

CENTRO UNIVERSITARIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
MARCUS GARCIA DE OLIVEIRA

**ANÁLISE DE DESEMPENHO ENTRE CICLOS EM CASCATA PARA CONDIÇÕES
DE USO DE UM SUPERMERCADO DE MÉDIO PORTE**

CASCADEL
2017

CENTRO UNIVERSITARIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
MARCUS GARCIA DE OLIVEIRA

**ANÁLISE DE DESEMPENHO ENTRE CICLOS EM CASCATA PARA CONDIÇÕES
DE USO DE UM SUPERMERCADO DE MÉDIO PORTE**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de
Conclusão de Curso II do Curso de Engenharia
Mecânica do Centro Universitário Fundação Assis
Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do
título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Carlos Alberto Breda.

CASCADEL
2017

RESUMO

OLIVEIRA, MARCUS GARCIA. **PROJETO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO PARA UM SUPERMERCADO DE MEDIO PORTE COM USO DE CO₂ COMO FLUIDO REFRIGERANTE**. Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz. Cascavel, 2017.

Este trabalho tem como objetivo realizar um comparativo entre duas possibilidades de sistemas de refrigeração com uso de CO₂ em cascata. O dióxido de carbono foi amplamente utilizado como fluido refrigerante até os anos de 1930, principalmente em sistema naves, quando então surgiram fluidos sintéticos que para a tecnologia da época eram considerados mais eficientes e mais seguros, onde então, o CO₂ deixou de ser utilizado. Nas ultimas décadas devido a uma serie de estudos, descobriu-se que fluidos como os CFCs e os HCFCs geram uma destruição da camada de ozônio. Então em 1985 ocorreu o Protocolo de Montreal que tem como um dos objetivos a retirada de fluidos refrigerantes que podem afetar a camada de ozônio de utilização, como o R-22, por exemplo, então se iniciou diversos estudos na busca de um substituto para os fluidos CFCs e HCFCs onde o CO₂ ressurgiu com uma possibilidade para solução do problema. Neste estudo foi feita a estimativa das cargas térmicas que o sistema deveria retirar e a estimativa dos trabalhos consumidos pelos compressores, e então, o comparativo entre os sistemas em cascata de CO₂/R134a e CO₂/R-410A, onde o sistema com a utilização de R-134a apresentou uma pequena vantagem sobre o sistema com R-410A.

Palavra chave: CO₂, sistema em cascata, refrigeração, Protocolo de Montreal, subcrítico.

ABSTRACT

OLIVEIRA, MARCUS GARCIA. RESEARCH PROJECT OF A REFRIGERATION SYSTEM FOR A MEDIUM SUPERMARKET WITH USE OF CO₂ AS REFRIGERANT FLUID. Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz. Cascavel, 2017.

This work has the objective of comparing two possibilities of refrigeration systems with the use of cascade CO₂. Carbon dioxide was widely used as a coolant until the 1930s, especially in ships, when synthetic fluids appeared, which for the technology at the time were considered more efficient and safer, where CO₂ ceased to be used. In the last decades due to a series of studies, fluids like the CFCs and the HCFCs have been found to generate a destruction of the ozone layer. Then, in 1985, the Montreal Protocol took place, one of the objectives of which is the removal of refrigerants that could affect the ozone layer, such as R-22, for example. Fluids CFCs and HCFCs where the CO₂ resurfaces with a possibility to solve the problem. In this study, it was estimated the thermal loads that the system will have to remove and the estimate of the work consumed by the compressors, and then the comparison between cascade systems of CO₂ / R134a and CO₂ / R-410A, where the system with the use of R-134a presented a small advantage over the system with R-410A.

Key words: CO₂, cascade system, refrigeration, Montreal Protocol, subcritical.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Compressor alternativo.	18
Figura 2 – Compressor alternativo.	19
Figura 3 – Compressor a Parafuso.	19
Figura 4 – Compressor scroll	20
Figura 5 - Ilustração de um sistema em cascata.	26
Figura 6 – Sistema termodinâmico que representa primeira lei da termodinâmica.	29
Figura 7 – Diagrama pressão x volume específico.....	31
Figura 8 – Diagrama do ciclo R134a/CO ₂	51
Figura 9 – Diagrama de refrigeração CO ₂ /R-410A.....	57

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Diagrama de fase do dióxido de carbono.	22
Gráfico 2 - Ciclo de refrigeração transcrito do CO ₂	24
Gráfico 3 - Ciclo de refrigeração subcrítico do CO ₂	25

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação (1) - Reação do cloro com o ozônio.	17
Equação (2) – Balanço de energias	29
Equação (3) – Primeira lei da termodinâmica.....	30
Equação (4) – Equação da termodinâmica para o processo da figura 3 A-B	31
Equação (5) – Equação da termodinâmica para o processo da figura 3 C-B.....	31
Equação (6) – Equação da termodinâmica, resultado das equações acima.	32
Equação (7) – Equação final representando o ciclo descrito na figura 3.....	32
Equação (8) – Equação final da primeira lei da termodinâmica	32
Equação (9) – Cálculo do calor de um fluido em um ciclo termodinâmico	32
Equação (10) – Cálculo do calor de um fluido em um ciclo termodinâmico	33
Equação (11) – Carga de penetração de calor.....	37
Equação (12) – Carga de calor gerada pelas infiltrações de ar.....	38
Equação (13) – Carga térmica gerada pela ocupação.	40
Equação (14) – Cálculo da carga térmica de iluminação	41
Equação (15) – Cálculo da carga térmica de produto	42
Equação (16) – Carga térmica das embalagens	43
Equação (17) – Cálculo da vazão mássica de fluidos	53
Equação (18) – Cálculo da vazão mássica de fluidos	54
Equação (19) – Cálculo do trabalho executado pelo compressor	55
Equação (20) – Cálculo da vazão mássica de fluidos	56

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores de carga térmica de penetração para câmara de congelados....	38
Tabela 2 – Índice de renovação diária de ar câmara de congelados	39
Tabela 3 – Calor liberado por pessoa por hora para câmara de congelados	40
Tabela 4 – Carga térmica dos produtos para câmara de congelados	42
Tabela 5 – Valores de carga térmica de penetração para câmara de resfriados	45
Tabela 6 – Índice de renovação de ar para câmara de resfriados	46
Tabela 7 – Calor liberado por pessoa por hora	47
Tabela 8 – Carga térmica dos produtos para câmara de resfriados.....	48
Tabela 9 – Propriedades físicas do dióxido de carbono	52
Tabela 10 – Propriedades físicas do fluido R-134a.....	52
Tabela 11 – Resultados de cálculos CO ₂	57
Tabela 12 – Estado termodinâmico do fluido R-410A	58

LISTA DE ABREVIACÕES E SIGLAS

A	área	[m ²]
CFC	cloroflúorcarbono	
COP	coeficiente de performance	
cp	calor específico	[Kcal/kg . °C]
e	espessura	[m]
f	índice de renovação diária de ar	
g	calor liberado por pessoa por hora de ocupação	[Kcal/h . pessoa]
GWP	potencial de aquecimento global	
h_i	entalpia inicial	[KJ/kg]
h_f	entalpia final	[KJ/kg]
h_{ae}	entalpia do ar interno a câmara	[KJ/kg]
h_{ai}	entalpia do ar externo a câmara	[KJ/kg]
HCFC	hidrocloroflúorcarbono	
HFC	hidroclorocarbono	
k	coeficiente de transferência de calor	[Kcal/h . m . °C]
L	número de lâmpadas utilizadas	
$\dot{m}$	vazão massica	[kg/s]
m_e	massa das embalagens	[kg]
m_g	massa de giro diário	[kg/h]
n	número de pessoas ocupando o ambiente	
P	potencia de cada lâmpada	[W]
Q	calor transferido para o sistema durante o processo	[KW]
$Q_{embalagens}$	calor das embalagens	[Kcal/h]
$Q_{iluminação}$	calor gerado por iluminação	[Kcal/h]
Q_{inf}	calor gerado por infiltração	[Kcal/h]
$Q_{ocupação}$	calor gerado por ocupação	[Kcal/h]
Q_p	calor de penetração	[Kcal/h]
$Q_{produto}$	calor gerado pelos produtos	[Kcal/h]
t	tempo de ocupação	[horas]
T	período de tempo que a iluminação esta ligada	[horas]
T_i	temperatura inicial das embalagens	[°C]
T_f	temperatura final das embalagens	[°C]

U_i	energia inicial	$[KJ/kg]$
U_f	energia final	$[KJ/kg]$
V	volume	$[m^3]$
v_{ae}	volume especifico do ar externo a câmara	$[m^3/kg]$
W	trabalho realizado pelo sistema ao decorrer do processo	$[KW]$
ΔT	variação de temperatura	$[^{\circ}C]$
τ	tempo de funcionamento da câmara	$[horas]$

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 OBJETIVO.....	12
1.1.1 Objetivo Geral	12
1.1.2 Objetivos específicos.....	13
1.2 JUSTIFICATIVA	13
1.3 PROBLEMATIZAÇÃO	13
1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA.....	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
2.1 PROTOCOLO DE KYOTO	15
2.2 PROTOCOLO DE MONTREAL.....	15
2.3 AQUECIMENTO GLOBAL	15
2.4 CAMADA DE OZÔNIO, HCFC E CFC	16
2.5 COMPONENTE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	17
2.5.1 Compressor	17
2.5.2 Condensador	20
2.5.3 Evaporador	20
2.5.4 Válvula de expansão	21
2.6 CARACTERÍSTICAS DO CO ₂	21
2.7 FLUIDO R-134A	22
2.8 FLUIDO R-410A	23
2.9 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO COM USO DE CO ₂	23
2.9.1 Ciclo Transcrítico.....	23
2.9.2 Ciclo Subcrítico	24
2.9.3 Ciclo Em Cascata	25
2.10 TEMPERATURA DAS CÂMARAS	26
2.10.1 Temperatura para câmara de congelados.....	27
2.10.2 Temperatura para câmara de resfriados	28
2.11 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA	28
2.12 CARGA TÉRMICA	33
2.13 POLIESTIRENO EXPANDIDO	33
3 METODOLOGIA	35
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	36

