor [m²]

ΔT = variação de temperatura entre a superfície [K]

Δx = espessura da placa [m]

O sinal negativo na Equação 2.3 tem como propósito assegurar que a transferência de calor seja positiva no sentido positivo que se convencionar a variação de x . A área A a ser considerada deve ser sempre a área normal à direção da transferência.

Já a lei de Fourier envolvendo cilindros (tubos) pode ser dada pela Equação 2.4:

$$\dot{Q}_{cond} = 2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot \frac{\Delta T}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (2.4)$$

Onde:

\dot{Q}_{cond} = fluxos de calor por condução [W]

k = condutividade térmica do material [W/m.K]

L = comprimento do cilindro [m]

ΔT = variação de temperatura entre a superfície [K]

r_1 = raio interno do cilindro [m]

r_2 = raio externo do cilindro [m]

Caso ao longo do trabalho seja necessário maiores informações sobre os fenômenos de condução, os mesmos serão abordados nas respectivas seções.

Convecção

Entende-se por Convecção o fenômeno de transporte associado a interação entre o movimento de um fluido com uma superfície. A transferência de calor através de um líquido ou gás pode ocorrer por condução ou convecção, dependendo do movimento de massa do fluido. Se o fluido estiver se movendo, a transferência ocorre por convecção; caso esteja parado, condução. Entretanto, a condução em fluidos é em sua grande parte teórico, uma vez que um fluido nunca está parado verdadeiramente, pois nessa condição, as próprias trocas térmicas causam uma movimentação no fluido da qual chamamos convecção natural.

A convecção é intensamente influenciada pelas características do escoamento do fluido, como o perfil de velocidades, turbulência, direção, entre outros; além das propriedades do fluido. O movimento aumenta a transferência de calor e quanto maior for a turbulência e velocidade de movimentação do fluido, maior serão as trocas térmicas. Apesar da complexidade da convecção entre associar as trocas de calor com a movimentação

do fluido, esta pode ser bem expressa através da **Lei de Newton do resfriamento**, representada de forma geral pela Equação 2.5 (CENGEL; GHAJAR, 2009).

$$\dot{Q}_{conv} = h.A.(T_s - T_\infty) \quad (2.5)$$

Onde:

\dot{Q}_{conv} = fluxos de calor por convecção [W]

h = coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m².K]

A = área de transferência de calor [m²]

T_s = temperatura da superfície [K]

T_∞ = temperatura do fluido suficientemente longe da superfície [K]

Para facilitar o desenvolvimento de problemas envolvendo convecção, é comum o uso de números adimensionais, agrupando-se variáveis para reduzir o número delas na equação. Cada situação exige, por exemplo, um coeficiente de transferência de calor por convecção próprio, de acordo com as condições impostas, e a determinação exata de quanto realmente vale esse coeficiente é complexa. Dentre os principais números adimensionais que auxiliam os estudos da convecção e são vastamente utilizados temos o *número de Reynolds*, o *número de Nusselt* e o *número de Prandtl*. Por vezes, em condições mais típicas de atuação da convecção, os valores do coeficiente de convecção são agrupados em tabelas e podem ser utilizados quando o problema trabalhado se assemelhar ao dado.

Caso ao longo do trabalho seja necessário maiores informações sobre os fenômenos de convecção, os mesmos serão abordados nas respectivas seções.

Radiação

Radiação é a emissão de energia por um corpo através de ondas eletromagnéticas, como resultado das mudanças nas configurações dos elétrons na matéria. Ao contrário da condução e convecção, que exigem um meio material para ocorrerem, a radiação não exige tal condição. Essa é a forma que a energia emitida pelo Sol atinge a Terra. Todo corpo com temperatura diferente de zero absoluto emite radiação térmica, sendo essa diferente das outras formas de radiação por não estarem relacionadas a temperatura. A radiação é um fenômeno volumétrico e todos os sólidos, líquidos e gases, emitem e absorvem a radiação em diferentes graus. Todavia, geralmente é tratada como um fenômeno superficial para sólidos opacos, dado que a radiação emitida no interior de materiais não chega à superfície e a incidente não ultrapassa alguns poucos microns a partir da superfície (CENGEL; GHAJAR, 2009).

A taxa de radiação emitida por uma superfície a certa temperatura é dada pela **Lei de Stefan-Boltzmann**, expressa da seguinte forma pela Equação 2.6.

$$\dot{Q}_{rad,emit} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T_s^4 \quad (2.6)$$

Onde:

$\dot{Q}_{rad,emit}$ = taxa de radiação emitida [W]

ε = emissividade

σ = constante de Stefan-Boltzmann [W/m².K⁴]

A = área de transferência de calor [m²]

T_s = temperatura da superfície [K]

A superfície ideal que emite radiação máxima é chamada de corpo negro. A emissividade da superfície é a medida que relaciona o quanto uma superfície aproxima-se do corpo negro, assumindo valores entre 0 e 1, do qual o corpo negro $\varepsilon = 1$. O corpo negro também é um absorvedor perfeito, absorvendo toda radiação incidente (CENGEL; GHAJAR, 2009).

Caso ao longo do trabalho seja necessário maiores informações sobre os fenômenos de radiação, os mesmo serão abordados nas respectivas seções.

2.2 Introdução ao Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor

Basicamente, existem três tipos principais de refrigeração: os sistemas por compressão de vapor, por absorção e por efeitos termoelétricos, sendo os sistemas por compressão de vapor abundantemente mais utilizados, principalmente em instalações industriais e de grande porte, além de refrigeradores convencionais e condicionadores de ar. Os componentes primordiais para um sistema de refrigeração por compressão de vapor são: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador, fora outros dispositivos também necessários para o funcionamento do ciclo tais como a tubulação e elementos de controle.

2.2.1 Ciclo Teórico e Real de Compressão de Vapor

Como já se sabe, um ciclo de refrigeração tem como objetivo transferir continuamente energia térmica de uma região de baixa temperatura para uma de maior temperatura, isso só é possível pelo fornecimento de trabalho, e claramente, sem quebrar a segunda lei da termodinâmica, enunciado por *Clausius* como: "É impossível construir um dispositivo que opere, segundo um ciclo, e que não produza outros efeitos além da transferência de calor de um corpo frio para outro mais quente" (CENGEL; BOLES; BUESA, 2006).

No ciclo de compressão a vapor, o trabalho fornecido ao compressor é utilizado pelo sistema na forma de aumento de pressão e temperatura do vapor de fluido refrigerante quando o mesmo passa pelo compressor ($1 \rightarrow 2$). Esse vapor a alta pressão e temperatura é direcionado para um condensador, a fim de rejeitar calor para o meio e condensar o fluido ($2 \rightarrow 3$). Em seguida, o líquido de fluido refrigerante condensado e a alta pressão desloca-se por um dispositivo de expansão onde se altera para a condição de uma mistura vapor-líquido a baixa pressão e temperatura ($3 \rightarrow 4$). Nesse momento então, o fluido refrigerante retira calor do meio a ser refrigerado através de um evaporador, vaporizando-se e seguindo em direção ao compressor, onde reinicia o processo ($4 \rightarrow 1$). A Figura 3 mostra esquematicamente como se dispõe o ciclo em questão.

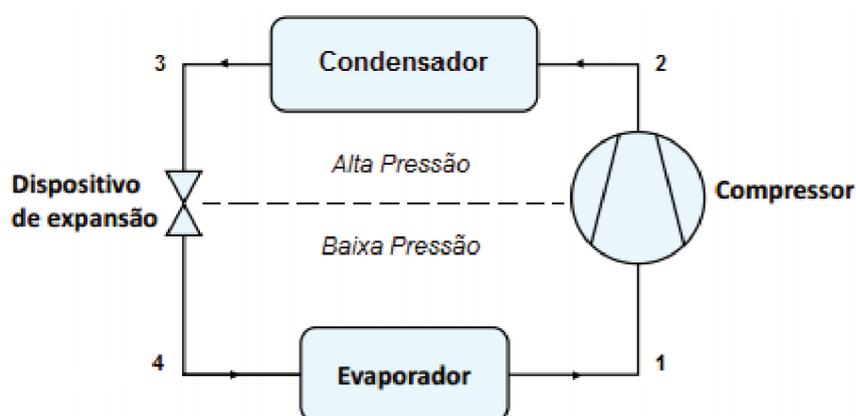


Figura 3 – Esquema básico de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Um ciclo termodinâmico qualquer tem como comparação ideal o ciclo de *Carnot*, sendo este formado apenas por processos reversíveis, e assim, o de maior rendimento térmico possível. Contudo, este ciclo é totalmente impraticável devido a uma série de questões técnicas e econômicas, como a dificuldade de se obter um processo reversível de expansão e a utilização de uma turbina como dispositivo expensor, além do fato de que a compressão de uma mistura vapor-líquido poderia causar problemas ao compressor. Dadas peculiaridades, define-se outro ciclo chamado Ciclo Padrão, no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real, podendo então, ser mais efetiva a comparação entre o ciclo real e o teórico. A Figura 4 mostra os diagramas T_xs para os ciclos de *Carnot* e Padrão e P_xh para o ciclo Padrão.

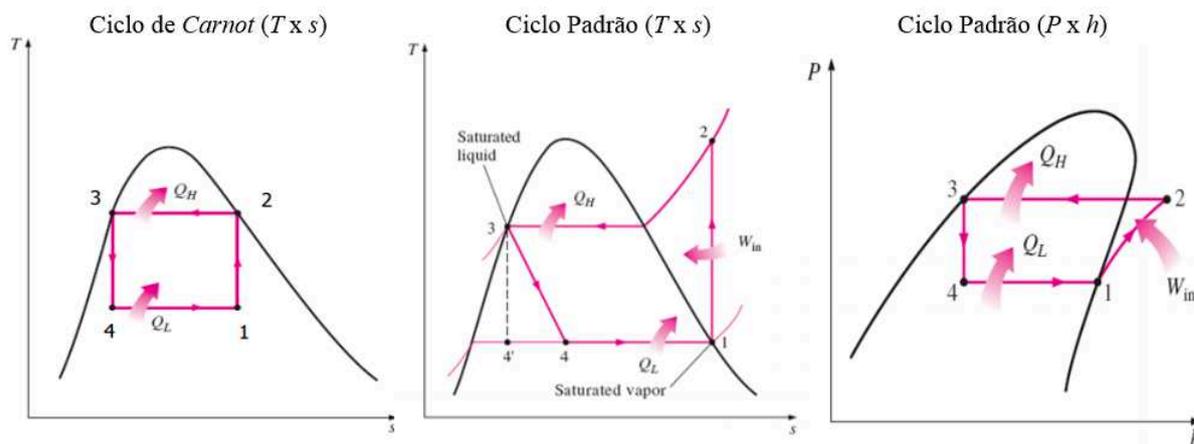


Figura 4 – Diagramas representativos dos ciclos de *Carnot* e Padrão (CENGEL; BOLES; BUESA, 2006)

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo padrão são dados como:

- 1 → 2 - Processo de compressão adiabático reversível, portanto isentrópico. O fluido chega ao compressor na condição de vapor saturado, ou seja, título igual a um ($x=1$);
- 2 → 3 - Processo de rejeição de calor à pressão constante de uma temperatura T_2 até a temperatura de condensação T_{Cd} , até se tornar líquido saturado ($x=0$);
- 3 → 4 - Processo de expansão irreversível isentálpico passando de líquido saturado a uma condição de mistura e baixa pressão;
- 4 → 1 - Processo de absorção de calor à pressão constante desde o estado de mistura até vapor saturado ($x=1$).

Existem diversos contratempos que resultam nas diferenças entre o real e o teórico. Dentre elas, uma das principais diferenças é a queda de pressão nas linhas, tanto de líquido, quanto de vapor. Outra diferença é o sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador e o superaquecimento na sucção do compressor, sendo este também um processo importante de boas práticas em refrigeração, que visa evitar a entrada de líquido no compressor. Porém, como o processo real de compressão é na verdade politrópico, a temperatura de descarga pode ser muito elevada em função do valor desse superaquecimento, transformando-se em problemas para o ciclo de refrigeração. Tais adversidades estão esquematizadas na Figura 5 a seguir, onde a região em pontilhado seria o ciclo padrão teórico, ao passo que a outra região formada a partir dos sufixos com " ' " indica a região do ciclo real.

1. Funcionamento do Compressor

O valor do COP está intimamente ligado ao funcionamento do compressor, uma vez que o mesmo depende de como será efetuada a compressão. Como sabemos, o processo de compressão real ocorre de maneira politrópica, causando desvios do ciclo real em comparação ao teórico, e, logicamente, quanto menor for a eficiência no processo de compressão (inclusive dos motores elétricos), menor será o COP do ciclo.

2. A Temperatura de Evaporação

Em relação à temperatura de evaporação, pode-se afirmar que quanto menor for a temperatura de evaporação, menor será o COP do ciclo. São diretamente proporcionais.

3. A Temperatura de Condensação

Já em relação à temperatura de condensação, é conciso afirmar que quanto maior for a temperatura de condensação, menor será o COP do ciclo. São inversamente proporcionais. Fica claro analisar que, tanto para a temperatura de evaporação, quanto para a de condensação, quanto maior for a distância entre as duas, menor será o COP.

4. O Efeito do Sub-resfriamento

O aumento do sub-resfriamento resulta em um aumento do COP do ciclo, ou seja, quanto menor for a temperatura de saída do condensador, mais eficiente se torna o ciclo. Fato é que, em geral, utiliza-se o sub-resfriamento apenas para manter a capacidade frigorífica do sistema, assegurando líquido na entrada dos dispositivos de expansão.

5. O Efeito do Superaquecimento

Via de regra, com o aumento do superaquecimento o COP tende a diminuir. Em alguns casos especiais, mesmo que o COP aumente, outros problemas no funcionamento do ciclo poderão ocorrer, como a queima de óleo no compressor. Dessa forma, o superaquecimento se justifica apenas por fins de segurança, evitando a entrada de líquido no compressor (SILVA, 2005).

2.3 Ciclos de Refrigeração Utilizando CO₂

2.3.1 O CO₂ como Fluido Refrigerante

Segundo Melo e Hermes (2008), o dióxido de carbono foi introduzido como fluido refrigerante por Thaddeus Lowe, em 1866, cerca de 32 anos após Jacob Perkins propor o

ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Mas só em 1897, iniciou-se uma produção em série de compressores e sistemas que utilizavam CO_2 como fluido refrigerante. A partir daí, no início do século XX, o dióxido de carbono se tornou um dos fluidos refrigerantes mais utilizados. Entretanto, com o advento dos clorofluorcarbonos (CFCs) desenvolvidos na época, e suas vantagens frente ao ciclo operante com CO_2 , fez com que o dióxido de carbono caísse em desuso. Contudo, com a descoberta dos males ao meio ambiente que os CFCs e HCFCs causam, aliados aos protocolos de Montreal (1987) e Kyoto (1997), grandes esforços estão sendo empregados para substituir tais fluidos por outros menos nocivos, sendo os fluidos naturais uma boa alternativa, uma vez que seus índices de Potencial de Depleção de Ozônio (ODP, Ozone depletion potential) e Potencial de Aquecimento Global (GWP, Global Warming Potential) são inferiores, o que faz com que ganhem força nos últimos anos para se reestabelecerem.

O dióxido de carbono, também conhecido como gás carbônico, é um composto químico formado por dois átomos de oxigênio e um de carbono. Sua geometria linear e de caráter apolar apresenta fracas ligações intermoleculares, gás nas condições ambientes, incolor, inodoro, não inflamável, mais denso que o ar e pouco solúvel em água. Sua denominação como fluido frigorífico segundo a ASHRAE é R744, sendo o 7 da classe dos fluidos naturais e 44 seu peso molecular. O CO_2 é considerado um fluido com alto ponto triplo ($-56,6\text{ °C}$; 5,2 bar) e baixo ponto crítico ($31,1\text{ °C}$; 73,8 bar), conforme ilustrado pela Figura 6.

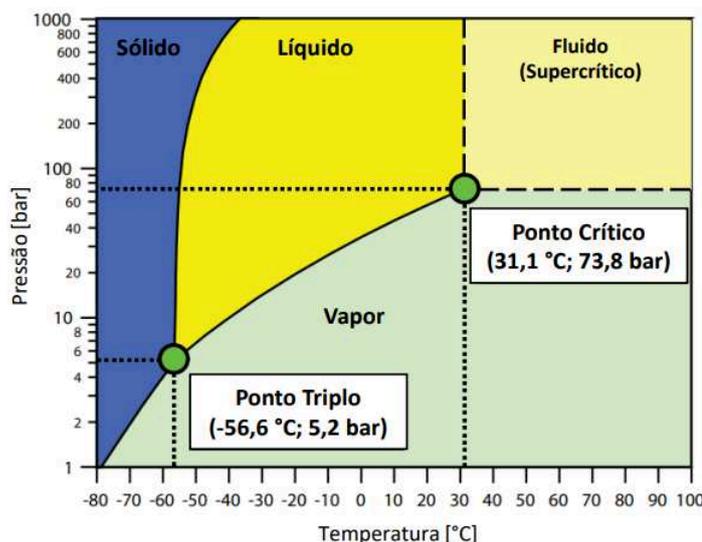


Figura 6 – Diagrama de Fase do CO_2 . Extraído de (NETO; BANDARRA; MARCUCCI, 2019)

Tal fato faz com que quando a operação ocorre próxima ao ponto triplo, a expansão do CO_2 pode ocasionar na formação de gelo seco, contudo, o CO_2 não dilata ao se solidificar, apenas interferindo na eficiência da máquina e não ocasionando no rompimento

da tubulação. Já o baixo ponto crítico faz com que não seja possível condensar o dióxido de carbono em temperatura ambiente, mesmo operando em altas pressões, o que resultaria estar acima do ponto crítico e não sendo mais possível diferenciar as fases líquido e vapor. Essa condição faz com que surja duas alternativas de construção utilizando o CO₂, o ciclo transcrito e o ciclo subcrítico (cascata), que serão melhores discutidos na seção seguinte.

O dióxido de carbono têm como principais vantagens, frente aos demais fluidos frigoríficos, um potencial de aquecimento global desprezível, sendo a referência da escala (GWP=1); zero potencial de destruição da camada de ozônio (ODP=0); baixo custo, abundante no meio ambiente; boa miscibilidade com óleos lubrificantes; compacto, com alta capacidade frigorífica volumétrica; não inflamável (A1), não tóxico (A1) e não corrosivo. Do ponto de vista mecânico, o uso de CO₂ implica em elevada vida útil do compressor, devido a baixas taxas de compressão; diminuição dos diâmetros das tubulações e trocadores de calor, resultando em menor carga de refrigerante (NETO; BANDARRA; MARCUCCI, 2019). A Figura 7 a seguir apresenta um quadro comparativo entre alguns dos principais fluidos refrigerantes utilizados.

COMPARATIVO ENTRE FLUIDOS REFRIGERANTES								
CARACTERÍSTICA	R12	R22	R134a	R404A	R290	R600a	NH ₃	CO ₂
Refrigerante Natural	Não	Não	Não	Não	Sim	Sim	Sim	Sim
Classificação	CFC	HCFC	HFC	HFC	HC	HC	Inorgânico	Inorgânico
ODP (potencial de destruição do ozônio)	0,82	0,055	0	0	0	0	0	0
GWP (potencial de aquecimento global)	8.100	1.500	1.300	3.922	3	3	<1	1
Inflamável	Não	Não	Não	Não	Sim	Sim	Sim	Não
Tóxico	Não	Não	Não	Não	Não	Não	Sim	Não
Temperatura crítica (em °C)	112	96,2	101,2	72,1	96,7	134,7	132,3	31,1
Pressão crítica (em bar)	41,4	49,9	40,6	37,3	42,5	36,4	112,7	73,8

Figura 7 – Comparativo entre alguns dos principais fluidos refrigerantes (LINDE, 2019).

2.3.2 Ciclo Transcrítico e Subcrítico

Como dito anteriormente, devido suas propriedades, a utilização do CO₂ como fluido refrigerante implica em dois modelos de operação, o ciclo transcrito e o subcrítico. Ambos os sistemas seguem as mesmas premissas de um ciclo de refrigeração convencional, no qual respeito a compressão, rejeição de calor, expansão e retenção de calor. Todavia, levam a projetos frigoríficos substancialmente distintos com diversas particularidades. Na Figura 8 que segue, podemos visualizar o posicionamento das regiões de atuação dos ciclos no diagrama P_{xh}.

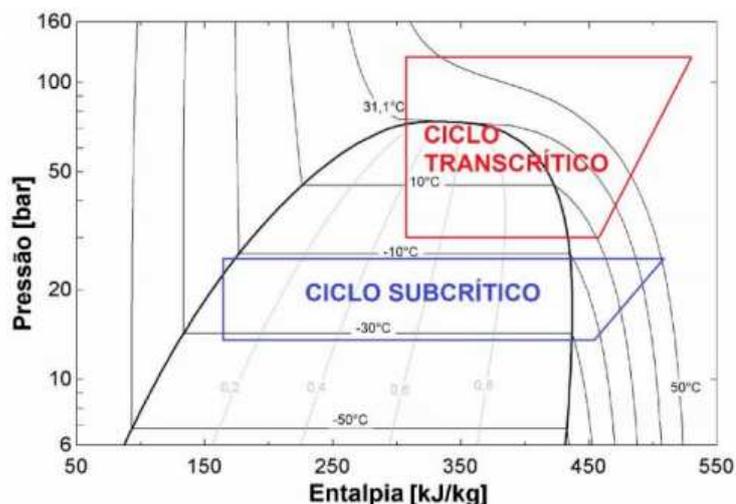


Figura 8 – Regiões transcricas e subcricas no diagrama P_{xh} CO₂ (QUEIROZ, 2017).

Ciclo Transcrico

O ciclo transcrico possui como sua principal característica as elevadas pressões atuantes que culminam em operação na região supercrica (acima do ponto crico), tornando a rejeio de calor bem mais complexa e as propriedades do fluido distintas. Nesse caso, a rejeio de calor no mais acontece em um condensador, mas sim em um *gas cooler*, pois no e possvel que ocorra a mudana de fase, apenas um resfriamento do gs. As presses de alta chegam a ordem de 90 a 120 bar, de acordo com Pereira (2010). A Figura 9, apresenta de forma ilustrativa o ciclo de operao transcrico.