4.1 DADOS DO SUPERMERCADO.....	36
4.2 DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA FRIA DE CONGELADOS	36
4.2.1 Dimensionamento do isolamento térmico.....	36
4.2.2 Carga térmica da câmara de congelados.....	36
4.3 DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA DE RESFRIADOS	44
4.3.1 Dimensionamento de isolamento térmico.....	44
4.3.2 Carga térmica da câmara de resfriados	44
4.4 ILHAS DE CONGELADOS.....	49
4.5 CARGA TOTAL DO SISTEMA.....	49
4.6 ANÁLISE DOS CICLOS DE REFRIGERAÇÃO.....	50
4.6.1 Ciclo CO ₂ /R-134a.....	50
4.6.2 Cálculo das vazões do dióxido de carbono	53
4.6.3 Cargas térmicas de condensação	54
4.6.4 Cálculo da vazão do R-134a	54
4.6.5 Trabalho dos compressores	55
4.6.6 Eficiência do sistema, COP	56
4.7 CICLO CO ₂ /R-410A.....	56
4.7.1 Cálculo da vazão do R-410A.....	58
4.7.2 Cálculo da carga de condensação do R-410A	59
4.7.3 Trabalho do compressor.....	59
4.7.4 Eficiência do sistema, COP	59
5 CONCLUSÃO	60
6 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	61
BIBLIOGRAFIA	62

1 INTRODUÇÃO

O CO₂ (dióxido de carbono) foi um dos primeiros fluidos refrigerantes a serem utilizados para sistemas de refrigeração, tendo ampla utilização até os anos de 1930, principalmente em sistemas de refrigeração para navios, quando então surgiram os fluidos sintéticos como os CFCs e os HCFCs que para a época eram considerados fluidos mais seguros, com isso o CO₂ foi perdendo espaço até deixar de ser utilizado por volta dos anos de 1960.

Nas últimas décadas, devido a desastres ambientais cada vez mais frequentes e a descoberta de que os fluidos mais comuns utilizados estão gerando grandes impactos ambientais e promovendo a destruição da camada de ozônio iniciou-se uma busca por fluidos refrigerantes naturais que não provoque consequências ambientais tão graves. Com isso, foram retomados muitos estudos que tratam do uso do dióxido de carbono (como também é conhecido R-744), que tem grande indicação para aplicações de médio porte em locais que tem grande necessidade do uso de fluidos refrigerantes seguros (HERZOG, 2010).

Assim, o CO₂ (R-744) ressurgiu como uma alternativa para substituição dos CFCs e dos HCFCs, auxiliado pelas evoluções tecnológicas dos equipamentos utilizados na refrigeração, que contribuíram em muito no desenvolvimento de sistemas com o uso de CO₂.

1.1 OBJETIVO

1.1.1 Objetivo Geral

Desenvolver um comparativo entre o coeficiente de performance de um ciclo de refrigeração em cascata de CO₂/R-134a comparado com o ciclo CO₂/R-410A, utilizando para o cálculo das cargas térmicas do ciclo de refrigeração as condições de uso de um sistema de refrigeração de um supermercado de médio porte da cidade de Ubatuba-PR.

1.1.2 Objetivos específicos

- Verificação da capacidade de armazenamento;
- Obter a movimentação diária de produtos da câmara;
- Seleção dos isolamentos térmicos que devera ser aplicados na câmara fria;
- Determinar a carga térmica da câmara;
- Fazer o comparativo da performance dos ciclos em cascata CO₂/R-134a e CO₂/R-410A.

1.2 JUSTIFICATIVA

Devido a sucessíveis acontecimentos climáticos que vem ocorrendo com elevada frequência, muitos países como o Brasil aderiram aos protocolos de Montreal e de Kyoto. Nesses tratados foram estipuladas uma serie de acordos para frear os fenômenos do efeito estufa e da destruição da camada de ozônio (BRASIL, 2008).

Com a extinção do uso de uma série de fluidos refrigerantes e com a saída do R-22 do mercado, iniciou-se uma busca por fluidos que possam substitui-los, fluidos como R-134a, R-404C e o R-410A vem sendo utilizados como substitutos ao R-22, juntamente ao CO₂ que está sendo frequentemente utilizado.

1.3 PROBLEMATIZAÇÃO

No dimensionamento de um sistema de refrigeração para supermercados, quais as melhores possibilidades para o uso do dióxido de carbono?

1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

Para o desenvolvimento do projeto, será considerado que o supermercado possui duas câmaras frias, uma para congelados e uma para resfriados.

A câmara de congelados funcionará a uma temperatura de -20°C e terá dimensões de 5 metros de altura, 4 metros de largura e 4 metros de comprimento, com uma capacidade máxima de estocagem de 5,8 toneladas, levando em conta uma boa acomodação dos produtos e com fácil retirada do mesmo. Em dias com alto movimento, será considerado uma movimentação de 30% da capacidade máxima da câmara fria.

A câmara de resfriados trabalhará em uma temperatura de 0°C , com dimensões de 6 metros de altura, 5 metros de largura e 4 metros de comprimento, com capacidade máxima de 4,96 toneladas, levando em consideração a boa acomodação e facilidade de retirada dos produtos, com uma movimentação máxima de 30% de sua capacidade máxima em dias de alto movimento.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PROTOCOLO DE KYOTO

O tratado de Kyoto foi idealizado com a meta de reduzir as emissões dos gases poluentes responsáveis pelo aquecimento global, entrando em vigor em fevereiro de 2008 com objetivo inicial de reduzir em 5% a emissão desses gases entre 2008 e 2012, meta que não foi alcançada, assim, sendo estabelecidas novas metas para 2020. Uma das principais substâncias que segundo o tratado contribui para o aquecimento global são os HFCs, CFCs e os HCFCs que são fluidos muito utilizados para refrigeração e para o condicionamento de ar, principalmente o HCFC-22 (R-22).

Com o cumprimento das regras estipuladas no tratado de Kyoto, especialistas acreditam que será possível reduzir entre 1,5°C a 5,8°C a temperatura da terra até o final do século XXI.

2.2 PROTOCOLO DE MONTREAL

Em 1985, ocorreu a convenção de Viena, onde um conjunto de nações manifestaram suas preocupações com os impactos causados pelo empobrecimento da camada de ozônio, esta convenção foi uma grande contribuinte para o surgimento do protocolo de Montreal em 1987. O protocolo de Montreal entrou em vigor em 1 de janeiro de 1989, e é o único acordo ambiental até os dias de hoje que possui aceitação universal.

Esse protocolo tem como meta eliminar o uso de todas as substâncias que destroem a camada de ozônio (SDOs), sua meta é a eliminação de muitos fluidos, segundo o Ministério do Meio Ambiente, os CFCs teve seu uso eliminado no Brasil em 2010, e os HCFCs terão o uso reduzido em 35% até 2020 tendo redução progressiva com eliminação total em 2040.

2.3 AQUECIMENTO GLOBAL

O aquecimento global acontece pelo acúmulo de calor proveniente do sol na atmosfera e no solo terrestre, que não pode ser dissipado pelo fato de diversos gases refletir esse calor novamente para a atmosfera da terra (BRASIL, 2009). Esses gases são os chamados gases do efeito estufa, que são provenientes principalmente do uso de combustíveis fósseis, queimadas e do uso de vários fluidos refrigerantes.

Gases como o clorofluorcarbono (CFC), ozônio (O_3), metano (CH_4), óxido nitroso (N_2O) e o dióxido de carbono (CO_2) são os gases responsáveis pelo efeito estufa (SILVA; PAULA, 2009). E por conta da existência desses gases é possível haver temperaturas que permite a existência da vida na forma que conhecemos nos dias de hoje. Porém, com o passar dos anos a elevação das temperaturas da atmosfera terrestre continuam aumentando ligando um alerta no caso do aquecimento global.

2.4 CAMADA DE OZÔNIO, HCFC E CFC

Segundo Santos (2007), a camada de ozônio se localiza entre 10 e 35 km da estratosfera, parte da atmosfera que vai de 10 a 50 km de extensão. A função da camada de ozônio é formar uma capa que protege a terra de raios ultravioletas, e graças a proteção contra esses raios é possível evitar consequências como câncer de pele, feridas, entre outros problemas que dificultaria a vida na terra.

Santos (2007, p. 20) menciona em seus estudos que “o ozônio é composto por 3 átomos de oxigênio e é representado por O_3 . Não é muito estável e pode se quebrar em O_2 O (oxigênio atômico) muito facilmente”.

O tamanho do ozônio é exato para absorver a energia do sol, em níveis ultravioleta. Esta camada formada de ozônio pode ser destruída pelos CFCs (clorofluorcarbonetos) e pelos HCFCs (hidroclorofluorcarbonetos), no momento em que a radiação solar atinge as moléculas dos CFCs e dos HCFCs, faz com que elas se quebrem produzindo moléculas de cloro. A molécula de cloro atinge o ozônio transformando em oxigênio molecular perdendo a forma exata para absorver a radiação solar (SANTOS, 2007).