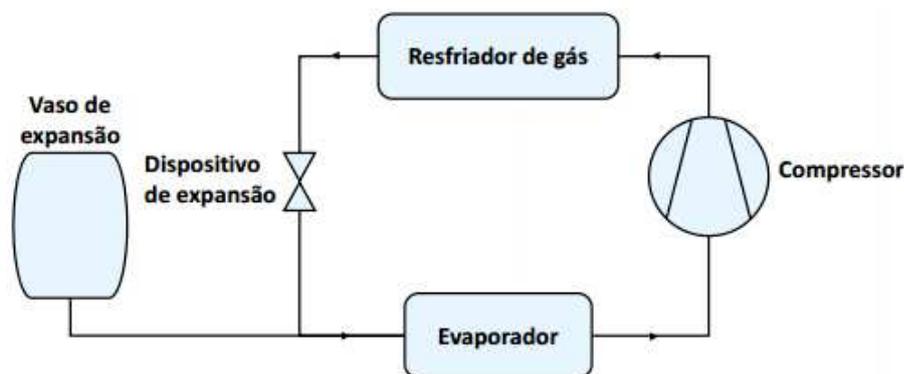


Figura 9 – Esquematizao do ciclo bsico de refrigerao transcrico.

Um ponto importante de se notar no funcionamento de um ciclo transcrico e a grande necessidade que se tem em manter um controle preciso da presso na regio de alta. Nessa regio, ao contrrio dos ciclos convencionais, a presso e a temperatura so propriedades independentes (Isotermas em forma de S no diagrama P_{xh}), e portanto, se houver uma grande variao de presso no momento de troca trmica, o valor de entalpia para uma mesma temperatura de sada do *gas cooler* ser maior, prejudicando a capacidade de

evaporação do sistema ($> Q_{evap}$). Além disso, o ciclo transcrito também apresenta alta sensibilidade na capacidade de refrigeração com as mudanças da temperatura ambiente, o que reflete em variações no COP (PEREIRA, 2010).

Visto isso, o ciclo transcrito necessita de componentes especialmente projetados para operar com segurança. Suas principais aplicações são em sistemas de pequeno porte, tais como ar condicionado automotivo e refrigeração comercial leve; em configurações mais complexas, pode ser utilizado em aplicações de grande porte com temperatura ambiente baixa. Vale lembrar, todavia, que esse ciclo permite uma solução completamente livre da utilização de fluidos frigorífico halogenados (PEREIRA, 2010).

Ciclo Subcrítico

No sistema subcrítico, também conhecido como cascata, diferentemente do transcrito, sua região de alta pressão se situa abaixo do ponto crítico e nesse caso o dióxido de carbono se condensa. Para isso, utiliza-se de um sistema "auxiliar" incorporado, de modo que o CO_2 seja o ciclo de baixas temperaturas e sua condensação ocorra vinculada ao evaporador de outro ciclo que seja capaz de se condensar à temperatura ambiente. As pressões do lado de alta no CO_2 são da ordem de 30 a 45 bar (QUEIROZ, 2017). A Figura 10 a seguir, mostra um esquema de maneira simplificada de como ocorre essa construção do ciclo cascata.

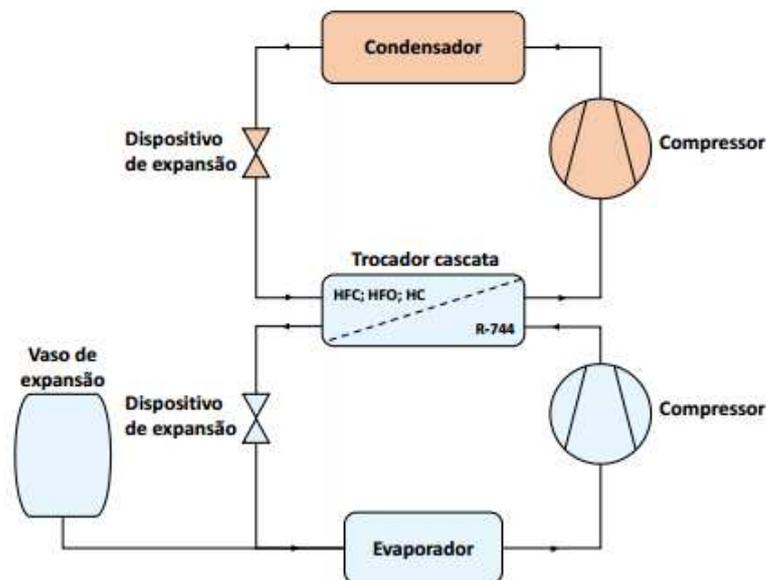


Figura 10 – Esquematização do ciclo básico de refrigeração subcrítica/cascata.

Ainda em consideração ao sistema cascata com CO_2 , deve ser observado que por possuir pressões de saturação altas, por exemplo, a $25\text{ }^\circ\text{C}$ a pressão é de 63 bar, se ocorresse uma falha na geração de energia, o sistema tenderá a equilibrar com a temperatura ambiente, logo deve ser projetado um tanque de alívio que permita uma dilatação e expansão do vapor, ou válvulas de segurança que permitam o alívio de pressão em caso de

falhas. O mesmo serve para o ciclo transcrito que opera com pressões ainda maiores (QUEIROZ, 2017).

2.4 Propriedades do Ar

O ar atmosférico basicamente é formado por nitrogênio (78,08%), oxigênio (20,94%), argônio (0,93%) e pequenas quantidades de outros gases. O gás carbônico, por exemplo, corresponde a apenas uma porcentagem de aproximadamente 0,04%. Nele também está contido uma parte de vapor d'água (umidade) e partículas sólidas suspensas. Já o ar seco, é definido como sendo o ar isento de vapor d'água. É conveniente nas aplicações relacionadas ao ar trata-lo como uma mistura de vapor d'água com ar seco, já que a concentração de ar seco na atmosfera permanece aproximadamente constante por toda atmosfera, mas a quantidade de vapor varia, influenciando no modo de resposta do ar frente aos efeitos físico-químicos que nele ocorre. Normalmente, tanto o ar seco como também o vapor d'água são tratados como gases ideais (SILVA et al., 2008).

Umidade Específica e Relativa do Ar

Existem diversas maneiras de se especificar a quantidade de vapor d'água no ar. Dentre elas, um dos modos mais comuns de se especificar é determinando a massa de vapor d'água presente por unidade de massa de ar seco, conhecida por umidade absoluta ou específica. Já o conceito de umidade relativa, está ligado a relação entre a quantidade de vapor d'água presente no ar com a quantidade máxima de umidade que o ar pode conter na mesma temperatura. (SILVA et al., 2008)

Temperatura de Bulbo Seco, Bulbo úmido e do Ponto de Orvalho

Usualmente, usa-se o termo de temperatura de bulbo seco para se referir a temperatura comum do ar atmosférico, utilizando um termômetro normalmente. Enquanto isso, a temperatura de bulbo úmido refere-se a temperatura medida com um termômetro cujo bulbo esteja coberto por um algodão encharcado de água, usado para determinar a umidade absoluta ou relativa do ar de acordo com a diferença entre as duas temperaturas. Caso a temperatura de bulbo seco seja igual a de bulbo úmido, o ar nessa condição está no ponto de saturação, ou seja, não suporta mais umidade para aquela temperatura. A temperatura e sua capacidade de absorção de umidade são diretamente proporcionais, quanto maior a temperatura, mais vapor d'água é suportado. A temperatura de ponto de orvalho é definida como a temperatura em que a condensação começa quando o ar em determinada condição começa a se resfriar. Em outras palavras, é a temperatura de saturação da água correspondente a pressão de vapor (CENGEL; BOLES; BUESA, 2006).

2.4.1 Diagrama Psicrométrico

O diagrama psicrométrico é uma forma de se relacionar diversas propriedades do ar atmosférico de interesse no condicionamento de ar a uma pressão específica. Nele, pode-se determinar completamente o estado do ar com apenas duas propriedades intensivas independentes. A Figura 11 traz uma visão geral das propriedades presentes no diagrama.

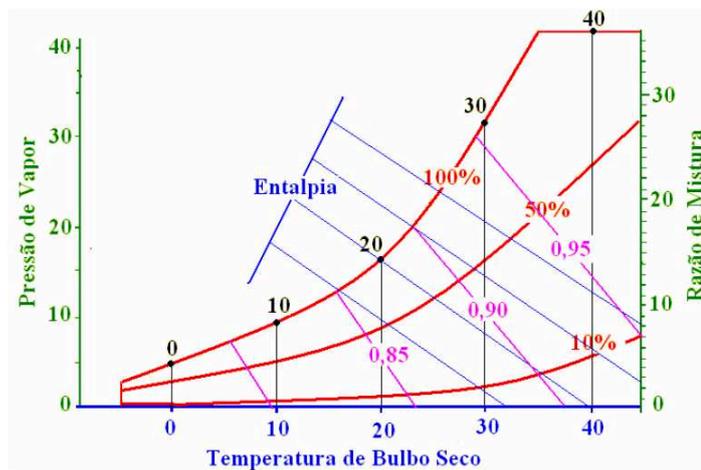


Figura 11 – Esquema simplificado de um Diagrama Psicrométrico (SILVA et al., 2008)

Neste diagrama, podemos notar que o eixo das abcissas é formado pelas temperaturas de bulbo seco, ou seja, a temperatura ambiente. No lado esquerdo das ordenadas, a pressão de vapor exercida pela umidade em mbar, ao passo que, do lado direito observamos a razão de mistura. As linhas curvas pela figura são as linhas de umidade relativa, sendo a última delas correspondente a linha de vapor de saturação. Próximo a essa linha, temos os valores de temperaturas de bulbo úmido, juntamente com as linhas com valores de entalpia. E por fim, as linhas inclinadas que indicam o volume específico do ar seco.

O Anexo A mostra um diagrama psicrométrico utilizado para se determinar as propriedades a pressão atmosférica (101,325 kPa).

2.4.2 Conforto Térmico

Embora este não seja o objetivo deste trabalho, vale refletir como o corpo humano responde ao estado do ar. Em média, a temperatura corporal de uma pessoa saudável é mantida em cerca de 37 °C e essa irá se sentir confortável em um ambiente no qual a dissipação de calor não seja prejudicada, sendo a temperatura ambiente o índice mais importante do conforto. De acordo com a ASHRAE (*The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*), uma pessoa se sente confortável em temperaturas entre 22 °C e 27 °C. A umidade relativa do ar também apresenta grande importância sobre o conforto, sendo confortável em porcentagens de 30% a 60%. Outro

ponto importante é a velocidade com que se move o ar, melhorando ou não a dissipação de calor do corpo por convecção e evaporação. Este deve ser forte o bastante para remover a massa de ar quente formada ao redor do corpo, mas fraco o suficiente para não ser incômodo. Valores que podem ser tomados como referência para tal são em torno de 0,25 m/s (FROTA; SCHIFFER, 1995). Segundo Petrucci (2018), a média anual de umidade relativa em Uberlândia entre os anos de 1981 e 2015 foi de 68,4%, sendo esse valor mais próximo de 60% nos últimos anos.

2.5 Conservação de Alimentos

Sabemos o quão importante é que tenhamos o melhor aproveitamento possível dos alimentos, desde sua produção, ao transporte e distribuição. A refrigeração em supermercados apresenta-se como um dos principais e mais utilizados métodos de conservação, frente à necessidade de manter os alimentos em bom estado até que o consumidor final o adquira. Os alimentos são basicamente de origem ou animal, ou vegetal, e tratando-se de matéria orgânica, estão suscetíveis a alterações. Tais alterações estão relacionadas a fenômenos físicos (térmico, radiativo), químicos (contaminantes, oxidantes, concentrações) e, o mais grave entre eles, os biológicos (microrganismo) (GAVA; SILVA; FRIAS, 2009).

A conservação de alimentos a baixas temperaturas baseia-se na inibição dos agentes responsáveis pela alteração dos alimentos, diferentemente da pasteurização, por exemplo, onde existe a eliminação direta dos microrganismos. Ela pode ser tanto pelo resfriamento como pelo congelamento, e estão relacionados ao tipo de produto e período que se deseja conservar. Em geral, produtos resfriados são utilizados na conservação de curtos espaços de tempos, em produtos onde não há a necessidade de congelamento, tais como frutas, líquidos ou desidratados. Com uma faixa de temperaturas em média de 2 °C a 8 °C, este mantém melhor os aspectos de produto fresco, *in natura*, sendo complementado por outros processos de conservação. Já o processo de congelamento é utilizado com o intuito de longos períodos de conservação, comumente aplicado em carnes e produtos mais sensíveis a ação microbiana, variando entre -40 °C e -10 °C, usualmente sendo o armazenamento de congelados a -18 °C (GAVA; SILVA; FRIAS, 2009) .

A ANVISA (Agência Nacional de Vigilância Sanitária) órgão responsável por fiscalizar e tratar de assuntos referentes a vigilância sanitária, dispõe de algumas medidas a serem tomadas para a manutenção da segurança alimentar. Segundo a agência, alimentos descongelados devem ser mantidos sob refrigeração, não podendo ser recongelados. Além disso, alimentos resfriados, em média, devem permanecer numa faixa entre -4 a 7 °C, a depender do tipo de alimento, e congelados em temperaturas abaixo de -18 °C (ANVISA, 2015).

3 Metodologia

O propósito deste capítulo é discutir o desenvolvimento metodológico do trabalho, apontando considerações a serem feitas, modelagens e métodos aplicados ao dimensionamento dos sistemas de refrigeração.

3.1 Contextualização e Considerações de Projetos

De forma geral, em projetos de engenharia, é recomendável que as diretrizes apontadas pelas normas vigentes sobre determinado assunto sejam consideradas. Tais medidas diminuem as possibilidades de erros de projeto que podem acontecer, assegura uma padronização dos métodos e traz maior segurança para o que está sendo realizado. No Brasil, a ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) é o órgão regulamentador responsável pela elaboração das normas. Existem várias normas técnicas que tratam sobre um projeto de refrigeração, que vão desde considerações em condicionamento de ar até medidas de manutenção e segurança. Em um projeto de refrigeração para supermercados, temos como principal destaque a [NBR16255 \(2014\)](#), responsável por apresentar diretrizes para o projeto e a instalação de equipamentos frigoríficos em supermercados, considerando condições de operação e ambientais dos expositores. Em outros países, existem também outros órgãos regulamentadores que tratam dos assuntos técnicos e são referência para os demais, como é o caso da ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers*), associação americana que busca aprimorar o projeto e a construção de sistemas de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração.

Atualmente, existem algumas unidades de refrigeração instaladas no Brasil onde se utiliza o CO₂ como fluido refrigerante. [Pereira \(2010\)](#) apresenta estudos abordando o primeiro supermercado da América latina que utiliza desse sistema, um dos supermercados da rede Verdemar, em Belo Horizonte - MG. [Silva \(2013\)](#) traz estudos sobre o panorama nacional referente as aplicações com CO₂ até então, sendo notório o crescente interesse dos investidores e pesquisadores sobre o assunto.

O sistema proposto no trabalho tem como intuito ser capaz de refrigerar uma câmara de congelados, uma de resfriados, uma de carnes, duas salas de preparo e uma armazenagem hortifrúti, além de 28 ilhas de congelados e 26 expositores de resfriados. A temperatura de evaporação na câmara e ilhas de congelados deve estar entre -20 °C e -18 °C, enquanto na câmara e expositores de resfriados é desejável que a mesma esteja entre -4 °C e -2 °C, e das salas de preparo e hortifrúti entre 6 °C e 10 °C. Os expositores de bebidas utilizados no supermercado serão considerados do tipo geladeiras individuais, mais comuns nesse tipo de condicionamento, não entrando, portanto, no cálculo do sistema.

Dentre os setores que compreendem aos expositores resfriados temos 6 deles expositores de carnes no açougue, 12 de laticínios e sucos, 6 de produtos frios e outros 2 de queijos e pré-preparados.

A temperatura ambiente desejada no interior do supermercado gira em torno de 23°C, entretanto, foi definido que o sistema de ar condicionado e climatização de ambiente do supermercado não estará incorporado ao trabalho, cabendo somente a refrigeração dos produtos.

Supostamente instalado na cidade de Uberlândia-MG, de acordo com [Petrucci \(2018\)](#), a temperatura externa na cidade durante o verão pode chegar a até 33 °C com certa frequência, sendo portanto, o parâmetro de temperatura externa adotado.

3.1.1 Layout do Supermercado

O suposto supermercado possui 65x45m e 8m de pé direito, ocupado ao fundo por salas frigoríficas e um setor administrativo. Juntamente a ele, um depósito de produtos com 20x20m e 12m de pé direito também está integrado ao supermercado. Para uma melhor visualização da disposição dos elementos no supermercado, foi montada de maneira simplificada, utilizando o *software AutoDesk - AutoCAD 2020©*, uma planta baixa do supermercado onde podemos visualizar a construção do mesmo. A Figura 12 a seguir mostra a vista superior do supermercado estudado.

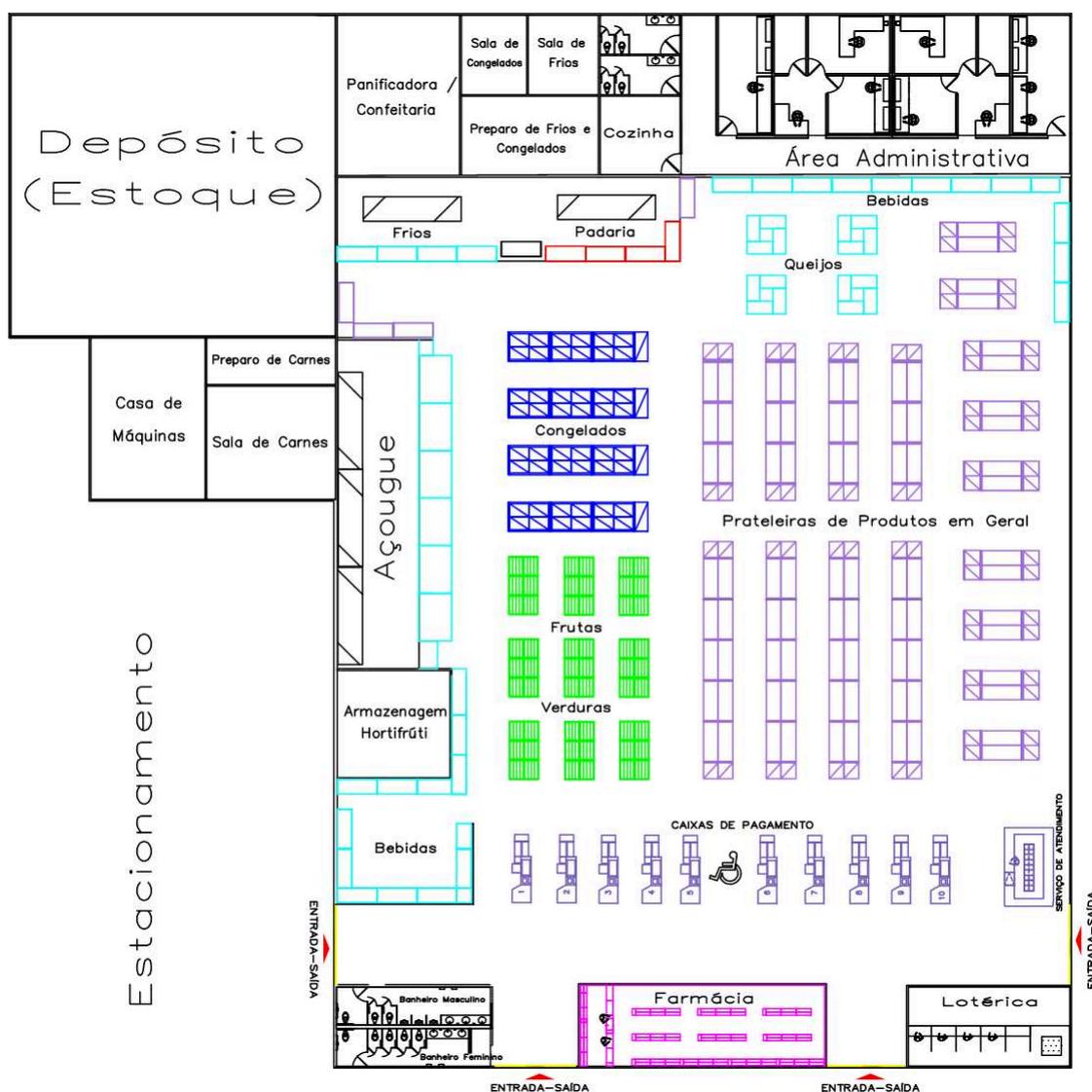


Figura 12 – Layout do Supermercado estudado.

3.2 Modelagem dos Sistemas

Para a análise do ciclo de refrigeração, como já visto anteriormente, serão utilizadas as premissas da primeira lei da Termodinâmica aplicada em cada um dos componentes com seus respectivos volumes de controle. Para efeito, emprega-se algumas considerações (CENGEL; BOLES; BUESA, 2006):

- Processo opera em regime permanente ($\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sai}$);
- A expansão e a compressão são adiabáticas;
- As trocas de calor ocorrem a pressão constante;
- As variações de energia potencial e cinética são desprezíveis;

3.2.1 Evaporadores

O evaporador corresponde ao componente do ciclo responsável pela absorção do calor no ambiente que se deseja refrigerar, sendo então, o trocador de calor de baixa temperatura do ciclo. Sabendo que o processo ocorre a pressão constante e em regime permanente, ao aplicar o balanço de energia no elemento, obtemos a Equação 3.1.

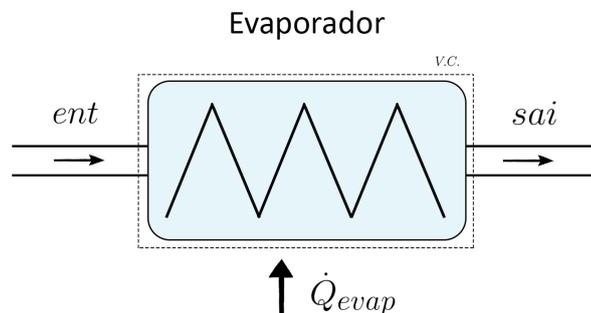


Figura 13 – Esquema de VC para o evaporador.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{s,evap} - h_{e,evap}) \quad (3.1)$$

Onde: \dot{Q}_{evap} = calor absorvido no evaporador; \dot{m}_{evap} = fluxo mássico de fluido refrigerante no evaporador; $h_{s,evap}$ = entalpia na saída do evaporador; $h_{e,evap}$ = entalpia na entrada do evaporador.

Vale notar que, em muitos casos, a vazão mássica de fluido refrigerante que entra no elemento nem sempre é igual a vazão mássica total existente no ciclo. Isso só acontece caso exista apenas um evaporador no ciclo, o que não é o caso, pois para que seja possível a refrigeração em múltiplos setores são utilizados diversos evaporadores, dos quais a vazão do fluido se divide.

3.2.2 Compressores

Seguindo o fluxo do ciclo, após o fluido refrigerante passar pelo evaporador, o mesmo sofre um aumento de pressão realizado pelo compressor. Esse aumento de pressão é acompanhado de um aumento considerável na temperatura. Vale notar também que, é desejável que o projeto seja dimensionado de tal forma que o fluido esteja na condição de vapor saturado/superaquecido antes de entrar no compressor. Tendo em vista as considerações levantadas, como a condição de processo adiabático, temos para o compressor a Equação 3.2.

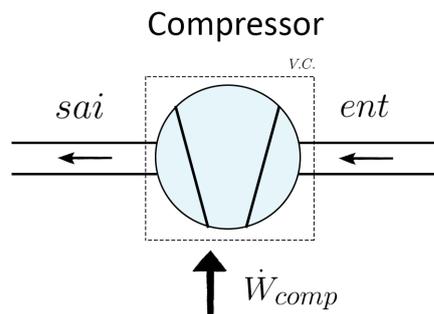


Figura 14 – Esquema de VC para o compressor

$$\dot{W}_{comp} = (\dot{m}_{comp} \cdot (h_{e,comp} - h_{s,comp}) / \eta_{comp}) \quad (3.2)$$

Onde: \dot{W}_{comp} = trabalho realizado pelo compressor; \dot{m}_{comp} = fluxo mássico de fluido refrigerante no compressor; $h_{e,comp}$ = entalpia na entrada do compressor; $h_{s,comp}$ = entalpia na saída do compressor.

No processo de compressão, temos que considerar os níveis de eficiência associados. Tais eficiências são as medidas que consideram as perdas do compressor devido as irreversibilidades que existem no processo real, reduzindo a eficiência efetiva de compressão em relação ao teórico. Como exemplo podemos citar o atrito mecânico, inerente e inevitável no processo. Considera-se algumas formas de eficiência, como a eficiência isentrópica, a eficiência volumétrica e a eficiência elétrica do motor. Dessa forma, podemos levantar a eficiência total de um compressor como na Equação 3.3.

$$\eta_c = \eta_{iso} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{ele} \quad (3.3)$$

3.2.3 Condensadores/ Gas coolers

Após o compressor, temos no ciclo a presença fundamental de um trocador de calor chamado condensador, que tem por objetivo retirar energia do fluido refrigerante

e condensá-lo. No ciclo de refrigeração transcrito, entretanto, essa condensação não acontece, sendo apenas um processo de resfriamento do gás. Geralmente, esse calor é transferido para o meio pelo próprio ar ambiente, ou por meio de água em aplicações que exijam temperaturas mais baixas. Em casos mais extremos, como no caso de um ciclo subcrítico para o CO₂ por exemplo, a troca térmica no condensador do ciclo acontece no evaporador de outro. O balanço de energia aplicado ao volume de controle envolvendo o condensador pode ser expresso pela Equação 3.4.

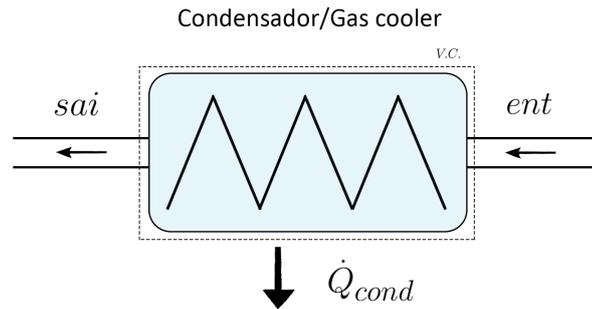


Figura 15 – Esquema de VC para o condensador.

$$\dot{Q}_{Cd} = (\dot{m}_{Cd} \cdot (h_{s,Cd} - h_{e,Cd})) \quad (3.4)$$

Onde: \dot{Q}_{Cd} = calor dissipado pelo condensador; \dot{m}_{Cd} = fluxo mássico de fluido refrigerante no condensador; $h_{s,Cd}$ = entalpia na saída do condensador; $h_{e,Cd}$ = entalpia na entrada do condensador.

3.2.4 Válvulas de Expansão

A válvula de expansão é o dispositivo no qual o fluido sofre um queda brusca de pressão e conseqüentemente de temperatura. É desejável que na entrada deste componente o fluido esteja na condição de líquido saturado/sub-resfriado para que o sistema opere adequadamente. Como característica desse elemento, temos que não é realizado trabalho e a expansão ocorre em um espaço de tempo curto o bastante para que o processo seja considerado adiabático. Assim, como resultado da primeira lei aplicada a válvula de expansão temos a Equação 3.5.

$$h_{e,exp} = h_{s,exp} \quad (3.5)$$

Onde: $h_{e,exp}$ = entalpia na entrada da válvula de expansão; $h_{s,exp}$ = entalpia na saída da válvula de expansão. Ou seja, o processo de expansão é isoentálpico.

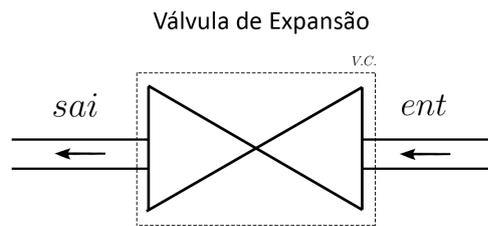


Figura 16 – Esquema de VC para a válvula de expansão

3.3 Cálculo da Carga Térmica de Refrigeração

Para que o dimensionamento das câmaras frigoríficas possa ser devidamente realizado, é preciso mensurar a carga térmica de forma aproximada, levando em consideração as características e situações que o sistema estará submetido, sendo essa carga dependente de diversos fatores, provenientes tanto do meio externo, como pelo ar de infiltração, quanto pelo meio interno, pelo calor gerado pelos produtos. Segundo a [ASHRAE \(2002\)](#), podemos destacar como as principais fontes de energia: Carga pelo produto (a ser resfriado ou congelado), carga por infiltração (do ar externo), carga por transmissão (de calor pelas paredes, tetos, pisos e portas), carga por ocupação, cargas por iluminação, carga por dissipação de equipamentos, carga devido ao próprio equipamento de refrigeração e carga por respiração (quando frutas e verduras fazem parte do ambiente refrigerado). Uma das metodologias de cálculo da carga térmica mais utilizadas é a desenvolvida pela própria ASHRAE, da qual será discutida e aplicada ao desenvolvimento desse trabalho.

3.3.1 Carga pelo produto

A carga térmica devido aos produtos a serem refrigerados basicamente se refere ao calor necessário a ser removido para que a temperatura do produto atinja o valor desejado. Tal parcela de carga térmica pode ser calculada conhecendo-se as características do produto, além das condições iniciais e finais. Para tal, é importante notar que, conforme o produto muda de estado, algumas de suas propriedades, bem como o modo que o mesmo responde as mudanças também são alteradas, como por exemplo o calor específico que possui um valor quando congelado e outro quando não congelado, além do calor latente que ocorre durante a mudança de fase. Portanto, o cálculo da carga deve ser efetuado parte a parte e depois somado para se obter o valor total. Dessa forma, para se resfriar um produto temos as seguintes parcelas:

1. Calor removido desde sua temperatura inicial (T_1) até uma temperatura menor (T_2 , com $T_2 \geq T_{cong}$), dado pela Equação 3.6:

$$Q_1 = m \cdot c_1 \cdot (T_1 - T_2) \quad (3.6)$$

2. Calor necessário para congelar o produto, dado pela Equação 3.7:

$$Q_2 = m \cdot h_l \quad (3.7)$$

3. Calor removido desde sua temperatura de congelamento (T_{cong}) até uma temperatura final mais abaixo (T_3 , com $T_3 < T_{cong}$), dado pela Equação 3.8:

$$Q_3 = m \cdot c_2 \cdot (T_{cong} - T_3) \quad (3.8)$$

Onde nas Equações de 3.6 a 3.8, tem-se que: Q_1, Q_2, Q_3 = calor removido [kJ]; m = massa do produto [kg]; c_1 = calor específico do produto acima do ponto de congelamento [kJ/kg°C]; c_2 = calor específico do produto abaixo do ponto de congelamento [kJ/kg°C]; h_l = o calor latente de solidificação do produto [kJ/kg]

O calor final a ser removido do produto será igual a soma desses, conforme Equação 3.9:

$$Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (3.9)$$

Isso sem levar em consideração o calor removido pelas embalagens dos produtos, como *pallets* e caixas, que serão desprezadas nesse contexto. Assim, a carga térmica total necessária pelo produto [kW] é igual ao calor a ser removido pelo tempo para que isso ocorra (t) em segundos, sendo então, a Equação 3.10:

$$\dot{Q}_p = \frac{Q_p}{t} \quad (3.10)$$

3.3.2 Carga por infiltração de ar externo

A carga térmica por infiltração de ar é função do ar externo que se infiltra cada vez que as portas do ambiente refrigerado são abertas, resultando na entrada de ar quente do exterior tanto pela movimentação do ar causada pela passagem de algo, como pela simples diferença de densidade entre o ar externo e interno. Tal carga acrescida através de portas, devido às trocas de ar podem ser calculadas pelas Equações 3.11 a 3.14 a seguir:

$$\dot{Q}_a = q \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E) \quad (3.11)$$

$$q = 0,221A \cdot (h_e - h_i) \cdot \rho_i \cdot \left(1 - \frac{\rho_e}{\rho_i}\right)^{0,5} \cdot (g \cdot H)^{0,5} \cdot F_m \quad (3.12)$$

$$F_m = \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_i}{\rho_e}\right)^{\frac{1}{3}}} \right)^{1,5} \quad (3.13)$$

$$D_t = \frac{(P_p \cdot \theta_p + \theta_o)}{3600 \cdot \theta_d} \quad (3.14)$$

Onde: \dot{Q}_a = carga térmica de ar infiltrado [kW]; q = carga térmica sensível e latente para o fluxo [kW]; D_t = fração de tempo de abertura das portas; D_f = fator de fluxo da porta; E = efetividade da proteção; A = área da porta [m^2]; h_e = entalpia do ar externo; h_i = entalpia do ar interno; ρ_e = massa específica do ar externo; ρ_i massa específica do ar interno; g = aceleração da gravidade [m/s^2]; H = altura da porta [m]; F_m = fator de densidade; P_p = número aproximado de passagens pela porta; θ_p = tempo de abertura e fechamento da porta[s]; θ_o = tempo em que a porta permanece aberta[s]; θ_d = tempo de referência (24 h). Em condições normais, D_f assume valores entre 0,7 e 0,8 (MACAGNAN, 2015).

3.3.3 Carga por transmissão na estrutura

A cargas por transmissão através de paredes, forro e piso varia com o tipo e espessura do isolamento. A área externa da parede e diferença de temperatura entre espaço refrigerado e ar ambiente também são fatores diretos no valor do calor absorvido. Tal carga, basicamente se desenvolve pela equação fundamental da condução, mecanismo de transferência de calor prevalente na condição. Assim, a taxa de calor absorvida pela estrutura do espaço refrigerado é dado pela Equação 3.15:

$$\dot{Q}_c = U \cdot A \cdot (T_e - T_i) \quad (3.15)$$

Onde: \dot{Q}_c = taxa de calor conduzida pela estrutura [W]; U = coeficiente global de transferência de calor [$W/(m^2K)$]; A = área da parede, forro ou piso, transversal ao fluxo de calor [m^2]; T_e = temperatura externa [$^{\circ}C$]; T_i = temperatura interna [$^{\circ}C$].

A Tabela 1 apresenta algumas recomendações quanto à espessura mínima de isolamento em função da temperatura do espaço refrigerado, considerando que este isolante térmico seja realizado por meio de poliuretano (PU). O isolamento térmico será discorrido com mais detalhes à frente, na secção 3.4.

Tabela 1 – Espessura de isolamento mínimo recomendado para câmaras frigoríficas. Extraído de [Macagnan \(2015\)](#).

Temperatura da câmara [°C]	Espessura [mm]
4 a 16	50
-9 a 4	75
-26 a -9	100
-40 a -26	125

3.3.4 Carga por ocupação

Resultante da liberação de calor pelas pessoas que ocupam o espaço refrigerado. Carga dependente da temperatura do local, do tipo de trabalho realizado, tipo de roupa e tamanho da pessoa. Essa carga térmica pode ser estimada através da Equação 3.16:

$$\dot{Q}_o = N_p \cdot (272 - 6t_i) \cdot T_o \quad (3.16)$$

Da qual: \dot{Q}_o = carga térmica por ocupação [W]; N_p = número de ocupantes; T_o = taxa de ocupação; t_i = temperatura do espaço refrigerado[°C].

3.3.5 Carga de iluminação

Deve-se ao calor dissipado pela iluminação e pode ser calculada pela Equação 3.17:

$$\dot{Q}_i = W_i \cdot A_p \cdot D_a \quad (3.17)$$

Onde: \dot{Q}_i = carga térmica de iluminação [W]; W_i = taxa de iluminação, em [W/m^2]; A_p = área do piso da câmara [m^2]; D_a = fração de tempo relativo a 24 horas, em que a iluminação estiver acesa. Geralmente, a taxa de iluminação em projetos frigoríficos é considerada como $10 W/m^2$.

3.3.6 Carga de equipamentos

Esta carga referente aos equipamentos consiste basicamente do calor dissipado pelos ventiladores do evaporador, do reaquecimento quando o controle de umidade e processo de descongelamento é utilizado. Em geral pode-se considerar, devido a estes fatores, um acréscimo de 10 a 15% sobre a carga térmica total ([MACAGNAN, 2015](#)).

3.3.7 Carga por respiração

Frutas e vegetais, em especial, continuam a realizar algumas mudanças mesmo depois da colheita enquanto estão armazenados. A mais significativa destas é a produzida

pela respiração, processo pelo qual o vegetal absorve O_2 do ambiente para "quebrar" uma molécula de carboidrato, gerando calor como um dos produtos. O calor despreendido se torna uma parte da carga do produto onde quantidades consideráveis de frutas e vegetais são mantidas em temperaturas acima da temperatura de congelamento, como é o caso do depósito Hortifrúti. Este calor de respiração varia de produto para produto e quanto menor for a temperatura, menor será o calor devido à respiração (MACAGNAN, 2015). A taxa de calor nesse caso pode então ser calculada pela Equação 3.18:

$$\dot{Q}_r = m_p \cdot C_r \quad (3.18)$$

Onde: \dot{Q}_r = carga térmica de respiração [mW]; m_p = massa total do produto armazenado [kg]; C_r = taxa de calor de evolução [mW/kg].

3.3.8 Carga Total

A carga térmica total é obtida somando-se todas as cargas parciais calculadas. Dessa forma, a carga térmica total é calculada pela Equação 3.19:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_p + \dot{Q}_a + \dot{Q}_c + \dot{Q}_o + \dot{Q}_i + \dot{Q}_e + \dot{Q}_r \quad (3.19)$$

Comumente, um fator de segurança de 10% é aplicado à carga térmica calculada para levar em consideração possíveis ocorrências não esperadas entre o critério de projeto e a operação real, embora isso possa acarretar em um custo adicional de energia.

Atualmente, existem *softwares* que nos auxiliam a encontrar as soluções de forma mais prática e simplificada. Sabendo disso, os cálculos pertinentes foram realizados com o auxílio do *software* EES (2019), que proporciona todas as entalpias dos refrigerantes utilizados, de acordo com o balanço de energia realizado em cada linha, sendo possível esquematizar completamente o ciclo termodinâmico dos sistemas e determinar uma série de parâmetros de resposta e funcionamento. Assim como, para o cálculo das cargas térmicas, foi utilizado o SR2015 (2019) da HEATCRAFT (HC), um programa desenvolvido por uma das maiores empresas norte americana do ramo, que se baseia na metodologia apresentada para gerar os resultados, disponibilizado gratuitamente no próprio site do fabricante.

A capacidade frigorífica de um sistema de refrigeração, considerando operação em regime permanente, deve ser igual à carga térmica do sistema a ser refrigerado. Se for estabelecido o ciclo e seus parâmetros de funcionamento, pode-se determinar o fluxo mássico que circula através dos equipamentos, sendo possível então que o compressor também seja especificado.

3.4 Linhas de Transporte

De forma geral, tratando-se de CO₂, para manter um sistema estável e seguro deve-se atentar a alguns cuidados. A espessura do tubo deve ser maior devido as altas pressões de trabalho já esperadas, e em alguns casos, o cobre é substituído por aço (MENDES; SESSA, 2016). Nesse caso, vale lembrar que os sistemas transcíticos são mais susceptíveis a essa condição, sendo conveniente a aplicação de tubos de aço. Entretanto, vale lembrar que alguns aços possuem transição dúctil-frágil, mudando sua forma de resposta a tensões em baixas temperaturas, o que deve ser previsto em projeto para evitar acidentes. Já em sistemas subcríticos, a utilização de tubos de cobre ainda são mais convenientes, pois suportam confiavelmente as pressões de operação sem demais problemas quando dimensionados corretamente. Tubos com menores diâmetros suportam inerentemente maiores pressões quando comparados a tubulações de maiores diâmetros e de mesma espessura.

O isolamento térmico normalmente é realizado por um revestimento que venha a diminuir a troca de calor do fluido refrigerante com o ambiente. Geralmente, esse revestimento é feito na parte externa dos tubos, por meio de lãs e espumas com baixa condutividade térmica. Desta maneira, é possível diminuir o consumo de potência elétrica pelos compressores, além de ajudar a minimizar as perdas de temperatura ao longo da linha, uma vez que elas podem influenciar na temperatura de evaporação e afetar as condições de projeto definidas. Como já exposto no trabalho, as espessuras de isolamento podem ser definidas por recomendações de normas, de acordo com a aplicação a ser considerada. Para o trabalho apresentado, define-se que o material de isolamento utilizado é o poliuretano (PU), amplamente aceito e utilizado.

O posicionamento do sistema de tubulação em certos casos como em ilhas e expositores espalhados pelo supermercado é feito abaixo do chão. Estima-se que serão cerca de 335 m de tubulação ao todo no sistema de média e 220 m no sistema de baixa.

A respeito das condições dinâmicas, uma vez que as linhas operam no estado líquido, recomenda-se que o limite de velocidade de escoamento na tubulação deva ser de no máximo 1,5 m/s. Já nas linhas de vapor, a velocidade máxima pode chegar a 20 m/s. É importante que os limites de velocidade sejam respeitados para manter os esforços dinâmicos, as vibrações e o ruído em limites aceitáveis (MENDES; SESSA, 2016). Ainda, segundo VESTERGAARD e Olsen (2004), é válido considerar a aproximação que em linhas de comprimentos equivalentes superiores a 50 m contam com queda de temperatura de 1 °C entre seu início e fim.

Outro ponto importante em sistemas de refrigeração é a presença de óleo lubrificante junto ao fluido, o que influencia nas transferências térmicas. Todavia, foi desconsiderado o óleo que se propaga juntamente com o refrigerante e não houve aprofundamento perante tal assunto neste projeto.

4 Resultados

O seguinte capítulo busca expor e discutir os resultados de projeto encontrados a partir dos métodos termodinâmicos apresentados no Capítulo 3 do trabalho. Traçando três cenários diferentes de ciclos de refrigeração, apontando considerações a serem feitas, bem como uma comparação entre os sistemas e seleção dos equipamentos necessários para aquele que se apresenta como uma boa opção para o sistema de refrigeração em questão.

4.1 Dimensionamento das Câmaras e Salas Refrigeradas

A temperatura do meio dificilmente será exatamente igual a do evaporador, principalmente quanto maior for o ambiente refrigerado e suas variações, como abertura constante de portas. Segundo SALVADOR (1999), em geral, a temperatura de evaporação do ciclo de refrigeração deve ser cerca de 6 a 8 °C menor do que a temperatura esperada, a depender das condições que se encontra o ambiente refrigerado, para que as flutuações e imprevisibilidades sejam superadas e consiga se atingir a temperatura desejada. Além disso, o valor adotado referente as dimensões das portas das salas refrigeradas foi de 2.1 m de altura para todas elas, sendo a maioria com cerca de 3,15 m².

4.1.1 Câmara de congelados

A Câmara de Congelados em questão apresenta as seguintes características apontadas pela Tabela 2:

Tabela 2 – Câmara de Congelados

Comprimento	5 m
Largura	5 m
Altura	5 m
T_{int} desejada	-20 °C
T_{evap} desejada	-26 °C
Esp. Isolante	100 mm
Porta	2,10 m (3,15 m ²)

A maior parte dos produtos a serem congelados são carnes. Espera-se que os produtos cheguem até a câmara já congelados, a uma temperatura em média de -10 °C e que a câmara seja capaz de armazenar cerca de 3000 kg de produtos congelados. Serão de duas a quatro pessoas trabalhando, com permanência máxima de 40 minutos a cada entrada. A sala possui 8 lâmpadas fluorescentes e maquinários de baixa potência.