Segundo Ramos (2014), o cloro não apenas destrói o ozônio, mas também se associa com o oxigênio em forma atômica e o impede de ser formado, podendo ser representado pela equação química abaixo.



Já os HCFCs não são tão estáveis quanto os CFCs, de maneira que dificulta a sua chegada ao nível da camada de ozônio. Mas, podemos observar pelas equações que o cloro que destrói a molécula do ozônio depois é liberado no momento que se forma o oxigênio, desta forma, a molécula de cloro não é consumida, um átomo de cloro possui potencial para destruí muitas moléculas de ozônio. Sendo assim, mesmo os HCFCs liberando poucos átomos de cloro já é suficiente para provocar grandes estragos na camada de ozônio.

2.5 COMPONENTE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Um sistema de refrigeração é composto basicamente por quatro componentes, que são: compressor, condensador, evaporador e válvula de expansão.

2.5.1 Compressor

Os compressores em um sistema de refrigeração tem a função de comprimir o fluido refrigerante para leva-lo ao estado de superaquecido, facilitando a condensação do mesmo, também tendo como função fazer o bombeamento do fluido refrigerante pelo sistema. Os compressores mais utilizados nos dias de hoje são dos tipos: alternativo e a parafuso.

Os compressores alternativos, possuem princípios físicos de compressão gerado pelo movimento alternativo de pistões, que fazendo a transformação de movimento rotativo de um motor para movimento linear dos pistões, fazendo a sucção e a compressão do fluido. Esse tipo de compressor pode ser de simples ou de múltiplos estágios de compressão, tendo ampla utilização em sistemas frigoríficos de pequeno e médio porte.

Em geral os compressores a parafuso possuem dois rotores que giram em sentidos opostos, com velocidades angulares diferentes e entre os rotores possuem folgas que servem de câmara de compressão para o fluido. Devido as diferentes velocidades angulares o volume é reduzido continuamente, e por consequência a pressão do fluido é elevada (AGUIAR, 2008).

O compressor scroll possui dois elementos em forma de espiral, onde um deles é fixo e o outro gira em movimento orbital ao redor do centro do eixo do motor. As espirais são iguais, porem, são montadas com uma diferença angular de 180° que é mantida com a utilização de um dispositivo anti-rotação, que é chamado de acoplamento de olham. O contato entre as espirais no decorrer de seu movimento ocorre de maneira pontual, de acordo com a variação do tamanho da espiral pode se ter diferentes pontos de contatos, formando câmaras de compressão entre cada par de pontos de contato. Não há necessidade da utilização de válvula de sucção, e a válvula de descarga só é necessária em condições com alta vazão e pressão de descarga. A sucção deste compressor ocorre na parte inferior da carcaça do equipamento, já o orifício de descarga esta acoplado na parte superior do mesmo, que então é ligado a linha de descarga (GOMES, 2006).

Figura 1 – Compressor alternativo.

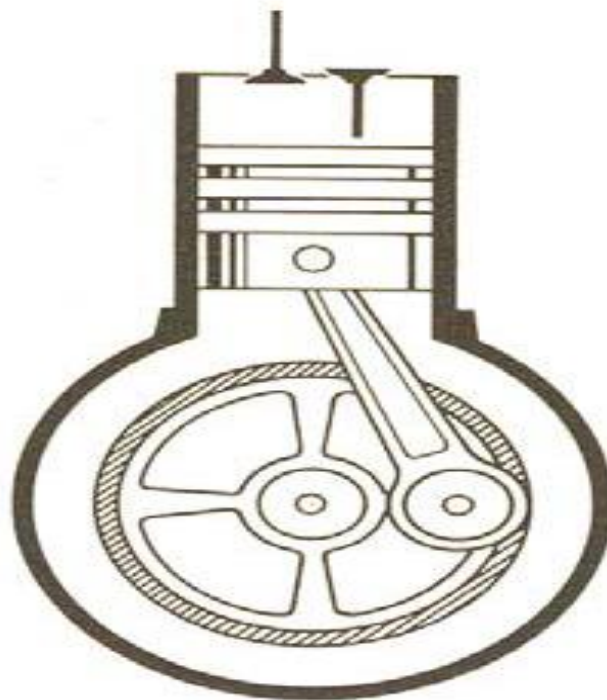
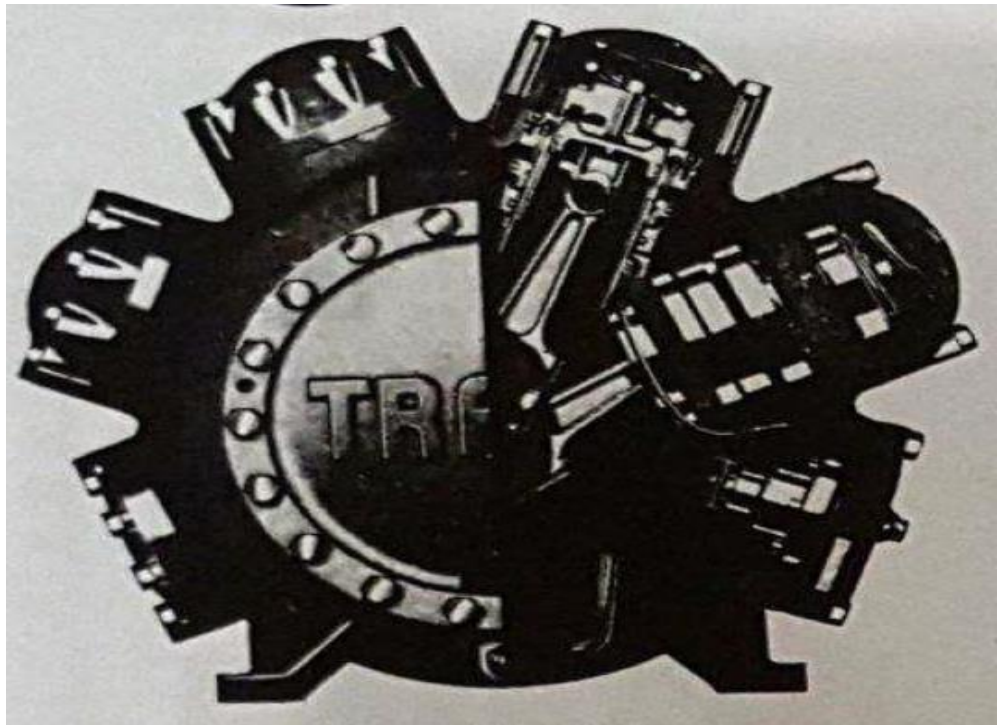
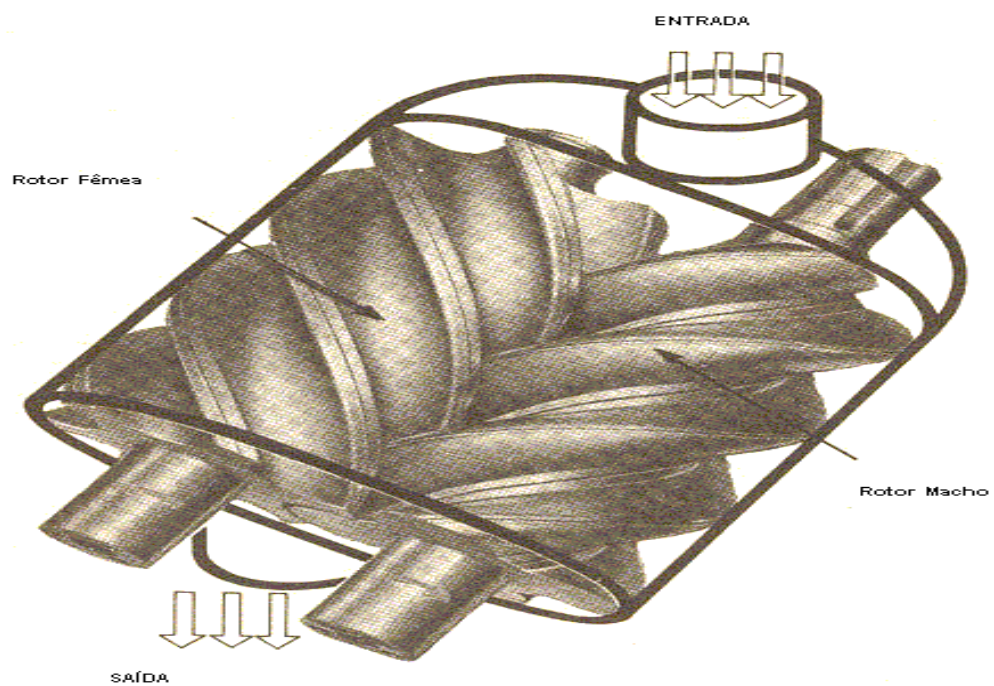


Figura 2 – Compressor alternativo.