Tendo isso em vista, o valor de carga térmica exigido pela câmara de congelados, calculado utilizando-se o *software* SR2015 (2019), é de aproximadamente:

$$22925 \text{ BTU/h} = 6,72 \text{ kW/h}$$

É importante lembrar que as câmaras de congelados devem possuir sistema de degelo elétrico presente nos evaporadores, capazes de evitar a formação de gelo nas serpentinas que atuam como isolante térmico e compromete o desempenho do mesmo. Além de ser uma ferramenta de manutenção e limpeza.

4.1.2 Câmara de Resfriados

A Câmara de Resfriados em questão apresenta as seguintes características apontadas pela Tabela 3:

Tabela 3 – Câmara de Resfriados

Comprimento	5 m
Largura	5 m
Altura	5 m
T_{int} desejada	-4 °C
T_{evap} desejada	-10 °C
Esp. Isolante	75 mm
Porta	2,10 m (3,15 m ²)

A maior parte dos produtos a serem resfriados são do tipo embutidos ou de origem animal, como presunto, linguiças, bacon, entre outros. Espera-se que o produtos cheguem até a câmara já pré-resfriados, a uma temperatura em média de 2 °C e que a câmara seja capaz de armazenar cerca de 3500 kg de produtos resfriados. Serão de duas a quatro pessoas trabalhando, com permanência máxima de 1h e 40 minutos. A sala possui 8 lâmpadas fluorescentes e maquinários de baixa potência.

Tendo isso em vista, o valor de carga térmica calculado para a câmara de resfriados é de aproximadamente (HC):

$$42792 \text{ BTU/h} = 12,54 \text{ kW/h}$$

4.1.3 Sala de Carnes

A Sala de Carnes em questão apresenta as seguintes características apontadas pela Tabela 4:

Tabela 4 – Sala de Carnes

Comprimento	7 m
Largura	8 m
Altura	5 m
T_{int} desejada	-4 °C
T_{evap} desajada	-10 °C
Esp. Isolante	75 mm
Porta	2,10 m (4 m ²)

Como o próprio nome já diz, a sala de carnes tem como função armazenar carnes, em sua maioria de origem bovina, de modo a suprir a demanda e abastecer o açougue, ou seja, as carnes são armazenadas acima do ponto de congelamento (resfriadas). Espera-se que os produtos cheguem até a câmara já pré-resfriados, a uma temperatura em média de 2 °C e que a câmara seja capaz de armazenar cerca de 5000 kg de produtos resfriados. Serão de duas a quatro pessoas trabalhando, com permanência máxima de 1h e 40 minutos. A sala possui 12 lâmpadas fluorescentes e maquinários de baixa potência.

Tendo isso em vista, o valor de carga térmica exigido pela câmara de resfriados é de aproximadamente (HC):

$$73487 \text{ BTU/h} = 21,54 \text{ kW/h}$$

4.1.4 Salas de Preparos

O supermercado apresenta de forma geral duas salas de preparos, uma para se preparar as carnes do setor de açougue e outra para dar suporte as salas de resfriados e congelados(R/C). As salas em questão apresentam as seguintes características:

Tabela 5 – Salas de Preparo

–	Sala Carnes	Sala R/C
Comprimento	8 m	5 m
Largura	3 m	8 m
Altura	5 m	5 m
T_{int} desejada	8 °C	8 °C
T_{evap} desajada	0 - 2 °C	0 - 2 °C
Esp. Isolante	50 mm	50 mm
Porta	2,10 m (3,15 m ²)	2,10 m (3,15 m ²)

Espera-se que os produtos cheguem na sala de preparos logo após sair das salas de congelados ou resfriados, ou seja, a baixas temperatura, em média em temperaturas menores que a da sala, sendo ela capaz de armazenar cerca de 500 kg de produtos. Serão

de duas a quatro pessoas trabalhando, com permanência máxima indefinida, mas de aproximadamente 8h cada. A "sala carnes" e a "sala R/C" possuem 10 lâmpadas fluorescentes cada e maquinários de baixa potência.

Tendo isso em vista, o valor de carga térmica exigido pela câmara de resfriados é de aproximadamente (HC):

$$\text{Sala Carnes: } 19452 \text{ BTU/h} = 5,70 \text{ kW/h}$$

$$\text{Sala R/C: } 24293 \text{ BTU/h} = 7,12 \text{ kW/h}$$

4.1.5 Armazenagem Hortifrúti

A sala de armazenagem hortifrúti, tem como função servir de depósito para as frutas e verduras que chegam dos fornecedores e abastecem o supermercado antes de irem parar nas gôndolas. Nesta ocasião, a carga térmica por respiração, diferentemente dos outros casos, é uma parcela importante da carga total a ser removida do ambiente. O estoque hortifrúti apresenta as seguintes características apontadas pela Tabela 6:

Tabela 6 – Armazenagem Hortifrúti

Comprimento	6,5 m
Largura	7 m
Altura	5 m
T_{int} desejada	8 °C
T_{evap} desejada	0 - 2 °C
Esp. Isolante	50 mm
Porta	2,10 m (3,15 m ²)

Espera-se que os produtos cheguem até a câmara frescos, a uma temperatura em média de 10 °C e que a câmara seja capaz de armazenar cerca de 6000 kg de produtos resfriados. Serão de duas a quatro pessoas trabalhando, com permanência em média de 2h. A sala possui 10 lâmpadas fluorescentes e maquinários de baixa potência.

Tendo isso em vista, o valor de carga térmica exigido pelas câmara são de aproximadamente:

$$27082 \text{ BTU/h} = 7,94 \text{ kW/h}$$

4.1.6 Ilhas de congelados

Como já exposto anteriormente, o supermercado em questão possui 28 ilhas de congelados. Com base no modelo de expositores para congelados utilizados pelo supermercado do qual tomamos como referência para esse trabalho, o *ICF* da fabricante *Electrofrío*, podemos encontrar aproximadamente a carga térmica exigida. Tendo o expositor *ICF* aproximadamente 2,10 x 0,87 x 0,91 m, com uma capacidade de exposição de 0,42 m^3/m , obtemos cerca de 0,8 m^3 de capacidade por unidade. Tratando-se dos produtos em sua maior parte constituído por carnes, tomemos como base que a massa específica dos produtos seja igual ao valor aproximado para a carne, 1033 kg/m^3 . Dessa forma, cada expositor comportará em média 826 kg de produtos. Supondo uma iluminação em cada ilha próximo de 50 W e o sistema operando na condição crítica, em capacidade máxima, temos:

$$\begin{aligned} 1550 \text{ BTU/h} &= 0,45 \text{ kW por unidade} \\ \text{Com um total de } 43400 \text{ BTU/h} &= 12,74 \text{ kW/h} \end{aligned}$$

4.1.7 Expositores resfriados

Como já dito anteriormente, os expositores resfriados são constituídos de 6 expositores de carnes no açougue, 12 de laticínios e sucos, 6 de produtos frios e outros 2 de queijos e pré-preparados. Utilizaremos como referência para compor a exigência térmica dos expositores no ciclo os valores levantados em pesquisa juntamente com os colaboradores do supermercado estudado, sendo informado que a carga térmica exigida nessas unidades de média temperatura (MT) é de aproximadamente:

$$84700 \text{ BTU/h} = 24,82 \text{ kW}$$

4.1.8 Carga Térmica total de Refrigeração

Por fim, temos o seguinte cenário para a operação exigida pelo supermercado, onde as cargas são separadas entre médias e baixas temperaturas, uma vez que operam em pressões diferentes, com o intuito de serem tratadas de forma separada na simulação dos ciclos. A Tabela 7 apresenta o conjunto dos resultados encontrados:

Tabela 7 – Carga Térmica Total de Refrigeração

Ambiente	Carga térmica exigida [kW]
Câmara de Congelados	6,72
Câmara de Resfriados	12,54
Sala de Carnes	21,54
Salas de Preparo	12,82
Hortifrúti	7,94
Ilhas Congelados	12,74
Expositores Resfriados	24,82
Total Baixa Temperatura (LT)	19,46
Total Média Temperatura (MT)	79,66

4.2 Dimensionamento e Análise dos Sistemas

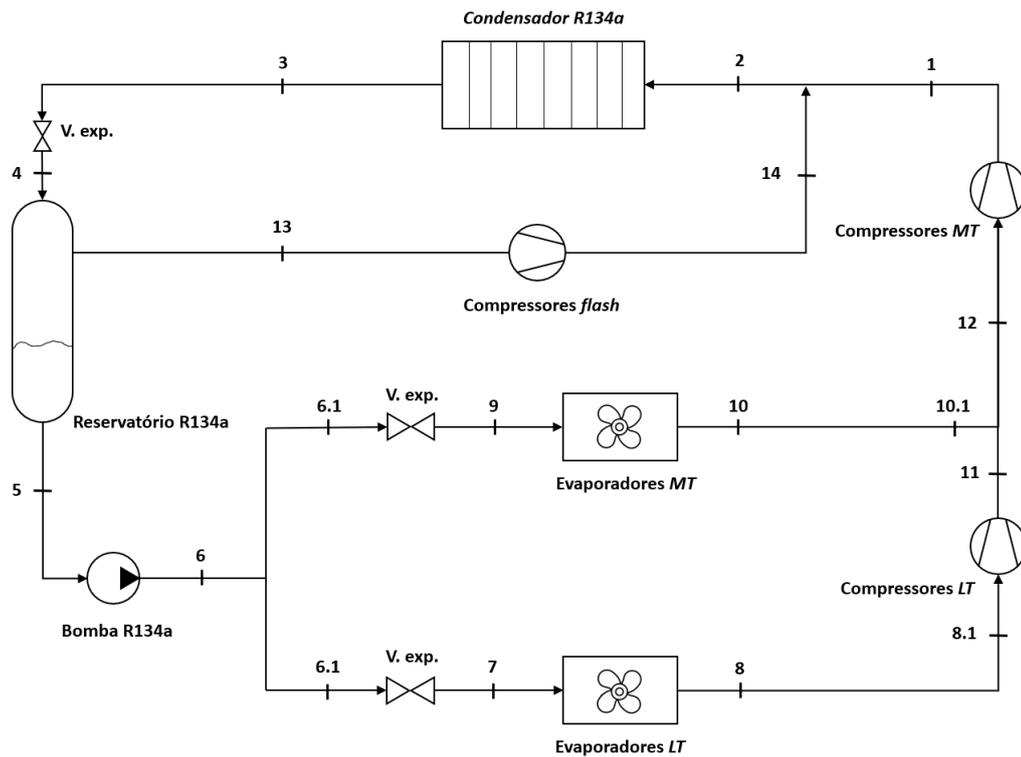
As montagens dos sistemas a seguir buscam atender as exigências de projeto encontradas e definir suas características de operação de acordo com sua construção. Um levantamento da eficiência (COP) e seu funcionamento serão respectivamente desenvolvidos. Buscando uma melhor proximidade do que observamos na vida real, considera-se que todos os pontos nos esquemas a seguir com o sufixo ".1" são linhas que possuem perda de carga e/ou aumento de temperatura considerável (1 °C, como hipótese já descrita na secção 3.4). Com base no que foi desenvolvido por Mendes e Sessa (2016), foram considerados nos projetos como valores aproximados de perda de carga de 0,6 bar (60 kPa) nas linhas de líquido e 0,5 bar (50 kPa) nas linhas de vapor. Foi considerado também uma eficiência dos compressores e bombas de 80 %.

4.2.1 Ciclo Convencional - R134a

Defini-se como ciclo convencional o sistema de refrigeração comumente empregado, utilizando um refrigerante sem muitas particularidades e seguindo uma construção já bem conhecida. Neste caso, utilizaremos para análise o R134a, um fluido do tipo HFC (Hidrofluorcarbono) amplamente utilizado em instalações frigoríficas, não tóxico, não inflamável e com ODP igual a zero. Surgiu como uma solução para a substituição dos CFCs que são extremamente danosos ao meio ambiente, mas que em contrapartida, ainda assim possui alto potencial de aquecimento global ($GWP = 1430$) (LINDE, 2019).

O sistema em questão basicamente é formado pelos compressores, condensadores, dispositivos de expansão e evaporadores. Neste ciclo, o R134a será responsável por resfriar tanto as cargas de média quanto as de baixa. A Figura 17 a seguir, mostra esquematicamente o ciclo de refrigeração proposto.

O R134a é comprimido até 9,2 bar (920 kPa), sendo essa a pressão de alta do sistema, ou seja, a pressão na qual o condensador irá operar. No condensador, considera-se



*Modelo simplificado – não estão representados todos os componentes presentes na linha.

Figura 17 – Modelo esquemático do ciclo convencional utilizando R134a.

uma troca de calor de tal maneira que o refrigerante seja subresfriado em 1 K, assegurando a formação de líquido comprimido a jusante do equipamento. A pressão de alta estabelecida possibilita que esse resfriamento seja efetuado em temperatura ambiente. Em seguida, o fluido sofre uma primeira expansão para uma pressão intermediária de 3,88 bar (388 kPa) que será direcionada a um separador de líquido. Tal expansão tem como finalidade minimizar as perdas devido uma expansão brusca, o que resultaria em alta porção de vapor na mistura vapor-líquido após a expansão e maiores distanciamentos das considerações teóricas, diminuindo a eficiência do ciclo. Dessa forma, no separador de líquido, a porção de líquido é direcionada aos evaporadores, enquanto a parcela de vapor que vai se formando é extraída em outra linha da qual irá ser comprimida separadamente em compressores auxiliares paralelos aos compressores principais de alta. Tal compressão paralela, a primeira vista aparenta ser uma perda de capacidade do sistema, mas que em verdade, diminui a carga dos compressores principais e dessuperaquece em alguns graus a entrada do fluido no condensador.

Na linha de líquido, direcionada aos evaporadores, existe agora a necessidade de uma pequena bomba para que as perdas na tubulação sejam compensadas e assegurar que o fluido chegue na condição de líquido comprimido nas válvulas de expansão das câmaras e expositores. A porção de refrigerante líquido será então dividida em duas parcelas, uma que irá refrigerar os ambientes de baixa temperatura (\dot{m}_{LT}) e outra que irá para os

ambientes de média (\dot{m}_{MT}). Ocorreram as expansões do fluido em $-22\text{ }^\circ\text{C}$ e $-10\text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente. A temperatura de expansão de baixa observada possui maior proximidade com a temperatura desejada nas salas do que o proposto anteriormente por SALVADOR (1999), isso em função das próprias limitações do uso de R134a, que não opera adequadamente em temperaturas mais baixas pela pequena pressão exigida. Isso faz com que melhores condições de trocas de calor do ar com os produtos nos ambientes refrigerados sejam impostas para compensar a proximidade. Após as trocas térmicas, o fluido é levado a uma condição de vapor saturado na saída do evaporador. A porção de fluido evaporada a baixa temperatura sofre uma compressão inicial até a pressão que se encontra o fluido na linha de média, 1,5 bar (150,7 kPa). As duas porções se juntam novamente e são comprimidas pelos compressores principais até a pressão de alta, reiniciando o ciclo.

Tal compressão inicial da parcela do fluido de baixa é conhecida como sistema *Booster* de compressão. Essa construção aumenta a eficiência de funcionamento do ciclo, de modo que, as compressões sejam realizadas com uma razão de compressão menor e dividida em dois estágios até que a alta pressão seja alcançada. Além disso, a mistura da saída do compressor de baixa a $5,4\text{ }^\circ\text{C}$ com o fluido evaporado a média temperatura a $-9\text{ }^\circ\text{C}$, diminui a temperatura de entrada nos compressores principais em relação a temperatura de saída dos compressores *Boosters* caso fossem comprimidos diretamente, o que diminui a carga de trabalho necessária nos compressores.

De maneira geral, tal construção considerada no esquema pela Figura 17 se mostrou a melhor alternativa para o sistema. Tanto pela presença de compressores paralelos de flash, como pelo sistema *Booster*, seus resultados justificaram suas aplicações, ao contrário de outras estratégias de refrigeração, que não se mostraram viáveis a implementação. Um exemplo disso foi a hipótese de um subresfriamento na saída do condensador utilizando a linha de baixa do ciclo, o que não se mostrou uma boa alternativa, uma vez que o superaquecimento causado não compensava os benefícios do subresfriamento, diminuindo a eficiência do sistema (COP).

Os valores que determinam os estados em cada ponto do ciclo estão representados na Tabela 8 a seguir. A Figura 18 mostra o diagrama $P \times h$ dado ciclo.

Conhecendo os valores de carga térmica exigidas nos evaporadores, aplicamos a primeira lei da termodinâmica, o balanço de massas e as equações da continuidade aos seus volumes de controle para encontrarmos as vazões mássicas de fluido no sistema. Uma vez que, $\dot{Q}_{LT} = 20\text{ kW}$ e $\dot{Q}_{MT} = 80\text{ kW}$, temos:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{LT} + \dot{m}_{MT} + \dot{m}_{flash} \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_{flash} = \dot{m}_T \cdot x_4 \quad (4.2)$$

Dessa forma, dadas as Equações 4.1 a 4.4, obtemos que:

$$\begin{aligned}\dot{m}_T &= 0,700 \text{ kg/s} & \dot{m}_{MT} &= 0,444 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_{LT} &= 0,116 \text{ kg/s} & \dot{m}_{flash} &= 0,140 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

A potência exigida pelos compressores, a bomba e a quantidade de calor que precisará ser dissipada pelo condensador agora podem ser encontradas da mesma maneira, sabendo os valores de vazões mássicas no sistema e as entalpias em cada ponto.

$$\dot{W}_{MT} = (\dot{m}_T - \dot{m}_{flash}) \cdot (h_{12} - h_1) \quad (4.5)$$

$$\dot{W}_{LT} = \dot{m}_{LT} \cdot (h_{8,1} - h_{11}) \quad (4.6)$$

$$\dot{W}_f = \dot{m}_{flash} \cdot (h_{13} - h_{14}) \quad (4.7)$$

$$\dot{W}_B = (\dot{m}_T - \dot{m}_{flash}) \cdot (h_5 - h_6) \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{Cd} = \dot{m}_T \cdot (h_3 - h_2) \quad (4.9)$$

Assim, de acordo com as Equações 4.5 a 4.9:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{MT} &= -27,84 \text{ kW} & \dot{W}_{LT} &= -2,222 \text{ kW} & \dot{W}_f &= -3,147 \text{ kW} \\ \dot{W}_B &= -0,1655 \text{ kW} & \dot{Q}_{Cd} &= -135,5 \text{ kW}\end{aligned}$$

A pressão ideal intermediária da expansão que ocorre antes do separador de líquido foi definida a partir de simulações realizadas com o auxílio do *software EES*. A partir dessa análise, foi possível chegar aos seguintes resultados apresentados no gráfico da Figura 19 a seguir.

Coeficiente de Performance (COP) - R134a

Dessa maneira, podemos levantar o coeficiente de eficiência do ciclo (COP), calculado como já descrito anteriormente, a partir da parcela de energia desejada em relação a energia gasta, assim, dividindo a soma das cargas térmicas dos evaporadores pela soma dos trabalhos realizados pelos compressores e bombas. Sendo assim, o COP para o sistema convencional utilizando R134a é dado pela Equação 4.10.

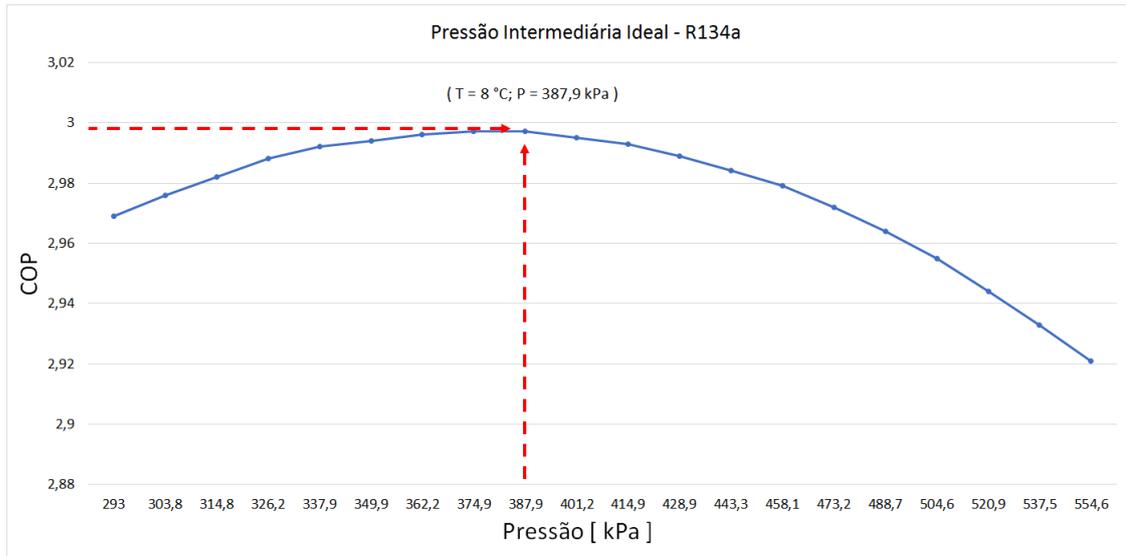


Figura 19 – Gráfico de variação do COP em função da pressão intermediária no ciclo com R134a.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{LT} + \dot{Q}_{MT}}{|\dot{W}_{MT} + \dot{W}_{LT} + \dot{W}_f + \dot{W}_B|} \quad (4.10)$$

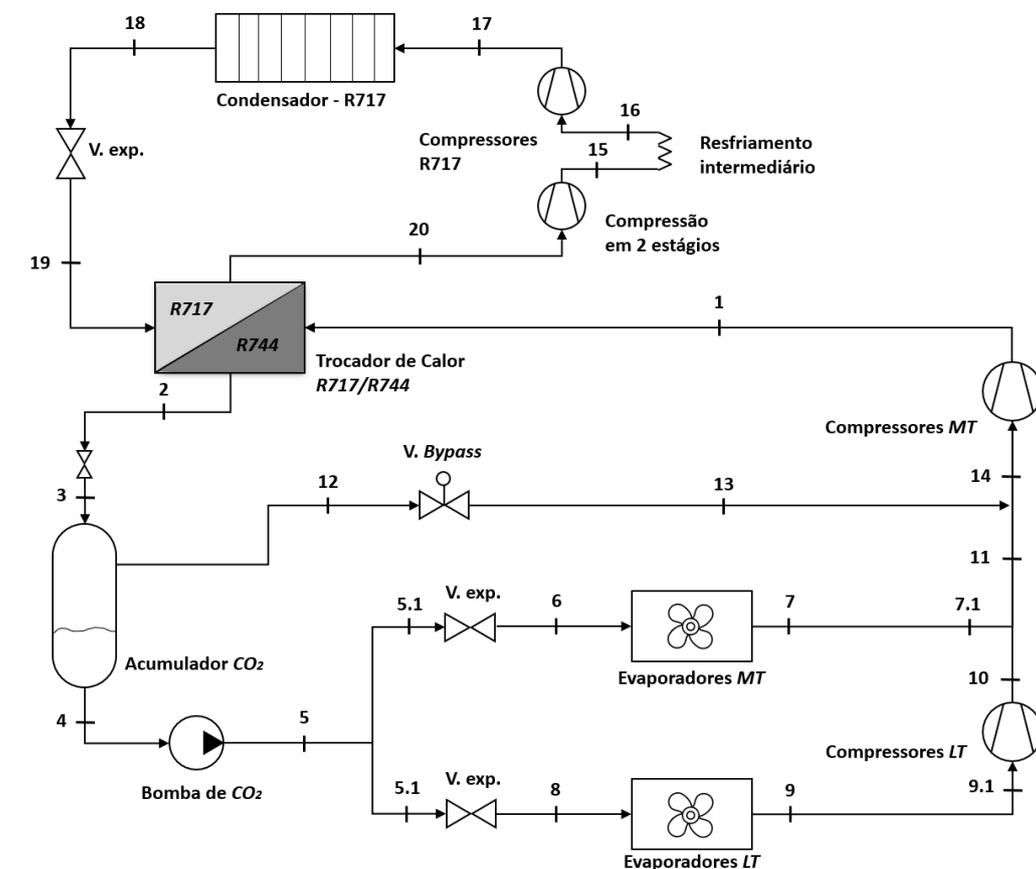
$$COP = 3,00$$

4.2.2 Ciclo Cascata - R744/R717

Como já descrito anteriormente, o ciclo cascata atua na forma de um ciclo com operação subcrítica, ou seja, com o fluido refrigerante atuando abaixo de seu ponto crítico. Como o CO_2 apresenta por característica um baixo ponto crítico ($31,1 \text{ }^\circ\text{C}$; $73,8 \text{ bar}$), necessita-se que sua condensação seja efetuada em uma temperatura abaixo da temperatura ambiente. Dessa forma, no sistema cascata são incorporados dois ciclos diferentes, com dois fluidos diferentes, conectados por um trocador de calor que servirá como condensador para o refrigerante no estágio de baixa e evaporador para o refrigerante do estágio de alta. A ideia principal aqui é que cada refrigerante seja utilizado na faixa de temperatura e pressão onde são eficientes.

O sistema de ciclo cascata de refrigeração com CO_2 aqui proposto se baseia em uma construção onde há um circuito de CO_2 utilizado para refrigerar expositores e câmaras de média temperatura (MT), e outro com uma expansão mais acentuada, efetuando a refrigeração de baixa (LT). No ciclo de alta, onde troca-se calor a temperatura ambiente, utiliza-se amônia, sendo este considerado um sistema “extremamente verde” (SILVA, 2009). Embora alguns autores e instalações típicas encontradas abordem o uso de Glicol para alimentação dos expositores de média temperatura, reduzindo o custo quanto ao

gasto excessivo com tubulações de parede espessa, o presente trabalho, com foco em estudar a utilização do CO₂ nas instalações, não se aterá a esta hipótese e utilizará somente CO₂. O uso da amônia no ciclo de alta reafirma o compromisso ambiental que o sistema se compromete, entretanto, há cuidados que devem ser observados quanto a utilização da amônia, que de acordo com a sua toxicidade ao ser humano em baixas concentrações, exige atenção especial com vazamentos e corrosão das tubulações. O CO₂ também não está isento desses cuidados, pois também traz riscos a saúde e, portanto, deve seguir medidas de segurança. Todavia, exige maiores concentrações quando comparado a amônia. A Figura 20 a seguir, mostra esquematicamente o ciclo de refrigeração cascata proposto.



*Modelo simplificado – não estão representados todos os componentes presentes na linha.

Figura 20 – Modelo esquemático do ciclo cascata - R744/R717.

R744 no ciclo

Nesta construção, o R744 é comprimido até 30 bar (3000 kPa), sendo essa a pressão de alta do ciclo de CO₂ no sistema e a pressão da qual o trocador de calor cascata entre o R744 e o R717 deverá suportar. No Trocador de calor, considera-se uma troca de calor entre os fluidos de forma que o CO₂ seja condensado e saia na condição de líquido saturado. Em seguida, o fluido sofre uma primeira expansão para uma pressão intermediária de 28 bar (2800 kPa) que será direcionada a um separador de líquido, igualmente ao que se propôs no ciclo anterior. Dessa forma, no separador de líquido, a

porção de líquido é direcionada aos evaporadores, enquanto a parcela de vapor que vai se formando é extraída em outra linha da qual, dessa vez, passa por uma válvula de *flash bypass* que reduz ligeiramente a pressão na linha e se descarrega juntamente as linhas a montante do compressor de alta pressão.

Na linha de líquido, direcionada aos evaporadores, existe agora a necessidade de uma pequena bomba para que as perdas na tubulação sejam compensadas e assegurar que o fluido chegue na condição de líquido comprimido nas válvulas de expansão das câmaras e expositores. A porção de refrigerante líquido será então dividida em duas parcelas, uma que irá refrigerar os ambientes de baixa temperatura (\dot{m}_{LT}) e outra que irá para os ambientes de média (\dot{m}_{MT}). Ocorreram as expansões do fluido em $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente. Após as trocas térmicas, o fluido é levado a uma condição de vapor saturado na saída do evaporador. A porção de fluido evaporada a baixa temperatura sofre uma compressão inicial até a pressão que se encontra o fluido na linha de média, 26 bar (2600 kPa). As duas porções se ligam novamente, assim como com a parcela de *flash*, e são comprimidas pelos compressores principais até a pressão de alta, reiniciando o ciclo.

Como já exposto anteriormente, a compressão inicial da parcela do fluido de baixa é uma construção *Booster* de compressão. Essa aumenta a eficiência de funcionamento do ciclo, em especial, aqueles em que a diferença de pressão é alta, diminuindo o trabalho de compressão exigido.

A Tabela 9 a seguir, apresenta alguns valores que determinam os estados em cada ponto. O diagrama $P \times h$, dado ciclo, está representado na Figura 21.

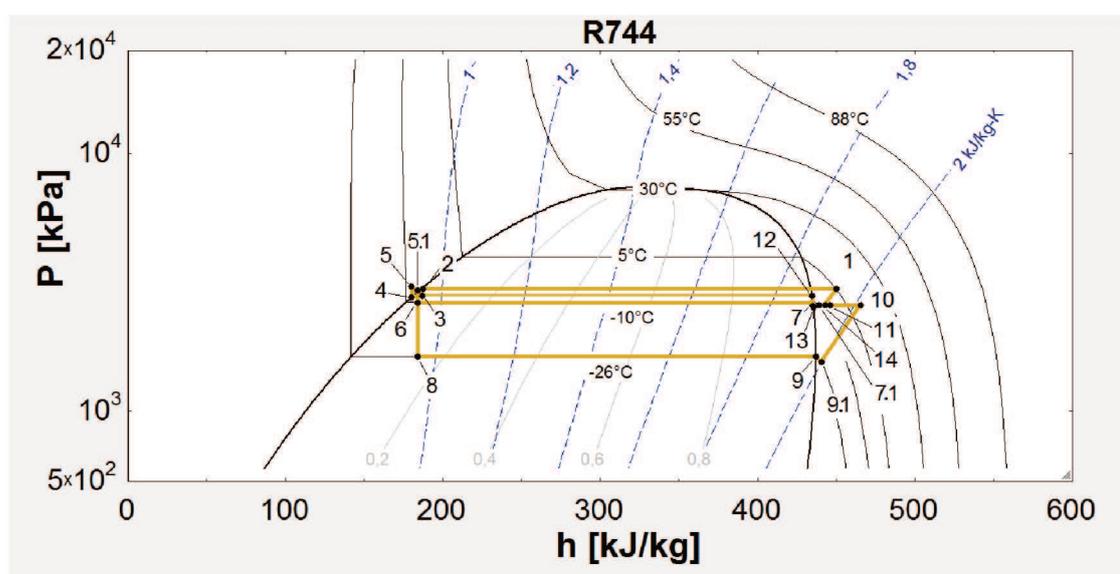


Figura 21 – Diagrama P x h do ciclo de R744 no sistema cascata (EES, 2019).

Tabela 9 – Propriedades de estado dos pontos no ciclo de R744 - Cascata

Ponto	Pressão [kPa]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Título
1	3000	5,6	450,1	100
2	3000	-5,5	186,8	0
3	2803	-8,0	186,8	0,022
4	2803	-8,0	181,1	0
5	3003	-7,8	181,3	-100
5.1	2943	-6,8	183,7	-100
6	2649	-10,0	183,7	0,028
7	2649	-10,0	435,1	1
7.1	2599	-9,0	437,8	100
8	1629	-26,0	183,7	0,142
9	1629	-26,0	437,0	1
9.1	1579	-25,0	439,3	100
10	2599	12,2	464,9	100
11	2599	-5,1	443,2	100
12	2803	-8,0	434,5	1
13	2599	-10,7	434,5	0,997
14	2599	-5,3	443,0	100

Sabendo os valores de carga térmica exigidas nos evaporadores, aplicamos a primeira lei da termodinâmica, o balanço de massas e as equações da continuidade aos seus volumes de controle para encontrarmos as vazões mássicas de fluido no sistema. Sendo $\dot{Q}_{LT} = 20$ kW e $\dot{Q}_{MT} = 80$ kW, temos:

$$\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_{LT} + \dot{m}_{MT} + \dot{m}_{flash} \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_{flash} = \dot{m}_{CO_2} \cdot x_3 \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{m}_{LT} \cdot (h_9 - h_8) \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{MT} = \dot{m}_{MT} \cdot (h_7 - h_6) \quad (4.14)$$

Dessa forma, dadas as Equações 4.11 a 4.14, obtemos que:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CO_2} &= 0,407 \text{ kg/s} & \dot{m}_{MT} &= 0,318 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_{LT} &= 0,079 \text{ kg/s} & \dot{m}_{flash} &= 0,010 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

A potência exigida pelos compressores, a bomba e a quantidade de calor que precisará ser dissipada pelo condensador agora podem ser encontradas da mesma maneira, sabendo os valores de vazões mássicas no sistema e as entalpias em cada ponto.

$$\dot{W}_{MT} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_{14} - h_1) \quad (4.15)$$

$$\dot{W}_{LT} = \dot{m}_{LT} \cdot (h_{9.1} - h_{10}) \quad (4.16)$$

$$\dot{W}_B = (\dot{m}_{CO_2} - \dot{m}_{flash}) \cdot (h_4 - h_5) \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_{TrCd} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.18)$$

Assim, de acordo com as Equações 4.15 a 4.18:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{MT} &= -2,905 \text{ kW} & \dot{W}_{LT} &= -2,024 \text{ kW} \\ \dot{W}_B &= -0,102 \text{ kW} & \dot{Q}_{TrCd} &= -107,000 \text{ kW} \end{aligned}$$

R717 no ciclo

O R717, nome dado a amônia como fluido refrigerante, é comprimido até 14 bar (1400 kPa), de forma que essa seja a pressão de alta do ciclo de NH₃ no sistema e a pressão que o condensador deverá operar. No condensador, considera-se que o refrigerante seja condensado e saia na condição de líquido saturado. A pressão de alta estabelecida possibilita que esse resfriamento seja efetuado em temperatura ambiente. Em seguida, o fluido sofre uma expansão até a pressão de baixa, 3,15 bar (315 kPa), e entra no trocador de calor cascata, que atua como um evaporador no ciclo. Após realizar as trocas térmicas com a linha de alta do CO₂ no trocador de calor, o fluido é levado a uma condição de vapor saturado. A porção de fluido evaporada é então comprimida pelos compressores principais em dois estágios com a presença de resfriamento intermediário até a pressão de alta, reiniciando o ciclo.

Um ponto a ser considerado em sistemas de refrigeração que não podemos nos esquecer é a lubrificação dos compressores. Deve-se evitar que a temperatura de saída dos compressores seja muito alta, tanto pela ineficiência causada ao sistema, quanto pela deterioração que os lubrificantes podem sofrer. Isso justifica a presença de uma compressão realizada em dois estágios com o resfriamento intermediário. Neste ciclo, caso a compressão fosse realizada unicamente em um estágio, a temperatura de saída dos compressores estimada seria de 121 °C, o que não seria muito saudável para a operação do

mesmo. Dessa maneira, optou-se pela construção apresentada, tornando a temperatura de descarga próxima de 88 °C com um resfriamento intermediário de aproximadamente 30 °C.

A Tabela 10 a seguir, apresenta alguns valores que determinam os estados em cada ponto. O diagrama $P \times h$, dado ciclo, está representado na Figura 22.

Tabela 10 – Propriedades de estado dos pontos no ciclo de R717 - cascata

Ponto	Pressão [kPa]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Título
15	800	67,9	1612,0	100
16	800	37,9	1535,0	100
17	1400	88,1	1639,0	100
18	1400	36,3	372,3	0
19	315	-8,00	372,3	0,162
20	315	-8,0	1453,0	1

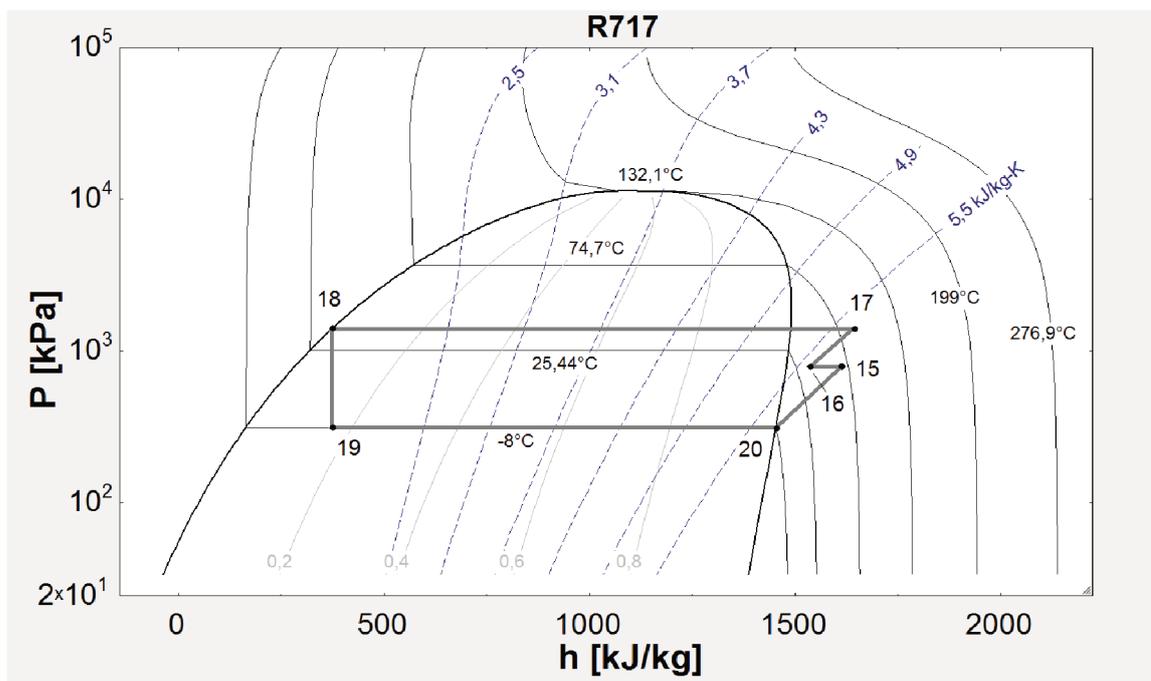


Figura 22 – Diagrama P x h do ciclo de R717 no sistema cascata (EES, 2019).

Aplicando as equações como já vistas nos volumes de controle do evaporadores, encontramos as vazão mássica de fluido no sistema. Dispomos:

$$\dot{m}_{CO_2} \cdot (h_1 - h_2) = \dot{m}_{NH_3} \cdot (h_{20} - h_{19}) \quad (4.19)$$

$$\dot{Q}_{TrEv} = \dot{m}_{NH_3} \cdot (h_{20} - h_{19}) \quad (4.20)$$

Dessa forma, dadas as Equações 4.19 e 4.20, obtemos que:

$$\dot{m}_{NH_3} = 0,10 \text{ kg/s} \quad \dot{Q}_{TrEv} = 107,00 \text{ kW}$$

A potência exigida pelos compressores e a quantidade de calor que precisará ser dissipada pelo condensador são dadas como:

$$\dot{W}_{1NH_3} = \dot{m}_{NH_3} \cdot (h_{15} - h_{20}) \quad (4.21)$$

$$\dot{W}_{2NH_3} = \dot{m}_{NH_3} \cdot (h_{16} - h_{17}) \quad (4.22)$$

$$\dot{Q}_{Cd} = \dot{m}_{NH_3} \cdot (h_{18} - h_{17}) \quad (4.23)$$

Assim, de acordo com as Equações 4.21 a 4.23:

$$\dot{W}_{1NH_3} = -15,68 \text{ kW} \quad \dot{W}_{2NH_3} = -10,34 \text{ kW} \quad \dot{Q}_{Cd} = -125,40 \text{ kW}$$

Coeficiente de Performance (COP) - Cascata

Frente aos valores calculados, podemos encontrar os valores de eficiência em cada parte do ciclo e a eficiência geral do sistema. Dessa forma, o COP para o sistema cascata desenvolvido é dado pelas Equações 4.24 a 4.26.

$$COP_{R744} = \frac{\dot{Q}_{LT} + \dot{Q}_{MT}}{|\dot{W}_{MT} + \dot{W}_{LT} + \dot{W}_B|} \quad (4.24)$$

$$\mathbf{COP = 19,88}$$

$$COP_{R717} = \frac{\dot{Q}_{TrEv}}{|\dot{W}_{1NH_3} + \dot{W}_{2NH_3}|} \quad (4.25)$$

$$\mathbf{COP = 4,11}$$

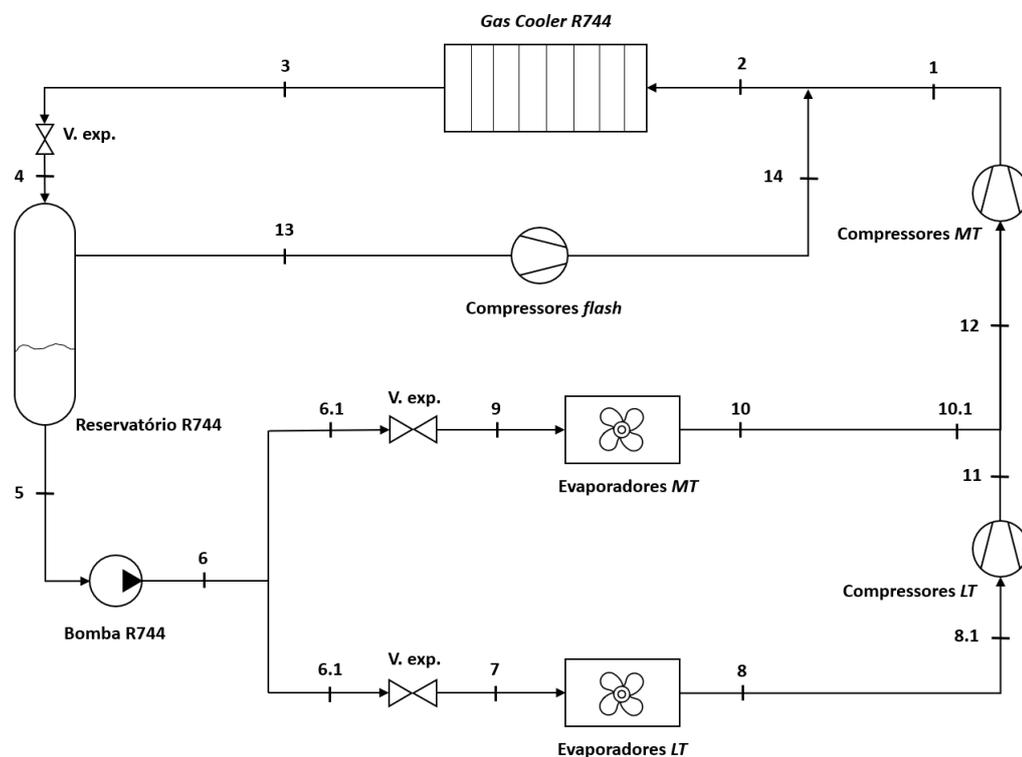
$$COP_{geral} = \frac{\dot{Q}_{LT} + \dot{Q}_{MT}}{|\dot{W}_{MT} + \dot{W}_{LT} + \dot{W}_B + \dot{W}_{1NH_3} + \dot{W}_{2NH_3}|} \quad (4.26)$$

$$\mathbf{COP = 3,22}$$

4.2.3 Ciclo Transcrítico - R744

Como já visto, o ciclo transcrito recebe este nome pelo fato de sua operação ocorrer em uma condição acima do ponto crítico do refrigerante, ou seja, ao contrário do que acontece com o ciclo subcrítico, sua condensação não é mais possível e sim apenas um resfriamento do gás. Dessa forma, o sistema transcrito é uma construção que utiliza-se inteiramente do CO₂ como fluido, seguindo as mesmas premissas de um ciclo comum, porém com as peculiaridades exigidas para que o ciclo possa operar.