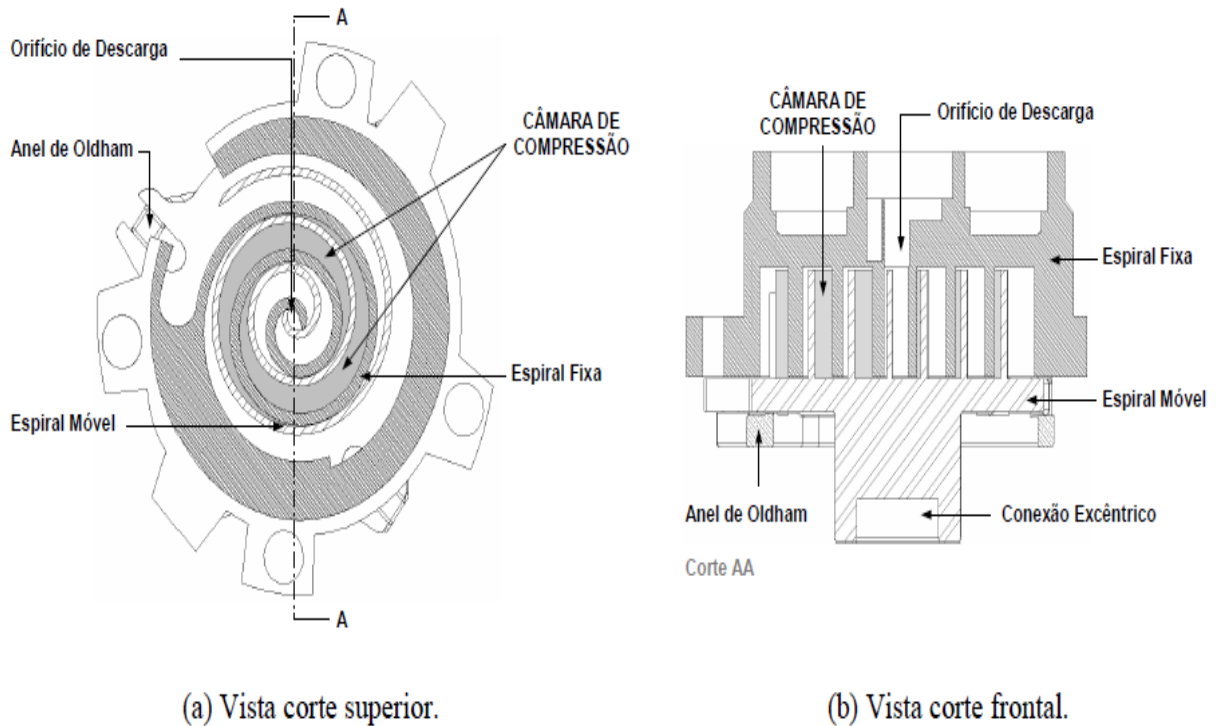
Fonte: Costa, (1982)

Figura 3 – Compressor a Parafuso.



Fonte: AGUIAR, (2008)

Figura 4 – Compressor scroll



Fonte: GOMES, (2006).

2.5.2 Condensador

A finalidade de um condensador em um sistema de refrigeração é resfriar e condensar o fluido refrigerante que vem em estado de vapor superaquecido do compressor. Isso ocorre transferindo o calor do fluido para o meio utilizando de ar, água, ou ar + água para realizar tal operação, onde, a transmissão do calor em um condensador ocorre em três fases, que são: dessuperaquecimento, condensação e sub-resfriamento (COSTA, 2011).

2.5.3 Evaporador

O evaporador recebe esse nome pelo fato de que quando o fluido refrigerante passa por ele, ocorre a transformação de fase, onde, o fluido muda da fase líquida para vapor. Nesse momento o fluido absorve calor do ambiente gerando

o frio. A retirada de calor pode ocorrer de maneira direta ou indireta. Quando ocorre de maneira direta o próprio fluido refrigerante absorve o calor do ambiente. De maneira indireta, um fluido secundário (geralmente etileno glicol) é resfriado pelo fluido principal e após isso passa pelo evaporador acontecendo a absorção do calor (COSTA, 2011). O tipo mais comum de evaporador é o de tubo aletado.

2.5.4 Válvula de expansão

“As válvulas de expansão são utilizadas nos sistemas de refrigeração mecânica por meio de vapores para provocar a expansão do fluido frigorígeno liquefeito, desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização do ciclo” (COSTA, 2011, p. 131). Isto ocorre, pelo fato de que a válvula de expansão cria no ciclo de refrigeração uma perda de carga, qual, junto ao compressor, divide o ciclo em uma zona de alta pressão e uma de baixa pressão. Após o fluido sofrer o rebaixe de pressão, possui condições de vaporizar em baixas temperaturas (COSTA, 2011).

2.6 CARACTERÍSTICAS DO CO₂

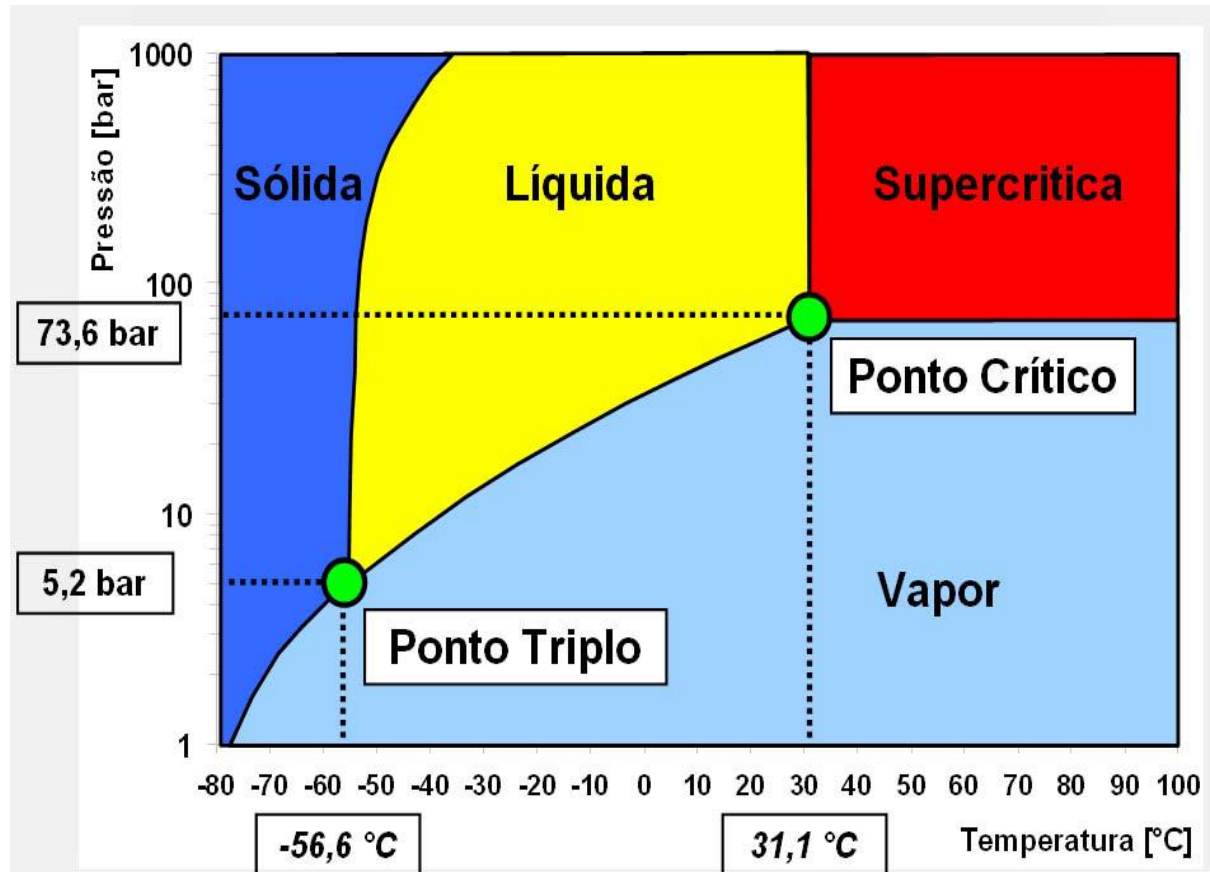
O dióxido de carbono é facilmente obtido em processos de combustão e biológicos, tendo diversas aplicações como para tratamento de água, soldagens em metais, solventes orgânicos e para refrigeração (SILVA, 2008).

O CO₂ possui classificação atóxica, de baixo custo e naturalmente presente na atmosfera (SILVA, 2008). Pelo fato de ser um gás natural possui um GWP (Potencial de Aquecimento Global) baixo e igual a um, sendo referência para os demais fluidos refrigerantes, não possui capacidade de destruição da camada de ozônio o que contribui em muito para uso. O dióxido de carbono não possui cor em temperaturas normais e tem um ligeiro odor e um gosto ácido, quando são inaladas pequenas quantidades é inofensivo (MILLER, 2008).

Tem como pressão crítica 73,6 bar e temperatura crítica 31,1°C, quando atinge este ponto fica impossível distinguir se está no estado líquido ou gasoso pelo fato do volume específico do líquido e do gás ficarem iguais, quando atinge o ponto

triplo em pressão de 5,2 bar e temperatura de $-56,5^{\circ}\text{C}$ muda da fase gasosa direto para a fase sólida (RAMOS, 2014).

Gráfico 1 - Diagrama de fase do dióxido de carbono.



Fonte: Ladeira, Bandarra Filho (2005).

2.7 FLUIDO R-134A

O R-134a é um fluido refrigerante formado por átomos de hidrogênio, flúor, e carbono, e pelo fato de não possuir cloro em sua composição não agride a camada de ozônio (REIS, SEIDEL, 2015).

Tem propriedades físicas e termodinâmicas similares a do R-12, faz parte da família dos fluidos HFC's fluorcarbonos parcialmente alogenados, tendo potencial de destruição da camada de ozônio igual a zero pelo fato de possuir tempo de vida na atmosfera baixo entorno de 13 anos, tendo um potencial de efeito estufa 90% menor

que o R-12. Não é inflamável, não tóxico, tem alta estabilidade térmica e química, e possui compatibilidade com a maioria dos materiais utilizados em refrigeração.

2.8 FLUIDO R-410A

O R-410A é um fluido refrigerante e assim como o R-134a não possui cloro em sua composição, e também é composto por hidrogênio, flúor e carbono, pelo fato de não possuir cloro em sua composição não agride a camada de ozônio, e por este fator deve ser junto ao R-134a os fluidos refrigerantes mais utilizados nos próximos anos (REIS, SEIDEL, 2015).

É um fluido composto por uma mistura de 50% de R-125 e 50% de R-32, não é tóxico, não inflamável, possui boa estabilidade em condições normais e possui boa compatibilidade com a maior parte dos materiais utilizados na refrigeração (LINDE, 2014). É um fluido muito utilizado em sistemas de ar-condicionado principalmente em substituição aos sistemas com utilização de R-22.

2.9 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO COM USO DE CO₂

Os sistemas de refrigeração com dióxido de carbono podem trabalhar de duas maneiras, em sistema transcrito ou subcrítico. Nestes capítulos será descrito o funcionamento de cada um deles.

2.9.1 Ciclo Transcrítico

O ciclo transcrito é utilizado principalmente em sistemas que utilizam CO₂, tendo como característica as elevadas pressões na descarga do compressor. Segundo Ramos (2014), em ciclo transcrito de CO₂ as pressões do lado de alta pressão podem ficar entre 80 bar e 140 bar, enquanto que no lado de baixa a pressão podem atingir até 70 bar.

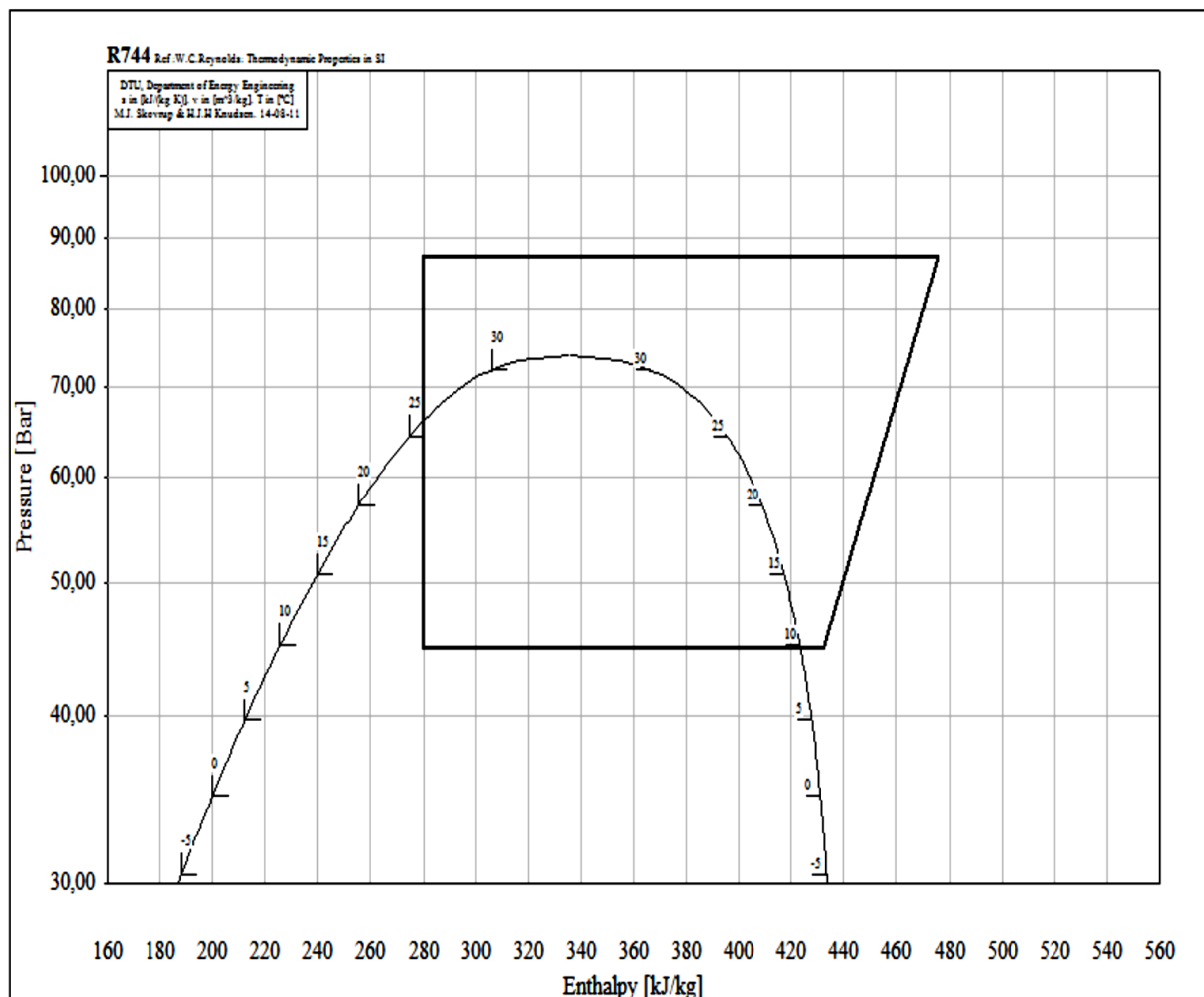
Este tipo de situação faz com que o CO₂ atinja temperaturas acima da temperatura do ponto crítico, impossibilitando sua condensação, quando então o

CO₂ é apenas resfriado utilizando um trocador de calor tipo gás-cooler (equipamento que promove o resfriamento do gás, sem que aconteça sua condensação), que comparando um ciclo transcrito a um ciclo padrão é o equipamento que mais os diferencia.

Ladeira, Bandarra Filho (2005) explica que as características mais importantes dos fluidos que trabalham em ciclos transcritos é: com a variação da temperatura, suas demais características mudam rapidamente em processos isobaricos.

Segue imagem com exemplo de gráfico de um ciclo transcrito com CO₂.

Gráfico 2 - Ciclo de refrigeração transcrito do CO₂.

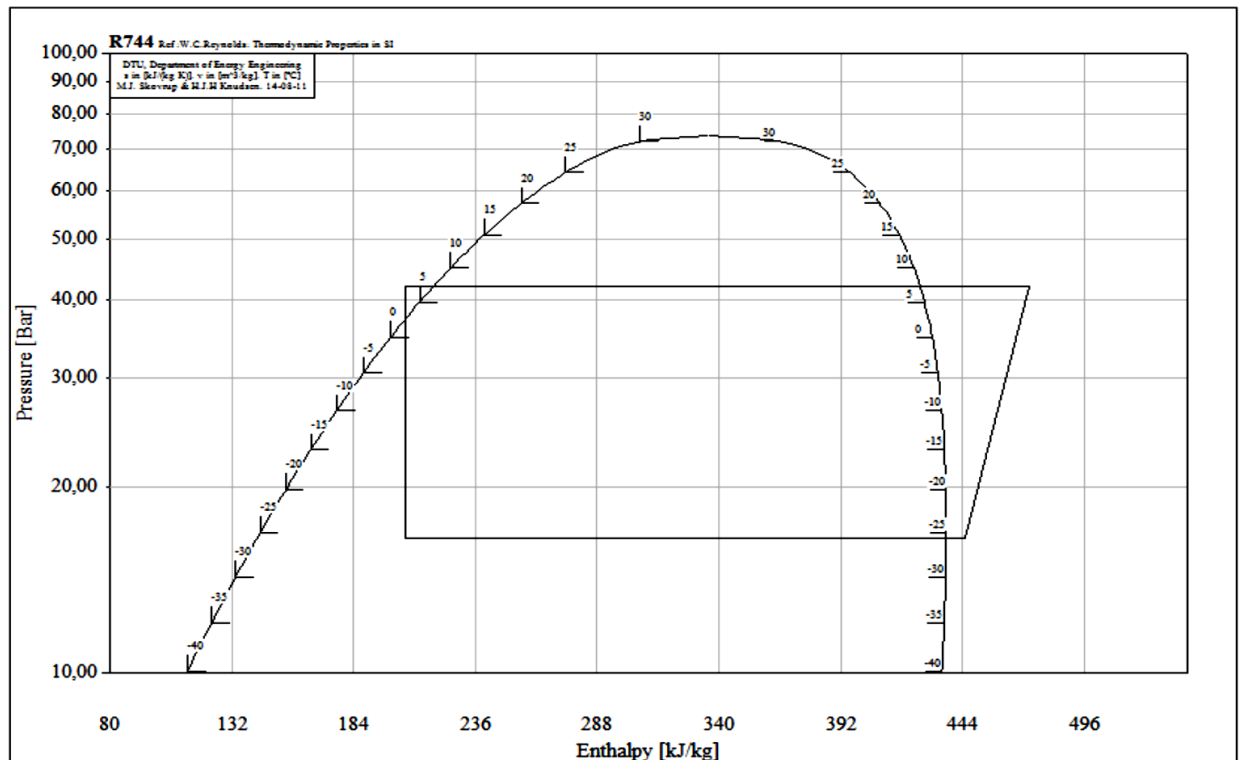


Fonte: Ramos (2014).

2.9.2 Ciclo Subcrítico

Em ciclo subcrítico o CO_2 trabalha a pressões muito menores que no ciclo transcrito, atuando em uma faixa de pressão abaixo do ponto crítico e acima do ponto triplo. Apesar de trabalhar em uma faixa de pressão menor, se for comparado com ciclos de outros fluidos refrigerantes o CO_2 ainda opera sob altas pressões.