O sistema aqui proposto se baseia em uma construção elaborada pela Fabricante *BITZER*, que propõe o uso de compressores em paralelo com os compressores principais e realiza separadamente a compressão do gás de flash, diminuindo a carga dos compressores principais, assim como já foi aplicado ao ciclo de R134a do trabalho. Além disso, outros dispositivos como ejetores e reguladores de alta pressão são utilizados para que o sistema consiga funcionar adequadamente e possa se extrair o máximo de eficiência. Vale ressaltar a necessidade que esse sistema possui de altas pressões de operação, reforçando os cuidados necessários para sua construção. A Figura 23 a seguir, mostra esquematicamente o ciclo de refrigeração transcrito proposto.



*Modelo simplificado – não estão representados todos os componentes presentes na linha.

Figura 23 – Modelo esquemático do ciclo transcrito - R744

O R744 é comprimido até 80 bar (8000 kPa), sendo essa a pressão de alta do sistema, a pressão na qual, agora, o *gas cooler* irá operar. No *gas cooler*, considera-se uma

troca de calor que seja capaz de resfriar o fluido até cerca de 28 °C, temperatura na qual já se torna viável sua expansão. Vale lembrar a importância de ter-se um controle extremamente preciso da pressão em toda linha de alta, observada pela acentuada inclinação que as isotermas possuem nessa região do diagrama $P \times h$. Em seguida, o fluido sofre uma primeira expansão para uma pressão intermediária de aproximadamente 41,8 bar (4177 kPa) que será direcionada a um separador de líquido. Dessa forma, no separador de líquido, a porção de líquido é direcionada aos evaporadores, enquanto a parcela de vapor formada é extraída em outra linha da qual irá ser comprimida separadamente nos compressores auxiliares paralelos.

Na linha de líquido adjacente, existe agora a necessidade de uma pequena bomba para que as perdas na tubulação sejam compensadas e assegurar que o fluido chegue na condição de líquido comprimido nas válvulas de expansão das câmaras e expositores, assim como nos outros ciclos. A porção de refrigerante líquido será então dividida em duas parcelas, uma que irá refrigerar os ambientes de baixa temperatura (\dot{m}_{LT}) e outra que irá para os ambientes de média (\dot{m}_{MT}). Ocorreram as expansões do fluido em -26 °C e -10° C, respectivamente. Após as trocas térmicas, o fluido é levado a uma condição de vapor saturado na saída do evaporador. A porção de fluido evaporada a baixa temperatura sofre uma compressão inicial até a pressão que se encontra o fluido na linha de média, 26 bar (2600 kPa), no que chamamos de compressão *Booster*. As duas porções se juntam novamente e são comprimidas pelos compressores principais até a pressão de alta, reiniciando o ciclo.

Os estados em cada ponto do ciclo estão representados na Tabela 11 a seguir. A Figura 24 indica o diagrama $P \times h$ com o ciclo. Como já realizado anteriormente, podemos encontrar as vazões mássicas para o sistema. Fazemos:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{LT} + \dot{m}_{MT} + \dot{m}_{flash} \quad (4.27)$$

$$\dot{m}_{flash} = \dot{m}_T \cdot x_4 \quad (4.28)$$

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{m}_{LT} \cdot (h_8 - h_7) \quad (4.29)$$

$$\dot{Q}_{MT} = \dot{m}_{MT} \cdot (h_{10} - h_9) \quad (4.30)$$

Tabela 11 – Propriedades de estado dos pontos no ciclo transcrito - R744

Ponto	Pressão [kPa]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Título
1	8000	89,6	505,6	- ^a
2	8000	80,1	491,9	-
3	8000	28,0	274,7	-
4	4177	7,0	274,7	0,274
5	4177	7,0	217,7	0
6	4477	7,4	218,1	-100
6.1	4417	8,3	221,1	-100
7	1629	-26,0	221,1	0,269
8	1629	-26,0	437,0	1
8.1	1579	-25,0	439,3	100
9	2649	-10,0	221,1	0,172
10	2649	-10,0	435,1	1
10.1	2599	-9,0	437,8	100
11	2599	12,2	464,9	100
12	2599	-5,2	443,2	100
13	4177	7,0	425,8	1
14	8000	58,7	455,6	-

^a Fluido em estado supercrítico.

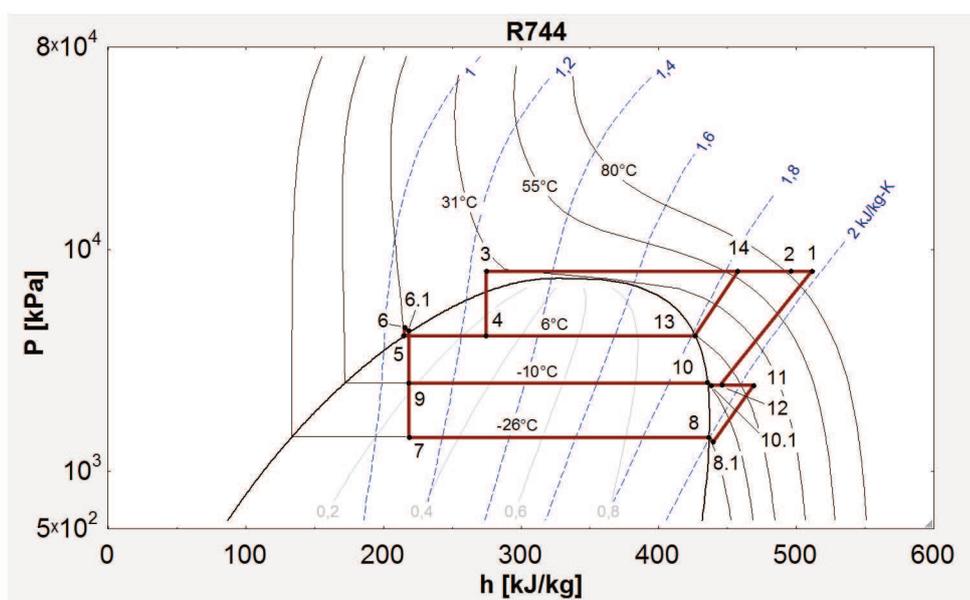


Figura 24 – Diagrama P-h do ciclo de R744 transcrito (EES, 2019).

Dessa forma, dadas as Equações 4.27 a 4.30, obtemos que:

$$\begin{aligned}\dot{m}_T &= 0,642 \text{ kg/s} & \dot{m}_{MT} &= 0,374 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_{LT} &= 0,092 \text{ kg/s} & \dot{m}_{flash} &= 0,176 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Para a potência exigida pelos compressores, bomba e calor que precisará ser dissipada pelo condensador, temos:

$$\dot{W}_{MT} = (\dot{m}_T - \dot{m}_{flash}) \cdot (h_{12} - h_1) \quad (4.31)$$

$$\dot{W}_{LT} = \dot{m}_{LT} \cdot (h_{8,1} - h_{11}) \quad (4.32)$$

$$\dot{W}_f = \dot{m}_{flash} \cdot (h_{13} - h_{14}) \quad (4.33)$$

$$\dot{W}_B = (\dot{m}_T - \dot{m}_{flash}) \cdot (h_5 - h_6) \quad (4.34)$$

$$\dot{Q}_{Cd} = \dot{m}_T \cdot (h_3 - h_2) \quad (4.35)$$

Assim, de acordo com as Equações 4.31 a 4.35:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{MT} &= -29,10 \text{ kW} & \dot{W}_{LT} &= -2,37 \text{ kW} & \dot{W}_f &= -5,24 \text{ kW} \\ \dot{W}_B &= -0,20 \text{ kW} & \dot{Q}_{Cd} &= -139,50 \text{ kW}\end{aligned}$$

A pressão ideal intermediária da expansão que ocorre antes do separador de líquido, assim como já realizado para o ciclo convencional, foi definida a partir de simulações realizadas com o auxílio do *software EES*. A partir dessa análise, foi possível chegar aos seguintes resultados apresentados no gráfico da Figura 25 a seguir.

Coeficiente de Performance (COP) - Transcrítico

Assim, o COP para o sistema transcrito desenvolvido pode ser expresso pela Equação 4.10, e então:

$$\text{COP} = 2,71$$

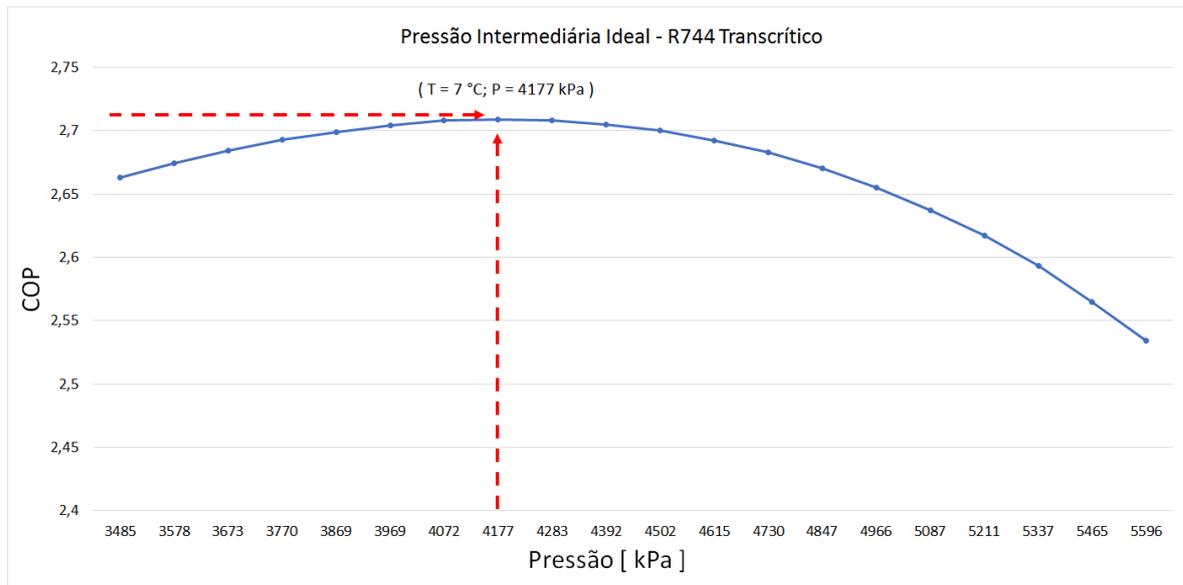


Figura 25 – Gráfico de variação do COP em função da pressão intermediária no ciclo transcrito.

4.2.4 Considerações Comparativas

Tendo em vista dos resultados encontrados, podemos inferir que, em função do maior valor de COP, o ciclo subcrítico de refrigeração se mostra uma alternativa inteiramente viável. Isso porque consegue suprir as exigências demandadas sem muitos problemas, ao contrário do ciclo com R134a, que tem sua temperatura de baixa limitada pelas próprias características do fluido. Além do mais, o ciclo subcrítico possui pressões mais elevadas de operação, porém em valores que ainda assim não são tão altos quanto no ciclo transcrito.

Essa condição de maior pressão exige tubulações com paredes mais espessas. Todavia, a utilização de CO₂ no ciclo implica em diâmetros de tubulação menores, devido a alta capacidade volumétrica de troca térmica que o refrigerante apresenta, o que pode contrabalançar os custos. Outro ponto a se observar está também diretamente ligado a essa condição, uma vez que são exigidas cargas menores de fluido para operação do sistema, reduzindo os custos com fluido refrigerante, sendo ainda o CO₂ de fácil obtenção e com menor custo por quilograma comparado aos fluidos sintéticos.

Entretanto, o ciclo subcrítico apresenta uma construção bem mais complexa e com mais componentes do que os outros ciclos. Isso implica em um maior custo inicial de instalação e maiores cuidados de manutenção.

O Ciclo Transcrito em si é uma ótima alternativa para sistemas de aquecimento, bombas de calor, aplicáveis a uma condição que deseja-se aquecer algo. Uma inversão dos papéis, onde o ambiente que estamos interessados em tratar termicamente está do lado de alta do ciclo. Podemos dar como exemplos de tais aplicações o aquecimento de

água e secadores. Outra aplicação viável e mais comum para os ciclos transcíticos são as aplicações que exigem pouco espaço e compactidade, como o condicionamento de ar em veículos automotivos.

Dessa forma, sendo o ciclo que apresentou o maior COP e com boas condições de funcionamento, o ciclo a ser considerado para a instalação no supermercado será o ciclo subcrítico (cascata), com R744 como fluido de baixa e R717 como fluido de alta.

4.3 Definição do Sistema Proposto / Seleção de Equipamentos

4.3.1 Evaporadores

Sendo o sistema cascata escolhido, temos dois evaporadores no circuito de R744. Para a seleção destes equipamentos, consultamos os catálogos comerciais da empresa *MIPAL*, grande fabricante e fornecedora de evaporadores para instalações, bastante utilizada pelas referências estudadas. Destes catálogos, encontramos a Tabela 12, a qual recomenda os evaporadores para câmaras frigoríficas comerciais e supermercados, climatização de ambientes, salas de preparo e pequenas aplicações industriais. Segundo catálogo, os evaporadores são aplicáveis para o CO_2 , basta que adaptações sejam efetuadas, como tubos apropriados.

Tabela 12 – Tabela para evaporadores comerciais da Série MI (MIPAL, 2019).

Modelo	Kcal/h										Watts									
	Temperaturas de Evaporação																			
	-31 °F -35 °C	-22 °F -30 °C	-13 °F -25 °C	-4 °F -20 °C	5 °F -15 °C	14 °F -10 °C	23 °F -5 °C	32 °F 0 °C	41 °F 5 °C	-31 °F -35 °C	-22 °F -30 °C	-13 °F -25 °C	-4 °F -20 °C	5 °F -15 °C	14 °F -10 °C	23 °F -5 °C	32 °F 0 °C	41 °F 5 °C		
0013	984	1022	1056	1089	1120	1151	1187	1280	1335	1144	1189	1227	1266	1302	1339	1380	1489	1553		
0015	1233	1281	1323	1364	1404	1442	1487	1605	1674	1434	1490	1538	1587	1633	1677	1729	1866	1947		
0018	1404	1459	1506	1554	1598	1642	1693	1827	1905	1633	1697	1751	1807	1859	1909	1969	2125	2215		
0025	1968	2045	2110	2177	2239	2302	2372	2560	2670	2288	2377	2454	2531	2604	2676	2758	2977	3104		
0031	2410	2503	2584	2664	2741	2818	2905	3135	3270	2802	2911	3005	3098	3188	3277	3378	3645	3802		
0038	2905	3065	3164	3264	3357	3451	3557	3839	4003	3431	3564	3679	3795	3904	4012	4136	4464	4655		
0046	3602	3742	3863	3983	4098	4213	4342	4685	4887	4188	4351	4491	4632	4765	4899	5049	5448	5683		
0051	3933	4087	4219	4351	4476	4601	4742	5118	5338	4574	4753	4906	5060	5205	5350	5514	5951	6207		
0062	4815	5002	5165	5326	5479	5633	5805	6265	6534	5599	5817	6005	6193	6371	6550	6750	7285	7598		
0078	6029	6264	6466	6668	6860	7052	7269	7844	8182	7010	7284	7518	7754	7977	8200	8452	9121	9514		
0094	7207	7488	7730	7972	8201	8430	8689	9377	9780	8380	8707	8989	9269	9537	9803	10104	10903	11372		
0110	8427	8756	9039	9320	9589	9857	10160	10964	11436	9799	10181	10510	10838	11150	11462	11814	12748	13297		
0125	9656	10033	10356	10681	10988	11294	11642	12563	13104	11228	11666	12042	12420	12776	13133	13537	14608	15237		

Capacidades (DT=10,8°F / DT1=6°K)

Como podemos observar, a Tabela 12 indica $DT1 = 6$ K, isso significa que os valores dados são válidos para uma condição onde a diferença entre a temperatura de evaporação e do ar que entra em contato seja igual a 6 K, Sendo este o caso da aplicação em questão, basta que selecionemos os evaporadores. Dessa forma, temos que:

Para Média Temperatura:

- Câmara de Resfriados: $T_{evap} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $CT = 12,54\text{ kW}$
1 unidade evaporadora modelo Mi0125
- Sala de Carnes: $T_{evap} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $CT = 21,54\text{ kW}$
2 unidades evaporadoras modelo Mi0110
- Sala de Preparo (Carnes): $T_{evap} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $CT = 5,70\text{ kW}$
1 unidade evaporadora modelo Mi0051
- Sala de Preparo (R/C): $T_{evap} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $CT = 7,12\text{ kW}$
1 unidade evaporadora modelo Mi0062
- Armazenagem Hortifrúti: $T_{evap} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $CT = 7,94\text{ kW}$
1 unidade evaporadora modelo Mi0062

Para Baixa Temperatura:

- Câmara de Congelados: $T_{evap} = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$, $CT = 6,72\text{ kW}$
1 unidade evaporadora modelo Mi078

Para as ilhas de congelados e expositores resfriados, os evaporadores são parte dos equipamentos. Como já descrito, o modelo considerado para as ilhas de congelados são os *Eletrofrio ICF* para CO₂. Já para os expositores consideremos os modelos *Eletrofrio: PSBP-4* para sucos, laticínios, embutidos e massas; *EHCP-0* para carnes no setor de açougue e frios; e *UH3B-4* para queijos e pré-preparados.

4.3.2 Compressores**Para o ciclo R744**

No circuito de R744 presente no sistema, existem dois pontos de atuação de compressores. O primeiro deles para se elevar a pressão do fluido de baixa até a pressão de média, e outro para comprimir a massa total de CO₂ até a pressão de alta do sistema. Em geral, esses pontos não são construídos apenas por um compressor, mas sim por um rack de compressores, onde mais de um compressor é responsável pelo processo, o que

possibilita que atividades como manutenção ou paradas indesejadas sejam realizadas sem que o processo de refrigeração seja interrompido.

A seleção dos compressores foi realizada utilizando os catálogos e uma plataforma de seleção disponibilizada pela fabricante de compressores *GEA* para seus produtos. A partir da entrada dos dados de operação do ciclo, como: aplicação, refrigerante, capacidade frigorífica, frequência de alimentação e temperaturas de evaporação, sucção e condensação. Tendo isso em vista, entramos com os dados referentes ao compressor de baixa e alta para que sejam selecionados.

O modelo selecionado para o compressor de baixa, cuja capacidade frigorífica de 20 kW e evaporação em $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$ foi o HGX22e/85-4 S CO₂ da *GEA*. A Figura 26 mostra o resultado apresentado com algumas informações sobre o funcionamento do compressor.

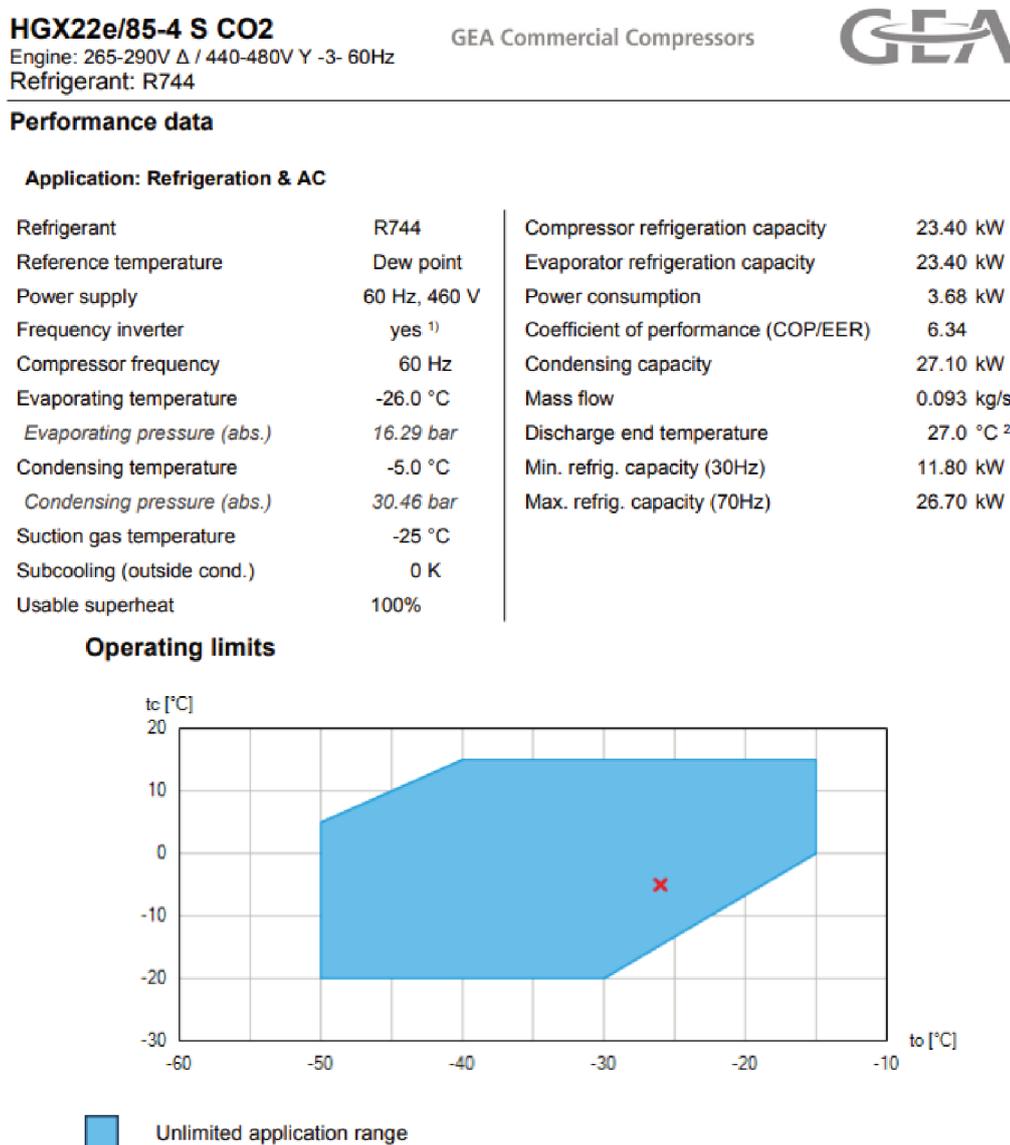


Figura 26 – Compressor *GEA* selecionado para a compressão de baixa.