Gráfico 3 - Ciclo de refrigeração subcrítico do CO_2 .



Fonte: Ramos (2014).

Nesse ciclo as temperatura para condensação do CO_2 são menores, o que dificulta em muito a sua condensação em temperaturas ambientes, assim, ciclos subcríticos em sua maioria usam um ciclo em cascata.

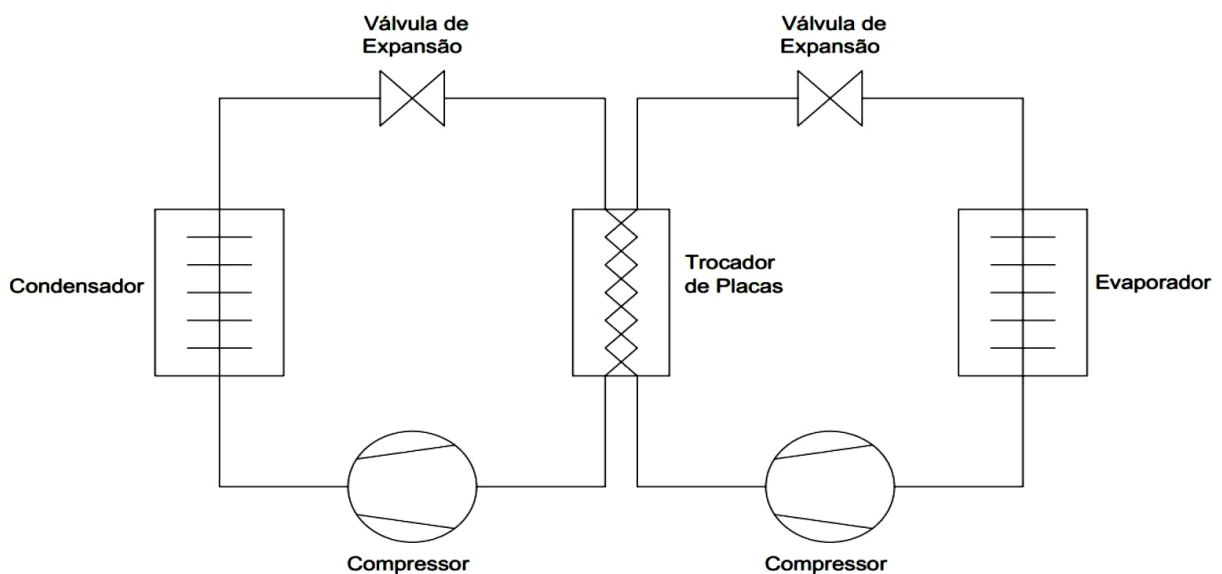
2.9.3 Ciclo Em Cascata

O ciclo em cascata consiste basicamente em dois ciclos de refrigeração, onde um dos ciclos é responsável por promover temperaturas baixas para o ambiente que se deseja resfriar, e o outro para gerar a condensação do fluido que trabalha em baixa temperatura. Em sistemas com uso de CO_2 , usa-se o CO_2 como

fluido de baixa, e para a condensação do CO_2 utilizam na maioria dos casos R-134a ou a amônia (NH_3).

Barbosa (2016) explica que o CO_2 é indicado para ciclos de baixa temperatura, pois possui pressão de sucção, densidade e taxa de fluxo de massa elevadas e por conta disso, necessita de um deslocamento volumétrico menor do compressor, contribuindo para que se tenham equipamentos mais compactos e com eficiência mecânica mais elevada, colaborando para uma eficiência elétrica maior do sistema. Para o estágio de alta temperatura, não se indica o CO_2 pelo fato de se trabalhar com pressões muito elevadas como no ciclo transcrito, dificultando sua condensação promovendo perda de eficiência.

Figura 5 - Ilustração de um sistema em cascata.



Fonte: Pivetta (2016).

2.10 TEMPERATURA DAS CÂMARAS

A melhor condição para acomodação de produtos resfriados e congelados variam de acordo com cada produto, procedimento e duração da estocagem. O armazenamento de produtos congelados ocorre quando os produtos são armazenados a temperaturas de -18°C ou menos, os produtos resfriados ocorre

quando os produtos precisam de temperaturas entre 0°C a 10°C, que são em geral carnes, pescados, sobremesas prontas, frios e laticínios.

2.10.1 Temperatura para câmara de congelados

O congelamento se resume na preservação de alimentos sob temperaturas entre -18°C e -2°C. Mantendo assim as características físicas químicas dos alimentos, reduzindo a proliferação de microrganismos (LACERDA, 2008).

Segundo a resolução CNNPA nº35, de 27 de dezembro de 1977, os alimentos que são rapidamente congelados em hipóteses alguma podem ser armazenados a temperaturas superiores a -18°C. Ao submeter esses produtos a transporte, os mesmos devem ser transportados em temperaturas iguais ou menores a -18°C, aceitando em curtos períodos uma variação de temperatura que pode chegar a no máximo -15°C (BRASIL, 1977).

A recomendação para armazenamento de carnes bovinas e suínas congeladas são a temperaturas entre -24°C a -18°C, onde para carne bovina a umidade relativa do ar remendada deve estar entre 85% a 90% com armazenamento por até doze meses e para carne suína umidade entre 85% e 95% com armazenamento por até oito meses. Para carne de aves congeladas se recomenda-se temperaturas de -18°C com umidade relativa do ar entre 95% e 100%, podendo ser armazenado por até oito meses (COSTA, 2011).

Para o projeto em questão, foi considerado o armazenamento dos três tipos de produtos na câmara de congelados, visando a melhor conservação de todos adotou-se uma temperatura interna da câmara de -20°C pois atende as recomendações para a conservação de todos os produtos que estão sendo considerados a serem armazenados nessa câmara. Seguindo também as recomendações que a resolução CNNPA nº35 da ANVISA preconiza.

2.10.2 Temperatura para câmara de resfriados

A refrigeração das carcaças impede que seres patogênicos mesófilos se desenvolvam e dificulta a proliferação de bactérias psicotróficas. A temperatura ideal de refrigeração depende do tipo de produto e dos procedimentos que tenha passado anteriormente (LACERDA, 2008)

O armazenamento em ambientes resfriados pode ser utilizado como meio de conservação temporária ou até mesmo definitiva em alguns casos, podendo conservar o alimento por um período de tempo limitado.

De acordo com a resolução CISA/MS/MS nº10, de 31 de julho de 1984, devem ser classificados como produtos resfriado os alimentos que necessitam de temperaturas de 10°C ou menos para que se mantenha em boas condições de consumo sem causar danos à saúde do consumidor, resultando também, que as condições de conservação para o alimento serão estabelecidas pela indústria produtora do mesmo, de acordo com os processos industriais que adotam, de maneira a orientar de forma segura para que o alimento não seja impróprio para o consumo.

As temperaturas recomendadas para o armazenamento de carnes bovinas em condições de resfriamento é de 0°C a 1,5°C e para carnes suínas entre temperaturas de 0°C a 1,0°C (COSTA, 2011).

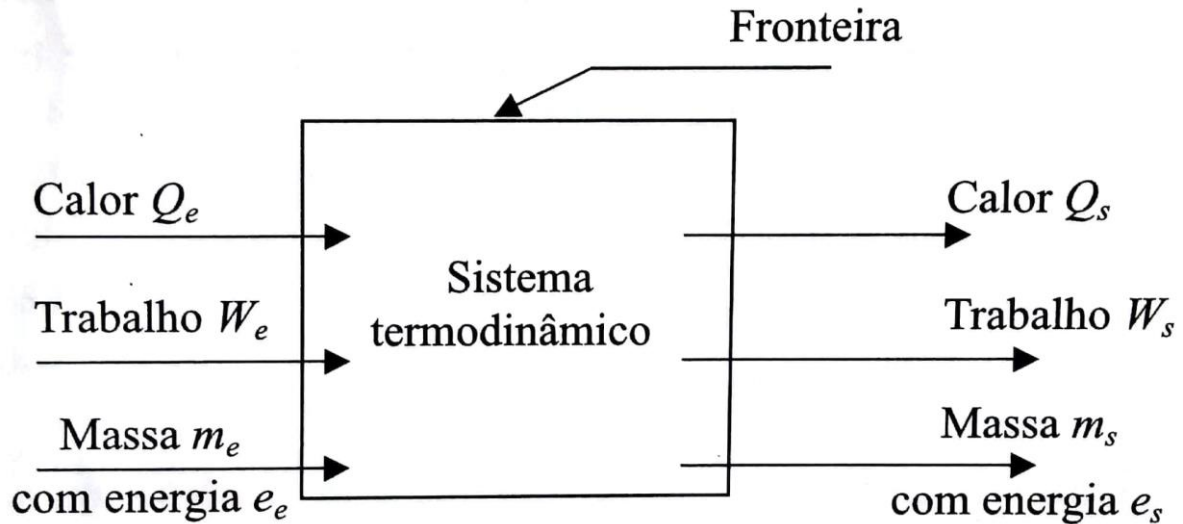
No desenvolvimento deste trabalho, consideramos o dimensionamento de uma câmara de resfriados para alocação de carcaças bovinas e suínas. Seguindo as recomendações citadas acima, adotou-se a temperatura para câmara de resfriados de 0°C, pois, nessa condição atendem as recomendações para acomodação tanto de carnes suínas quanto bovinas.

2.11 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A primeira lei da termodinâmica ou como também é chamada princípio da conservação de energia, diz que a energia não pode ser criada nem destruída durante um processo, pode apenas mudar de forma (ÇENGEL, 2012). A figura 5 abaixo, representa um sistema aberto que esta recebendo e transferindo energia na

forma de calor, trabalho e massa, onde, Q_e , W_e e $m_e \cdot e_e$ representam a energia que entra no sistema, e Q_s , W_s e $m_s \cdot e_s$ as energias que saem (IENO; NEGRO, 2004).

Figura 6 – Sistema termodinâmico que representa primeira lei da termodinâmica



Fonte: IENO; NEGRO (2004)

Repare que o sistema pode receber ou transferir energia na forma de calor, trabalho e massa, e que a energia total que compõem o sistema é formada pela somatória de todas as energias. Este balanço de energia para um sistema que sofre um processo qualquer, pode ser expressa pela equação (2) (ÇENGEL, 2012).

$$Energia_{entrada} - Energia_{saída} = \Delta Energia_{sistema} \quad (2)$$

Vamos adotar como exemplo, o tanque de gasolina de um carro, e analisaremos as transferências de energia que ocorrem durante o dia. No momento em que o veículo sai pela manhã (instante t_1), tem-se uma quantidade de gasolina em seu interior, e esta quantidade pode ser representada por U_1 . Ao decorrer do dia o automóvel vai consumindo o combustível, e assim retirando gasolina do seu tanque na quantidade E_s . No momento em que se abastece o carro é introduzida uma quantidade E_e de energia no tanque (nesse caso a gasolina). Ao término do dia

(instante $t_1 + \Delta T$) terá uma quantia de combustível no tanque (U_f) (IENO; NEGRO, 2004). Desta forma podemos escrever:

$$U_f = U_i + E_e - E_s$$

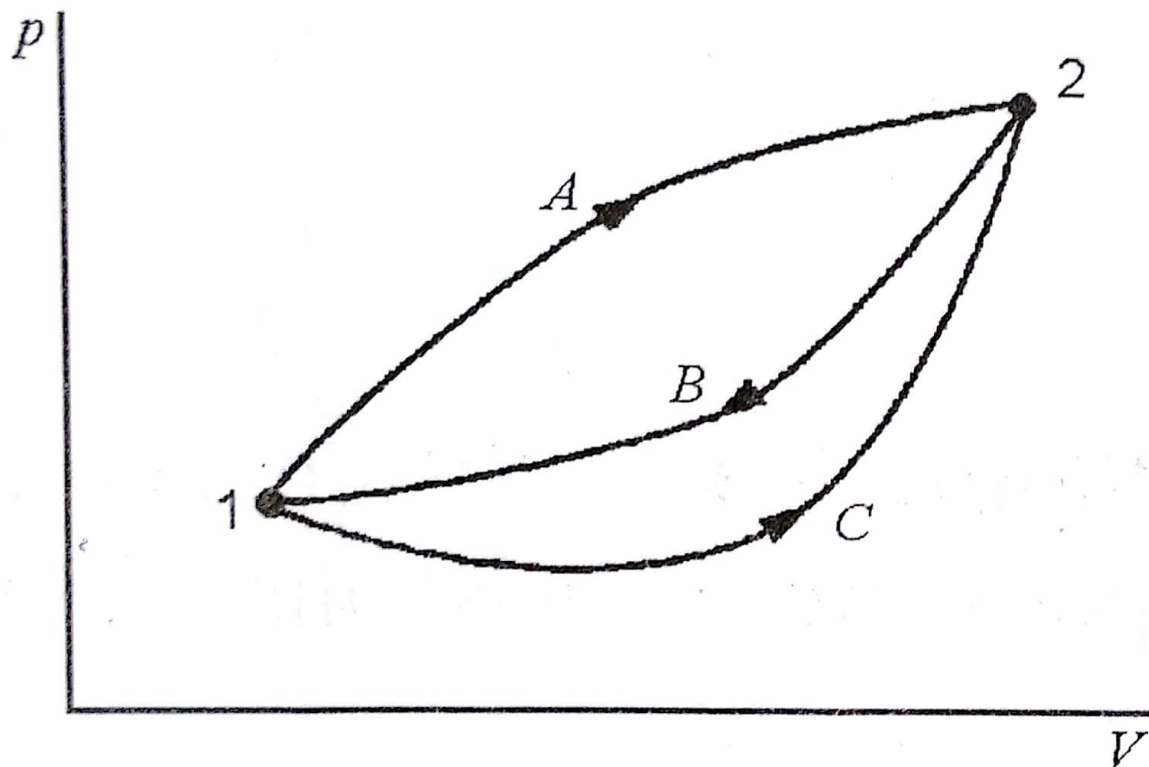
O trabalho foi medido através da história por meio de unidades mecânicas, pelo produto da força pela distância percorrida, por exemplo, o Joule ou quilograma força x metro. Já as medidas de calor, foram feitas por caloria ou quilocaloria. Efetuando-se medições durante um ciclo, de trabalho e calor, em uma grande variedade de sistemas com diversas quantias de trabalho e calor. Então, esses valores foram comparados, chegando-se então que existia sempre uma proporcionalidade entre as duas grandezas. Observações semelhantes a essa levaram a formulação da primeira lei da termodinâmica (SONNTAG *et al*, 2014). Pode-se escrever a primeira lei da termodinâmica da seguinte maneira:

$$\int Q = \int W \quad (3)$$

A equação citada acima, representa a primeira lei da termodinâmica para um sistema que efetue um ciclo, porém, na maior parte das vezes estamos mais interessados no processo, por isso consideraremos a primeira lei para um sistema que sofre uma mudança de estado. Pode-se fazer isso com a introdução de uma nova propriedade na equação, a energia, representada pela letra U (SONNTAG *et al*, 2014).

Analisando um sistema que passa do estado 1 para o estado 2 por um processo A e retorna do estado 2 para o estado 1 utilizando do processo B (SONNTAG *et al*, 2014). A figura 7 mostra este ciclo em um diagrama P (pressão) x V (volume específico).

Figura 7 – Diagrama pressão x volume específico



Fonte: SONNTAG *et al* (2014).

A partir da equação 3, considera-se os dois processos de forma separada, tendo:

$$\int_1^2 Q_a + \int_2^1 Q_b = \int_1^2 W_a + \int_2^1 W_b \quad (4)$$

Se for considerado um ciclo diferente, como sistema mudando do estado 1 para o estado 2 por meio do processo C e retornando ao estado 1 por meio do processo B, podemos escrever para esse ciclo:

$$\int_1^2 Q_c + \int_2^1 Q_b = \int_1^2 W_c + \int_2^1 W_b \quad (5)$$

Desenvolvendo a subtração das equações 5 na equação 4, temos

$$\int_1^2 Q_a + \int_2^1 Q_c = \int_1^2 W_a + \int_2^1 W_c \quad (6)$$

Reescrevendo:

$$\int_1^2 (Q - W)_a = \int_1^2 (Q - W)_c \quad (7)$$

Pode-se observar que A e C representam processos diferentes entre os estados 1 e 2, assim, podemos dizer que a quantidade $(Q - W)$ é igual para qualquer processo que ocorra entre o estado 1 e 2. Assim, $(Q - W)$ dependem apenas dos estados iniciais e finais, e não do processo ocorrido entre os dois estados (SONNTAG *et al*, 2014).

Assim, podemos escrever que a primeira lei da termodinâmica;

$$Q + U_i = U_f + W \quad (8)$$

Onde:

Q = calor transferido para o sistema durante o processo $[KW]$;

U_i = energia inicial do sistema $[\frac{KJ}{Kg}]$;

U_f = energia final do sistema $[\frac{KJ}{Kg}]$;

W = trabalho realizado pelo sistema ao decorrer do processo $[KW]$;

Por meio da equação (8) pode-se chegar a equação para o cálculo do trabalho de um fluido em um ciclo termodinâmico, onde considera-se o calor do fluido sendo igual a zero, tendo a seguinte equação:

$$W = U_i + U_f \quad (9)$$

Onde:

W = trabalho realizado pelo sistema ao decorrer do processo $[KW]$;

U_i = energia inicial do sistema $[\frac{KJ}{Kg}]$;

U_f = energia final do sistema $[\frac{KJ}{Kg}]$;

2.12 CARGA TÉRMICA

Podemos definir o calor de maneira física como sendo uma maneira de transferir energia através da fronteira de um sistema ou ambiente que tenha uma temperatura inferior, devido ao fato da diferença de temperatura entre os sistemas (SONNTAG *et al*, 2014). Com base nisto pode-se dizer que a carga térmica em um ambiente é dada pela somatória de todos os calores existentes e gerado neste ambiente.

Um fluido refrigerante ao sofrer um rebaixe de pressão, na maioria dos casos atinge temperaturas baixas, que normalmente são menores que a do ambiente que esta sendo refrigerado, assim, ao passar pelo evaporador ele absorve o calor do ambiente pelo fato de existir uma diferencial de temperatura entre o fluido e o ambiente. A carga térmica que o fluido absorve neste processo pode ser calculada por meio da manipulação da equação (8), onde considera-se que o trabalho executado pelo fluido seja igual a zero, tendo a seguinte equação:

$$Q = U_f + U_i \quad (10)$$

Onde:

Q = calor transferido para o sistema durante o processo $[KW]$;

U_i = energia inicial do sistema $[\frac{KJ}{Kg}]$;

U_f = energia final do sistema $[\frac{KJ}{Kg}]$;

2.13 POLIESTIRENO EXPANDIDO

O poliestireno expandido ou como também é chamado EPS é um produto derivado do petróleo, que por meio de um processo de expansão com uso de vapor d'água se torna impermeável e um bom isolante térmico (COSTA, 2011).