Observa-se que a capacidade do compressor é um pouco maior que a exigida, assim como a capacidade de vazão mássica de refrigerante, com dados em coerência com as expectativas do projeto, possibilitando sua aplicação.

Já para o modelo selecionado para o compressor de alta, cuja capacidade frigorífica de 80 kW e evaporação em $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ foi o HGX34e/255-4 S CO₂ da GEA. A Figura 27 mostra o resultado apresentado e informações sobre o funcionamento do compressor, com dados próximo ao esperado, assim como para o compressor de baixa.

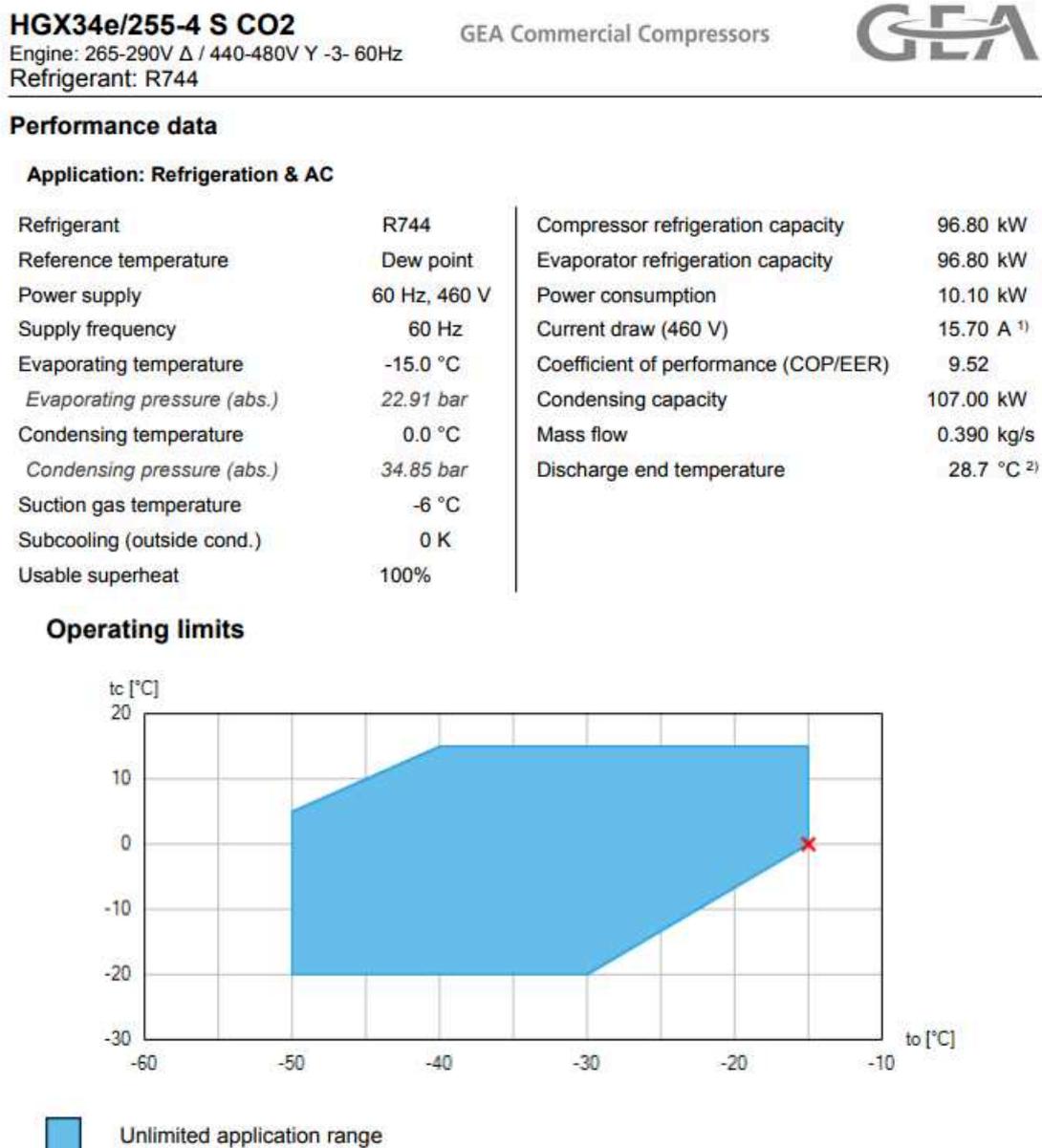


Figura 27 – Compressor GEA selecionado para a compressão de alta.

Para o ciclo R717

Em relação ao ciclo de R717, temos a presença de uma compressão em duplo estágio com resfriamento intermediário. Para tal construção será considerado o emparelhamento em série de dois compressores com intercooler. A seleção foi realizada da mesma forma que os compressores de CO₂.

Os modelos selecionados para os compressores de primeiro e segundo estágio de NH₃, cuja capacidade frigorífica de 107 kW e evaporação em -8 °C foram os F16/1751 NH3 e F14/1366 NH3 da GEA, respectivamente. A Figura 28 e 29 apresentam o resultado com algumas informações sobre o funcionamento dos compressores.

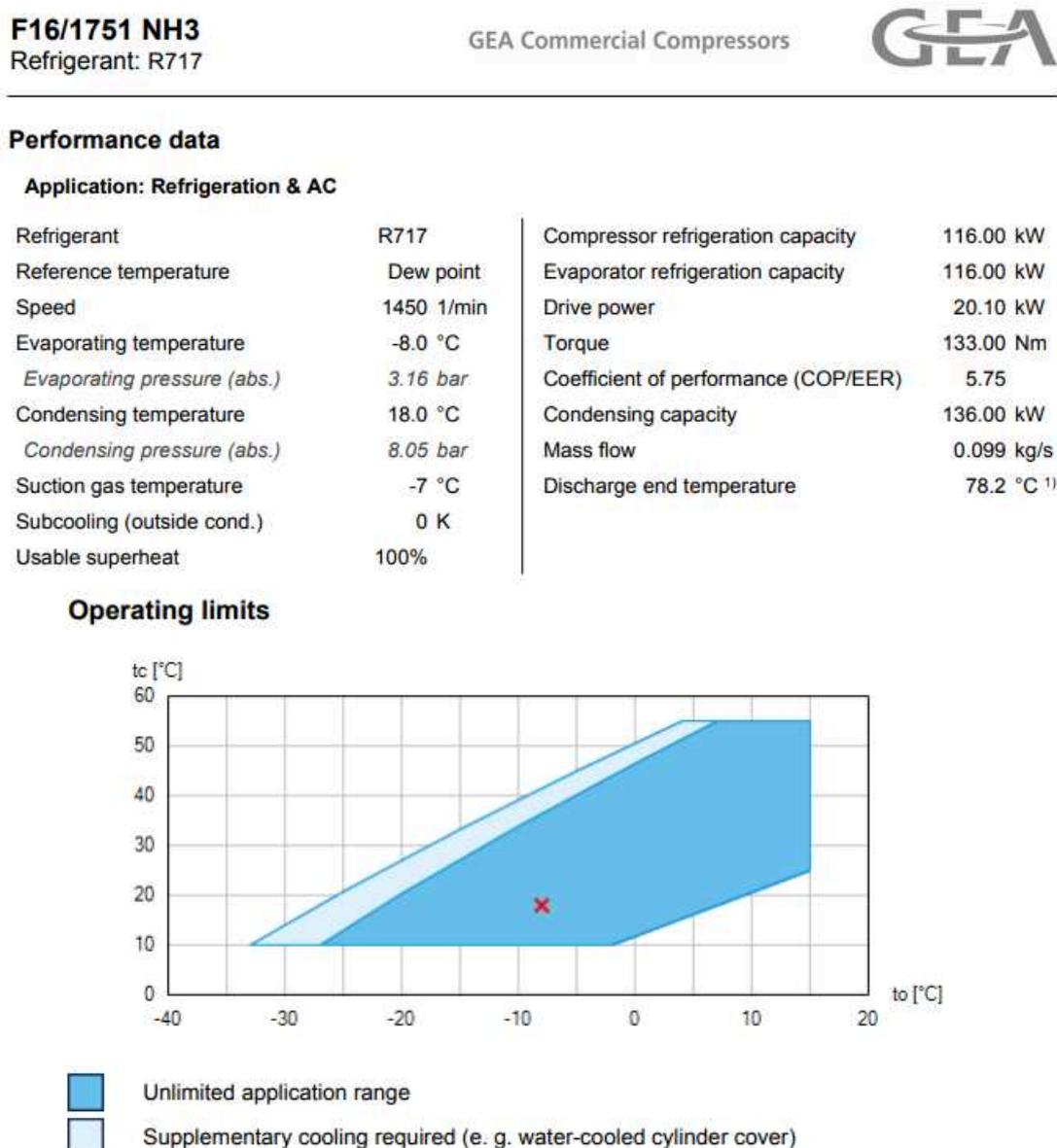


Figura 28 – Compressor GEA selecionado para a compressão de 1º estágio NH₃.

F14/1366 NH3
Refrigerant: R717

GEA Commercial Compressors



Performance data

Application: Refrigeration & AC

Refrigerant	R717	Compressor refrigeration capacity	116.00 kW
Reference temperature	Dew point	Evaporator refrigeration capacity	116.00 kW
Speed	850 1/min	Drive power	13.70 kW
Evaporating temperature	15.0 °C	Torque	155.00 Nm
Evaporating pressure (abs.)	7.29 bar	Coefficient of performance (COP/EER)	8.38
Condensing temperature	36.5 °C	Condensing capacity	130.00 kW
Condensing pressure (abs.)	14.10 bar	Mass flow	0.099 kg/s
Suction gas temperature	38 °C	Discharge end temperature	93.0 °C ¹⁾
Subcooling (outside cond.)	0 K		
Usable superheat	100%		

Operating limits

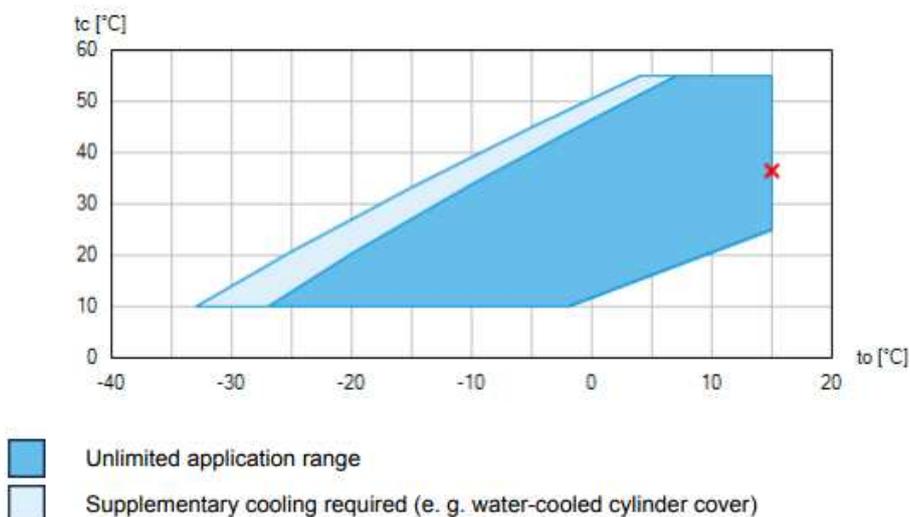


Figura 29 – Compressor GEA selecionado para a compressão de 2º estágio NH₃.

4.3.3 Válvulas de Expansão

Para o ciclo R744

No circuito de R744, temos a presença de válvulas de expansão em todos os ambientes que se deseja refrigerar, dessa forma, sempre que houver a presença de um evaporador, também haverá uma válvula de expansão vinculada a capacidade de refrigeração do local. Para a seleção destes equipamentos, consultamos os catálogos comerciais da empresa Danfoss, grande fabricante e fornecedora de componentes para refrigeração. Destes catálogos, encontramos a Tabela 13, da qual encontramos modelos de válvulas de expansão para CO₂ que podem ser facilmente selecionadas a partir da capacidade de refrigeração. Assim, temos:

Tabela 13 – Tabela para válvulas de expansão CO₂ (DANFOSS, 2019).**AKVH Valves**

Danfoss Type	Danfoss Code No.	Inlet Size (in.)	Outlet Type	Rated Capacity (TR)	Orifice Kit	MWP (psi)
AKVH 10-1	068F4079	3/8	solder, ODF	0.37	Kit 0 – 3	1305
AKVH 10-2	068F4080	3/8	solder, ODF	0.60	Kit 0 – 3	1305
AKVH 10-3	068F4081	3/8	solder, ODF	0.97	Kit 0 – 3	1305
AKVH 10-4	068F4082	3/8	solder, ODF	1.51	Kit 4 – 6	1305
AKVH 10-5	068F4083	3/8	solder, ODF	2.36	Kit 4 – 6	1305
AKVH 10-6	068F4084	3/8	solder, ODF	3.75	Kit 4 – 6	1305

Para Média Temperatura:

- Câmara de Resfriados: TR = 3,56 , Modelo AKVH 10-6
- Sala de Carnes: TR = 6,12 , Modelos AKVH 10-5 e AKVH 10-6
- Sala de Preparo (Carnes): TR = 1,60 , Modelo AKVH 10-5
- Sala de Preparo (R/C): TR = 2,05 , Modelo AKVH 10-5
- Armazenagem Hortifrúti: TR = 2,025 , Modelo AKVH 10-5

Para Baixa Temperatura:

- Câmara de Congelados: TR = 1,91 , Modelo AKVH 10-5

Para o ciclo R717

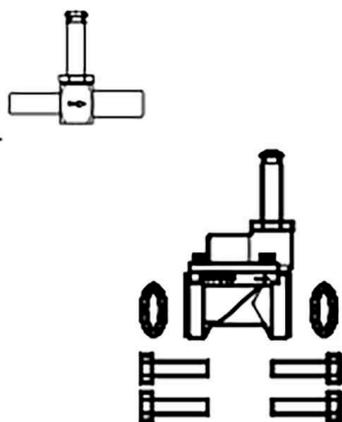
No circuito de R717, temos a presença de uma válvula de expansão no circuito. Para a seleção desta, consultamos os catálogos comerciais da empresa *Danfoss* através de um sistema de seleção desenvolvido pela própria fabricante. Destes catálogos, encontramos a válvula de expansão modelo AKVA 15-1, que atende completamente as exigências necessárias. A Figura 30 mostra as formas de seleção e os dados colocados no sistema para encontrar o modelo da válvula, bem como algumas de suas características.

4.3.4 Condensador

A escolha do condensador se desenvolverá assim como foi a dos evaporadores, com base nos catálogos da marca *MIPAL*. Nestes, encontramos a Tabela 14, da qual se recomenda para sistemas de refrigeração de supermercados. Segundo o catálogo, os

Electric expansion valves, types AKVA 10, 15 & 20

Rated capacity and ordering



Valve type	Rated capacity ¹⁾		k _v -value m ³ /h
	kW	tons	
AKVA 10-1	4	1.1	0.010
AKVA 10-2	6.3	1.8	0.015
AKVA 10-3	10	2.8	0.022
AKVA 10-4	16	4.5	0.038
AKVA 10-5	25	7.1	0.055
AKVA 10-6	40	11.4	0.103
AKVA 10-7	63	17.9	0.162
AKVA 10-8	100	28.4	0.251
AKVA 15-1	125	35	0.25
AKVA 15-2	200	60	0.40
AKVA 15-3	300	90	0.63
AKVA 15-4	500	140	1.0
AKVA 20-1	500	140	1.0
AKVA 20-2	800	240	1.6
AKVA 20-3	1250	350	2.5
AKVA 20-4	2000	600	4.0
AKVA 20-5	3150	900	6.3

Figura 30 – Válvulas de expansão para NH₃ (DANFOSS, 2019)

condensadores são aplicáveis ao NH₃, basta que adaptações sejam efetuadas, como tubos apropriados.

Tabela 14 – Tabela de condensadores comerciais da Série Vmax (MIPAL, 2019).

Motores AC Ø800mm 60Hz											
Ruído a 10m 49 dB(a)				Ruído a 10m 44 dB(a)				Ruído a 10m 38 dB(a)			
6 Polos				8 Polos				12 Polos			
Modelo	Kcal/h	Watts	Dados Máximos de Consumo	Modelo	Kcal/h	Watts	Dados Máximos de Consumo	Modelo	Kcal/h	Watts	Dados Máximos de Consumo
VmaxE 156R	142464	165656	Potência 5,97 kW	VmaxE 121R	111205	129308	Potência 3,36 kW	VmaxE 090R	80009	93033	Potência 1,2 kW
VmaxF 156R	157850	183547		VmaxF 121R	123215	143273		VmaxF 090R	88650	103081	
VmaxE 194R	175377	203927	Corrente 220V 19,5 A	VmaxE 143R	131016	152344	Corrente 220V 12,45 A	VmaxE 101R	92379	107417	Corrente 220V 6,0 A
VmaxF 194R	189933	220853		VmaxF 143R	141890	164989		VmaxF 101R	100046	116333	
VmaxE 213R	194298	225928	Corrente 380V 11,34 A	VmaxE 153R	140143	169579	Corrente 380V 7,2 A	VmaxE 106R	96481	112187	Corrente 380V 3,45 A
VmaxF 213R	207510	241291		VmaxF 153R	149672	174038		VmaxF 106R	103042	119816	
VmaxE 224R	203011	236060		VmaxE 157R	143100	166395		VmaxE 107R	97849	113777	
VmaxF 224R	213771	248571		VmaxF 157R	150684	175214		VmaxF 107R	105099	122208	

Sendo a carga necessária a ser dissipada pelo condensador igual a 125,4 kW e analisando a tabela, seleciona-se o modelo VmaxE 121R com capacidade de 129,3 kW e 3 ventiladores.

4.3.5 Trocador de Calor Cascata

Para o trocador de calor cascata, que atua como condensador para o R744 e evaporador para o R717, a melhor opção segundo [Mendes e Sessa \(2016\)](#), seria um trocador de calor do tipo placas, pois são mais compactos e possuem maior eficiência térmica comparado aos trocadores do tipo casco e tubo. Para encontrarmos um modelo adequado para o circuito, utilizaremos os catálogos de trocadores de calor para CO₂ da fabricante *SWEP*. A vantagem é que a própria fabricante, assim como outras grandes, fornece seus próprios *softwares* que auxiliam na definição dos componentes. Sendo assim, com o auxílio dos catálogos e ferramentas disponibilizadas pela marca, a partir da pressão de operação, fluidos utilizados e vazão volumétrica em ambos os lados do circuito (22,83 m³/h para amônia; 19,88 m³/h para CO₂), podemos definir um trocador de calor que atenda as exigências do projeto. O escolhido para nosso ciclo será o trocador de calor tipo placas modelo B120T, com 68 placas de cobre brasadas, vazão mássica de até 27,4 m³/h e capaz de suportar pressões de até 47 bar. A Figura 31 a seguir, apresenta algumas informações a respeito do trocador de calor selecionado.

FICHA DO PRODUTO

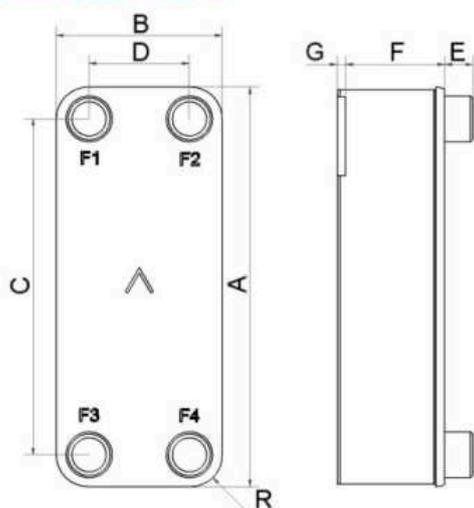
B120T

Especificações básicas

Número máximo de placas (NoP)	250
Volume máximo de fluxo	27,4 m³/h (17.61 gpm)
Volume do canal	
Materiais	Placas de aço inoxidável 316, brasagem de cobre
Peso excluindo conexões	



Dimensões padrão



#	MM	IN
A	525	20.67
B	243	9.57
C	456	17.95
D	174	6.85
F	10.00+2.29*(NoP)	0.39+0.09*(NoP)
G	4	0.16
R	35	1.38
E_1	27.10	1.07

Figura 31 – Trocador de calor do tipo placas brasadas para o ciclo cascata de CO₂, (SWEP, 2019)

5 Conclusões

No presente trabalho foi desenvolvido um estudo sobre a aplicação de sistemas de refrigeração utilizando CO_2 de forma comercial em um supermercado. Visto as características que cercam a refrigeração e o uso do CO_2 , compreendendo suas formas de construção, funcionamento, bem como suas premissas de operação, foi possível realizar uma análise comparativa envolvendo três tipos de projetos de refrigeração diferentes: um ciclo convencional utilizando R134a (HFC), um ciclo subcrítico cascata utilizando R744/R717 e um ciclo transcrito de R744. Para tal, foi desenvolvido um projeto de supermercado baseado em uma instalação da cidade de Uberlândia - MG e calculada as cargas térmicas exigidas pelo mesmo.

De acordo com o que foi desenvolvido, podemos concluir que os sistemas de refrigeração subcríticos utilizando CO_2 são sistemas totalmente viáveis e aplicáveis a instalações comerciais como supermercados. Sua ótima capacidade térmica de refrigeração o torna tão eficiente quanto um ciclo convencional que se utiliza fluidos sintéticos (HFC). Suas pressões mais elevadas, porém não tanto quanto na condição transcrito, possibilita que sejam facilmente controladas com segurança, o que assegura sua confiabilidade. Além do mais, atualmente os custos dos sistemas que utilizam CO_2 já são bem menores, sendo a tendência de que estes sejam ainda mais reduzidos.

Vale ressaltar a importância de se buscar novas soluções aos problemas que nossa organização como sociedade, formas e estilos de vida possuem frente ao meio ambiente. Os impactos causados pelos sistemas de refrigeração sobre a camada de ozônio e sua influência no aquecimento global são um dos mais claros nesse sentido e não podem ser ignorados. Medidas já vem sendo tomadas desde o descobrimento desses impactos, como é o caso dos protocolos de Montreal e Kyoto. Todavia, cabe a nós uma conscientização contínua sobre o assunto e buscar sempre melhores formas de se construir e operar sistemas menos danosos, como é o caso dos sistemas com refrigerantes naturais, incluindo o CO_2 .

Como sugestões para trabalhos futuros poderiam ser desenvolvidos estudo de métodos de otimização do processo tais como o uso mais apurado de carga controlada de acordo com a demanda de refrigeração - maiores eficiências energéticas, menores custos de operação. Uma outra abordagem possível também seria a realização de estudos da vinculação do sistema de ar condicionado ao ciclo cascata de refrigeração, bem como o estudo da aplicação de medidas com oportunidade de melhorias de eficiência e verificar as respostas do sistema, quantificando o aumento de eficiência do mesmo.

Referências

- ANVISA, M. da Saúde (MS) Agência Nacional de V. S. Resolução da diretoria colegiada - n 43, de 1 de setembro de 2015. *DOU n 168, de 2 de setembro de 2015*, 2015. Citado na página 38.
- ASHRAE, A. S. of H. R. A. C. E. *2002 ASHRAE Handbook: Refrigeration*. [S.l.]: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2002. (ASHRAE HANDBOOK REFRIGERATION SI). ISBN 9781931862011. Citado na página 45.
- CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.; BUESA, I. A. *Termodinâmica*. [S.l.]: McGraw-Hill São Paulo, 2006. v. 10. Citado 6 vezes nas páginas 8, 21, 27, 29, 36 e 42.
- CENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. *Transferência de Calor e Massa*. [S.l.]: McGraw-Hill São Paulo, 2009. v. 4. Citado 3 vezes nas páginas 24, 26 e 27.
- DANFOSS. Danfoss s.a. 2019. Disponível em: <<https://assets.danfoss.com/documents/DOC214586429904/DOC214586429904.pdf>>. Citado 4 vezes nas páginas 9, 10, 79 e 80.
- EES. F-chart software: Engineering equation solver. 2019. Disponível em: <<http://fchartsoftware.com/ees/>>. Citado 6 vezes nas páginas 8, 49, 59, 63, 66 e 70.
- FROTA, A. B.; SCHIFFER, S. R. *Manual de conforto térmico*. [S.l.]: Studio Nobel, 1995. Citado na página 38.
- GAVA, A. J.; SILVA, C. A. B. da; FRIAS, J. R. G. *Tecnologia de alimentos*. [S.l.]: NBL Editora, 2009. Citado na página 38.
- IPCC. Book. *Climate Change 2014: Synthesis Report*. Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA: [s.n.], 2014. Disponível em: <www.archive.ipcc.ch/report/ar5/syr/>. Citado na página 17.
- LINDE, G. A. Refrigerants environmental data - ozone depletion and global warming potential. *Gases Division, Seitnerstrasse 70, 82049 Pullach, Germany*, 2019. Disponível em: <<http://www.linde-gas.com/en/legacy/attachment?files=tcm:Ps17-111483,tcm:s17-111483,tcm:17-111483>>. Citado 3 vezes nas páginas 8, 33 e 56.
- MACAGNAN, M. H. Princípios básicos da refrigeração - carga térmica de refrigeração. *Universidade do Vale do Rio dos Sinos - Unisinos*, 2015. Citado 4 vezes nas páginas 10, 47, 48 e 49.
- MELO, C.; HERMES, C. J. L. Co₂ (r-744) em equipamentos de refrigeração comercial. *Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado*, v. 1, p. 35, 2008. Citado na página 31.
- MENDES, F. F.; SESSA, G. D. Projeto básico de um sistema de refrigeração com co₂ (r-744) aplicado a supermercado. *Trabalho de conclusão de curso, Universidade Federal do Espírito Santo-UFES*, 2016. Citado 3 vezes nas páginas 50, 56 e 81.

- MIPAL. Mipal indústria de evaporadores ltda. 2019. Disponível em: <<http://www.mipal.com.br/site/wp-content/uploads/2018/06/Mi.pdf>>. Citado 3 vezes nas páginas 10, 73 e 80.
- NBR16255, A. ABNT NBR 16255 :Sistemas de refrigeração para supermercados — Diretrizes para o projeto, instalação e operação. [S.l.]: ABNT, 2014. Citado na página 39.
- NETO, E. S. P.; BANDARRA, E. P.; MARCUCCI, D. Fluidos frigoríficos alternativos para equipamento de refrigeração comercial. *Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs - Projeto RAC*, 2019. Citado 3 vezes nas páginas 8, 32 e 33.
- PEREIRA, G. S. Análise de sistemas de refrigeração a co2 em supermercados. *Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Pernambuco-UFPE*, 2010. Citado 3 vezes nas páginas 34, 35 e 39.
- PETRUCCI, E. Características do clima de uberlândia - mg: Análise da temperatura, precipitação e umidade relativa. *Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia-UFU*, 2018. Citado 2 vezes nas páginas 38 e 40.
- PIRANI, M. J. *Refrigeração e Ar Condicionado-Parte I Refrigeração*. [S.l.]: Universidade Federal da Bahia. [http://www.eletrdomesticosforum.com/cursos ...](http://www.eletrdomesticosforum.com/cursos...), 2005. Citado 3 vezes nas páginas 8, 22 e 30.
- QUEIROZ, M. V. A. Avaliação experimental de um sistema de refrigeração cascata subcrítico com hfcs/co2. *Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia-UFU*, 2017. Citado 4 vezes nas páginas 8, 34, 35 e 36.
- RADERMACHER, R.; KIM, K. Domestic refrigerators: recent developments. *International journal of refrigeration*, Elsevier, v. 19, n. 1, p. 61–69, 1996. Citado na página 17.
- SALVADOR, F. Projeto de um sistema de refrigeração industrial com 'set-point' variável. *Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica-USP*, 1999. Citado 2 vezes nas páginas 51 e 58.
- SILVA, A. Dióxido de carbono (co2) em sistemas de refrigeração comercial e industrial. *São Paulo - Novatécnica*, 2009. Citado na página 61.
- SILVA, E. Uma visão geral da experiência obtida da aplicação do co2 na refrigeração de supermercados no brasi. 2013. Citado na página 39.
- SILVA, J. S. et al. Princípios básicos de psicrometria. *Secagem e Armazenagem de Produtos Agrícolas*, 2008. Citado 3 vezes nas páginas 8, 36 e 37.
- SILVA, M. N. D. Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial. *PROCEL, Rio de Janeiro*, 2005. Citado 4 vezes nas páginas 8, 23, 24 e 31.
- SR2015. Elgin hdb refrigeração ltda: Heatcraft brasil. 2019. Disponível em: <<https://www.heatcraft.com.br/software.html>>. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 52.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W. *Refrigeração e Ar Condicionado*. [S.l.]: McGraw-Hill do Brasil, Ltda, 1985. Citado na página 30.

SWEP. Swep international ab. 2019. Disponível em: <<https://www.swep.net/products/?range=co2&q=&flow=27>>. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 82.

TOMASONI, M. A. Atmosfera em transformação: o ozônio e os cfc's, certezas e incertezas. *Artigo, Departamento de Geografia da Universidade Federal da Bahia*, 2006. Citado na página 18.

VESTERGAARD, P. N.; OLSEN, F. B. Danfoss a.s. 2004. Citado na página 50.

WYLEN, G. V.; BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. *Fundamentos da termodinâmica*. [S.l.]: Edgard Blucher, 2009. (Série Van Wiley). ISBN 9788521204909. Citado 3 vezes nas páginas 20, 21 e 24.

Anexos

ANEXO B – Tabela de Propriedades CO₂

Tabela 15 – Propriedades Termodinâmicas de vapor e líquido saturado - CO₂

Temperature ^a , °C	Pressure, MPa	Density (liquid), kg/m ³	Volume (Vapour), m ³ /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg K)		Specific heat, c _p , kJ/(kg K)		Velocity of sound, m/s		Viscosity, μPa s		Thermal conductivity, mW/(m K)		Surface tension, mN/m	Temp., °C	
				Liquid	Vapour	Liquid	Vapour	Liquid	Vapour	Liquid	Vapour	Liquid	Vapour	Liquid	Vapour			
-56.56a	0.51796	1178.5	0.07267	80.04	430.42	0.5213	2.1390	1.953	0.909	1.444	976.0	222.8	256.7	10.95	180.6	11.01	17.16	-56.56
-50.00	0.68234	1154.6	0.05579	92.94	432.69	0.5794	2.1018	1.971	0.952	1.468	928.0	223.4	229.3	11.31	172.1	11.58	15.53	-50.00
-48.00	0.73949	1147.1	0.05162	96.90	433.29	0.5968	2.0909	1.978	0.967	1.477	914.0	223.5	221.6	11.42	169.5	11.76	15.04	-48.00
-46.00	0.80015	1139.6	0.04782	100.88	433.86	0.6142	2.0801	1.985	0.982	1.486	900.0	223.6	214.3	11.53	166.9	11.95	14.56	-46.00
-44.00	0.86445	1132.0	0.04435	104.87	434.39	0.6314	2.0694	1.993	0.998	1.496	885.0	223.6	207.2	11.64	164.4	12.14	14.07	-44.00
-42.00	0.93252	1124.2	0.04118	108.88	434.88	0.6486	2.0589	2.002	1.015	1.507	871.0	223.6	200.3	11.75	161.8	12.34	13.60	-42.00
-40.00	1.0045	1116.4	0.03828	112.90	435.32	0.6656	2.0485	2.012	1.033	1.518	856.0	223.5	193.8	11.87	159.3	12.54	13.12	-40.00
-38.00	1.0805	1108.5	0.03562	116.95	435.72	0.6826	2.0382	2.022	1.052	1.530	842.0	223.4	187.4	11.98	156.8	12.75	12.65	-38.00
-36.00	1.1607	1100.5	0.03318	121.01	436.07	0.6995	2.0281	2.033	1.072	1.544	827.0	223.2	181.3	12.10	154.3	12.97	12.18	-36.00
-34.00	1.2452	1092.4	0.03093	125.10	436.37	0.7163	2.0180	2.045	1.094	1.558	813.0	223.1	175.4	12.22	151.8	13.20	11.72	-34.00
-32.00	1.3342	1084.1	0.02886	129.20	436.62	0.7331	2.0079	2.059	1.116	1.573	798.0	222.8	169.7	12.34	149.3	13.43	11.26	-32.00
-30.00	1.4278	1075.7	0.02696	133.34	436.82	0.7498	1.9980	2.073	1.141	1.590	783.0	222.5	164.2	12.46	146.9	13.68	10.80	-30.00
-28.00	1.5261	1067.2	0.02519	137.50	436.96	0.7665	1.9880	2.089	1.166	1.608	768.0	222.2	158.9	12.59	144.4	13.94	10.35	-28.00
-26.00	1.6293	1058.6	0.02356	141.69	437.04	0.7831	1.9781	2.105	1.194	1.627	753.0	221.8	153.8	12.72	141.9	14.20	9.90	-26.00
-24.00	1.7375	1049.8	0.02205	145.91	437.06	0.7997	1.9683	2.124	1.223	1.648	738.0	221.4	148.8	12.85	139.5	14.49	9.46	-24.00
-22.00	1.8509	1040.8	0.02065	150.16	437.01	0.8163	1.9584	2.144	1.255	1.671	723.0	220.9	144.0	12.98	137.1	14.78	9.02	-22.00
-20.00	1.9696	1031.7	0.01934	154.45	436.89	0.8328	1.9485	2.165	1.289	1.696	708.0	220.4	139.3	13.12	134.6	15.09	8.59	-20.00
-19.00	2.0310	1027.0	0.01873	156.61	436.81	0.8411	1.9436	2.177	1.307	1.709	700.0	220.1	137.1	13.18	133.4	15.25	8.37	-19.00
-18.00	2.0938	1022.3	0.01813	158.77	436.70	0.8494	1.9386	2.189	1.326	1.723	692.0	219.8	134.8	13.26	132.2	15.42	8.16	-18.00
-17.00	2.1581	1017.6	0.01756	160.95	436.58	0.8576	1.9337	2.201	1.346	1.738	684.0	219.5	132.6	13.33	131.0	15.59	7.95	-17.00
-16.00	2.2237	1012.8	0.01700	163.14	436.44	0.8659	1.9287	2.215	1.366	1.753	676.0	219.2	130.4	13.40	129.8	15.77	7.74	-16.00
-15.00	2.2908	1008.0	0.01647	165.34	436.27	0.8742	1.9237	2.228	1.388	1.768	668.0	218.8	128.3	13.47	128.6	15.95	7.53	-15.00
-14.00	2.3593	1003.1	0.01595	167.55	436.09	0.8825	1.9187	2.243	1.410	1.785	660.0	218.5	126.2	13.55	127.4	16.14	7.32	-14.00
-13.00	2.4294	998.1	0.01545	169.78	435.89	0.8908	1.9137	2.258	1.433	1.802	651.0	218.1	124.1	13.63	126.2	16.34	7.11	-13.00
-12.00	2.5010	993.1	0.01497	172.01	435.66	0.8991	1.9086	2.273	1.457	1.821	643.0	217.7	122.0	13.70	125.0	16.54	6.90	-12.00
-11.00	2.5740	988.1	0.01450	174.26	435.41	0.9074	1.9036	2.290	1.483	1.840	635.0	217.4	120.0	13.78	123.8	16.74	6.70	-11.00
-10.00	2.6487	982.9	0.01405	176.52	435.14	0.9157	1.8985	2.307	1.509	1.860	626.0	216.9	118.0	13.86	122.5	16.96	6.50	-10.00
-9.00	2.7249	977.7	0.01361	178.80	434.84	0.9240	1.8934	2.325	1.537	1.881	617.0	216.5	116.1	13.95	121.3	17.18	6.29	-9.00
-8.00	2.8027	972.5	0.01319	181.09	434.51	0.9324	1.8882	2.345	1.566	1.904	609.0	216.1	114.1	14.03	120.1	17.42	6.09	-8.00
-7.00	2.8821	967.1	0.01278	183.39	434.17	0.9408	1.8830	2.365	1.597	1.927	600.0	215.6	112.2	14.12	118.9	17.66	5.89	-7.00
-6.00	2.9632	961.7	0.01238	185.71	433.79	0.9491	1.8778	2.386	1.629	1.952	591.0	215.2	110.3	14.20	117.7	17.91	5.70	-6.00
-5.00	3.0459	956.2	0.01200	188.05	433.38	0.9576	1.8725	2.408	1.663	1.979	582.0	214.7	108.4	14.30	116.5	18.17	5.50	-5.00
-4.00	3.1303	950.6	0.01162	190.40	432.95	0.9660	1.8672	2.432	1.699	2.007	573.0	214.2	106.6	14.39	115.3	18.44	5.30	-4.00
-3.00	3.2164	945.0	0.01126	192.77	432.48	0.9744	1.8618	2.457	1.737	2.037	564.0	213.7	104.8	14.48	114.1	18.73	5.11	-3.00
-2.00	3.3042	939.2	0.01091	195.16	431.99	0.9829	1.8563	2.484	1.777	2.068	555.0	213.1	102.9	14.58	112.9	19.03	4.92	-2.00
-1.00	3.3938	933.4	0.01057	197.57	431.46	0.9914	1.8509	2.512	1.819	2.102	546.0	212.6	101.2	14.68	111.6	19.34	4.73	-1.00

Continuação - Tabela 15

Temperature ^a , °C	Pressure, MPa	Density (liquid), kg/m ³	Volume (Vapour), m ³ /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg K)	Specific heat, c _p , kJ/(kg K)		c _p /c _v		Velocity of sound, m/s		Viscosity, μPa s	Thermal conductivity, mW/(m K)		Surface tension, mN/m	Temp., °C	
				Liquid	Vapour		Liquid	Vapour	Vapour	Vapour	Liquid	Vapour		Liquid	Vapour			
0.00	3.4851	927.4	0.01024	200.00	430.89	1.0000	1.8453	2.542	1.865	2.138	536.0	212.0	99.4	14.79	110.4	19.67	4.54	0.00
1.00	3.5783	921.4	0.00992	202.45	430.29	1.0086	1.8397	2.574	1.913	2.176	527.0	211.5	97.6	14.89	109.2	20.02	4.35	1.00
2.00	3.6733	915.2	0.00961	204.93	429.65	1.0172	1.8340	2.609	1.965	2.218	518.0	210.9	95.9	15.00	108.0	20.38	4.17	2.00
3.00	3.7701	909.0	0.00931	207.43	428.97	1.0259	1.8282	2.645	2.020	2.262	508.0	210.3	94.2	15.12	106.8	20.76	3.99	3.00
4.00	3.8688	902.6	0.00901	209.95	428.25	1.0346	1.8223	2.685	2.080	2.309	499.0	209.6	92.5	15.24	105.5	21.17	3.80	4.00
5.00	3.9695	896.0	0.00872	212.50	427.48	1.0434	1.8163	2.727	2.144	2.360	489.0	209.0	90.8	15.36	104.3	21.60	3.62	5.00
6.00	4.0720	889.4	0.00845	215.08	426.67	1.0523	1.8102	2.772	2.213	2.416	480.0	208.3	89.1	15.49	103.1	22.06	3.45	6.00
7.00	4.1765	882.6	0.00817	217.69	425.81	1.0612	1.8041	2.822	2.289	2.476	470.0	207.6	87.5	15.62	101.8	22.54	3.27	7.00
8.00	4.2831	875.6	0.00791	220.34	424.89	1.0702	1.7977	2.875	2.370	2.541	460.0	206.9	85.8	15.76	100.6	23.06	3.10	8.00
9.00	4.3916	868.4	0.00765	223.01	423.92	1.0792	1.7913	2.934	2.460	2.612	451.0	206.2	84.2	15.91	99.4	23.61	2.93	9.00
10.00	4.5022	861.1	0.00740	225.73	422.88	1.0884	1.7847	2.998	2.558	2.690	441.0	205.4	82.6	16.06	98.1	24.21	2.76	10.00
11.00	4.6149	853.6	0.00715	228.49	421.79	1.0976	1.7779	3.068	2.666	2.776	431.0	204.6	80.9	16.22	96.9	24.84	2.59	11.00
12.00	4.7297	845.9	0.00691	231.29	420.62	1.1070	1.7710	3.145	2.786	2.871	421.0	203.8	79.3	16.39	95.6	25.53	2.42	12.00
13.00	4.8466	837.9	0.00668	234.13	419.37	1.1165	1.7638	3.232	2.919	2.977	411.0	203.0	77.7	16.56	94.4	26.27	2.26	13.00
14.00	4.9658	829.7	0.00645	237.03	418.05	1.1261	1.7565	3.328	3.068	3.095	401.0	202.1	76.1	16.75	93.1	27.08	2.10	14.00
15.00	5.0871	821.2	0.00622	239.99	416.64	1.1359	1.7489	3.436	3.237	3.228	391.0	201.2	74.4	16.95	91.9	27.96	1.95	15.00
16.00	5.2108	812.4	0.00600	243.01	415.12	1.1458	1.7411	3.558	3.429	3.378	381.0	200.3	72.8	17.16	90.6	28.93	1.79	16.00
17.00	5.3368	803.3	0.00578	246.10	413.50	1.1559	1.7329	3.698	3.649	3.550	370.0	199.3	71.2	17.39	89.4	29.99	1.64	17.00
18.00	5.4651	793.8	0.00557	249.26	411.76	1.1663	1.7244	3.858	3.905	3.748	360.0	198.3	69.5	17.64	88.1	31.16	1.49	18.00
19.00	5.5958	783.8	0.00536	252.52	409.89	1.1769	1.7155	4.044	4.204	3.979	349.0	197.2	67.8	17.90	86.9	32.47	1.35	19.00
20.00	5.7291	773.4	0.00515	255.87	407.87	1.1877	1.7062	4.264	4.560	4.252	338.0	196.1	66.1	18.19	85.7	33.94	1.20	20.00
21.00	5.8648	762.4	0.00494	259.33	405.67	1.1989	1.6964	4.526	4.990	4.578	326.0	194.9	64.4	18.50	84.5	35.61	1.06	21.00
22.00	6.0031	750.8	0.00474	262.93	403.26	1.2105	1.6860	4.846	5.519	4.976	314.0	193.6	62.7	18.85	83.4	37.52	0.93	22.00
23.00	6.1440	738.4	0.00453	266.68	400.63	1.2225	1.6749	5.248	6.185	5.472	302.0	192.3	60.9	19.23	82.4	39.74	0.80	23.00
24.00	6.2877	725.0	0.00433	270.61	397.70	1.2352	1.6629	5.767	7.049	6.107	288.0	190.8	59.0	19.66	81.5	42.35	0.67	24.00
25.00	6.4342	710.5	0.00412	274.78	394.43	1.2485	1.6498	6.467	8.212	6.949	274.0	189.1	57.0	20.16	80.8	45.51	0.55	25.00
26.00	6.5837	694.5	0.00391	279.26	391.71	1.2627	1.6353	7.460	9.862	8.121	259.0	187.2	55.0	20.73	80.5	49.44	0.44	26.00
27.00	6.7361	676.4	0.00369	284.14	386.39	1.2783	1.6189	8.97	12.38	9.87	243.0	185.0	52.8	21.42	80.7	54.56	0.33	27.00
28.00	6.8918	655.3	0.00346	289.62	381.20	1.2958	1.5999	11.55	16.69	12.78	225.0	182.1	50.3	22.27	81.9	61.73	0.23	28.00
29.00	7.0509	629.4	0.00320	296.07	374.61	1.3163	1.5763	16.95	25.74	18.63	205.0	178.2	47.5	23.41	85.2	73.19	0.13	29.00
30.00	7.2137	593.3	0.00290	304.55	365.13	1.3435	1.5433	35.34	55.82	36.66	177.0	171.3	43.8	25.17	95.4	98.02	0.02	30.00
30.98 ^c	7.3773	467.6	0.00214	332.25	332.25	1.4336	1.4336	∞	∞	∞	0.0	0.0	-	-	∞	∞	0.00	30.98

^a Temperatures are on the ITS-90 scale. a, triple point; c, critical point.