Suas principais características é a baixa densidade, onde seu volume é constituído em grande parte por ar, possui baixa condutibilidade térmica o que o enquadra como um bom isolante térmico, além de ser impermeável, indoor, reciclável, não poluente e um material que apresenta boa qualidade em temperatura entre -70°C a 80°C (NOVAIS, 2014).

3 METODOLOGIA

De maneira geral, a metodologia é a sequência de ações que devem ser executadas em diferentes processos necessários com a meta de se chegar a um resultado esperado. Podemos entender como método o conjunto de atividades que são empregadas para se apurar e mostrar a verdade (CERVO, BERVIAN, 2002).

O desenvolvimento desta pesquisa deve ser iniciado com os cálculos das cargas térmicas das câmaras, devendo ser feito inicialmente o dimensionamento do isolamento térmico que deverá ser empregado na câmara e utilizado para os cálculos de carga térmica, após esse dimensionamento será feito os cálculos das cargas térmicas de penetração que o ambiente terá, considerando que ocorrerá penetração de calor por todas as paredes, teto e piso da câmara, em seguida deverá ser determinado o calor gerado pela infiltração de ar dentro da câmara, seguido pelos cálculos da carga térmica referente a ocupação de pessoas em seu interior seguido pelas estimativas das cargas térmicas de iluminação, e de produtos que levará em conta as cargas térmicas dos três produtos que estarão sendo armazenados na câmara (bovinos, suínos e frango) e por fim a carga térmica gerada pelas embalagens dos produtos que estará dentro da câmara, caso seja aplicável ao produto. Esta metodologia será utilizada para a câmara de congelados e resfriados, onde que, para a câmara de resfriados não se tem a carga térmica gerada pela carne de frango. Após a determinação das cargas térmicas do ciclo, será feito o cálculo das vasões dos fluidos refrigerantes e serão calculados as cargas térmicas de condensação e os trabalhos que cada ciclo consome para que então possa ser feito o comparativo de performance de cada ciclo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 DADOS DO SUPERMERCADO

Para o desenvolvimento deste trabalho, será necessário calcular a carga térmica das câmaras fria para que seja possível fazer a análise da eficiência do sistema de refrigeração. Neste supermercado teremos a utilização de duas câmaras fria, uma de congelados e outra para produtos resfriados. Os produtos que serão armazenados nessas câmaras serão em geral carnes de frango, bovinas e suínas.

Para o dimensionamento será considerado que as condições climáticas do ambiente externo será da cidade de Foz do Iguaçu tendo uma temperatura de bulbo seco media de $35,1^{\circ}\text{C}$ e temperatura de bulbo úmido de $26,1^{\circ}\text{C}$ (ABNT, 2008).

4.2 DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA FRIA DE CONGELADOS

4.2.1 Dimensionamento do isolamento térmico

O isolamento térmico escolhido foi o poliestireno expandido pelo fato de apresentar coeficiente de transferência de calor baixo e possui uma boa durabilidade. Para este trabalho adotou-se o poliestireno expandido com coeficiente de transferência de calor de $0,028\text{Kcal}/\text{h.m.}^{\circ}\text{C}$.

Segundo Costa (2011), um bom isolante térmico não deve permitir uma passagem maior que $10\text{Kcal}/\text{m}^2.\text{h}$ em uma câmara. Utilizando este valor como base para o dimensionamento da espessura do isolante térmico que deverá ser implementado, chegando ao valor de 150 mm de espessura nas paredes e teto para um bom isolamento.

4.2.2 Carga térmica da câmara de congelados

A câmara de congelados será dimensionada para um supermercado situado na cidade de Ubatã – PR que não possui monitoramento de suas temperaturas, assim, para o desenvolvimento dos cálculos de carga térmica optou-se por utilizar as

temperaturas da cidade de Foz do Iguaçu – PR que possui em média temperatura de bulbo seco de 35,1°C e bulbo úmido de 26,1°C nos meses mais quentes do ano (ABNT, 2008). Enquanto a condição no interior da câmara apresentará temperatura de -20°C e 90% de umidade relativa.

Os principais ganhos de calor que ocorrem na câmara fria, e que consideraremos para o seu dimensionamento são:

- Penetração de calor pelas paredes, teto e piso;
- Infiltração de ar que ocorre com a abertura de portas;
- Ocupação de pessoas na câmara;
- Iluminação, calor dissipado pelas lâmpadas;
- Produtos que estão sendo armazenados;
- Caixas e embalagens que os produtos estão estocados;

Considerando que a câmara terá capacidade para 5,8 toneladas com movimentação diária de 30% de sua capacidade por dia, utilizando para isolamento térmico 150 mm de poliestireno expandido, e os produtos entraram na câmara com temperatura de -8°C. Deve-se levar em conta também que por 3 horas ao dia duas pessoas estarão trabalhando no interior da câmara e por este mesmo período de tempo a iluminação estará ligada, que será composta por duas lâmpadas de led com potencia de 30 w cada, e o funcionamento da câmara ocorrerá por 16h/dia.

4.2.2.1 Calor por penetração

Para o cálculo da carga de penetração utilizaremos a equação de acordo com Çengel (2012):

$$Q_p = \frac{A \cdot K}{e} \cdot \Delta T \quad (9)$$

Onde:

Q_p = carga por penetração [Kcal/h];

A = área [m²];

K = condução térmica do material [$Kcal/m.h.^{\circ}C$];

e = espessura do isolamento térmico [m];

ΔT = diferencial de temperatura [$^{\circ}C$];

As paredes da câmara de congelados possuem todas as mesmas dimensões, que implica em que todas as paredes tenham os mesmos valores de penetração de calor. Aplicando na equação (9) os valores que temos para as paredes, teto e o solo da câmara fria, considerando que a temperatura do solo abaixo da câmara seja de $23^{\circ}C$ e que o solo da câmara fria não tenha isolamento térmico e que seja constituído de 200 mm de concreto, temos os seguintes valores para carga de penetração na câmara de congelados:

Tabela 1 – Valores de carga térmica de penetração para câmara de congelados

	CARGA TÉRMICA (Kcal/h)
Parede A	205,7
Parede B	205,7
Parede C	205,7
Parede D	205,7
Teto	164,56
Solo	2786,4
Carga Total de Penetração	3773,76

Fonte: desenvolvida pelo próprio autor (2017).

4.2.2.2 Calor gerado pela infiltração

Para a estimativa da carga térmica gerada pelas infiltrações de ar no interior da câmara, utilizou-se da seguinte equação:

$$Q_{inf} = \frac{V \cdot f \cdot (h_{ae} - h_{ai})}{v_{ae} \cdot \tau} \quad (10)$$

Onde:

Q_{inf} = calor de infiltração de ar [$Kcal/h$];

V = volume da câmara [m^3];

f = índice de renovação diária de ar [adimensional];

h_{ae} = entalpia do ar externo a câmara [Kcal / Kg];

h_{ai} = entalpia do ar interno a câmara [Kcal / Kg];

v_{ae} = volume específico do ar externo a câmara [m^3 /Kg];

τ = tempo de funcionamento da câmara [horas];

Tabela 2 – Índice de renovação diária de ar câmara de congelados

V câmara m^3	Câmaras	
	com $t < 0^\circ C$	com $t > 0^\circ C$
7,0	29,0	38,0
8,5	26,2	34,5
11,5	22,5	29,5
14,0	20,0	26,0
17,0	18,0	23,0
23,0	15,3	20,0
28,0	13,5	17,5
42,0	11,0	14,0
57,0	9,3	12,0
85,0	8,1	9,5
115,0	7,4	8,2
140,0	6,3	7,2
170,0	5,6	6,5
230,0	5,0	5,5
280,0	4,3	4,9
420,0	3,8	3,9
570,0	2,6	3,5
700,0	2,3	3,0
850,0	2,1	2,7
1.150,0	1,8	2,3
1.400,0	1,5	2,0
2.000,0	1,3	1,6

Fonte: COSTA (2011).

O volume total da câmara é de $80m^3$ e com este valor retirou-se o valor de 9,5 de índice de renovação diária de ar da tabela (2), considerando que os valores para entalpia do ar externo é de $19,18 Kcal/kg$, o volume específico do ar externo igual a $0,897 m^3/kg$, a entalpia do ar interno a câmara com valor de $-4,39 kcal/kg$, e considerando o funcionamento da câmara de $16 h/dia$. Com base nos valores

citados e os aplicando na equação (10), temos então uma carga térmica gerada pelas infiltrações de ar para a câmara de congelados de:

$$Q_{inf} = 1248,13 \frac{Kcal}{h}$$

4.2.2.3 Calor gerado pela ocupação

$$Q_{ocupação} = \frac{n.t.g}{24} \quad (11)$$

Onde:

$Q_{ocupação}$ = calor liberado pelas pessoas [$Kcal / h$];

n = número de pessoas ocupando o ambiente [*adimensional*];

t = tempo de ocupação [horas];

g = calor liberado por pessoa por hora de ocupação [$Kcal / h . pessoa$];

Tabela 3 – Calor liberado por pessoa por hora para câmara de congelados

$t_{câmara}$	kcal/h.pessoa
+10°C	180
+4	215
-1	240
-7	265
-12	300
-18	330
-24	360

Fonte: COSTA (2011).

A ocupação da câmara fria ocorrerá por duas pessoas em um período de três horas ao decorrer do dia. Fazendo uma interpolação entre os valores destacados na tabela acima, temos que o calor liberado por cada pessoa por hora será de $340 \text{ Kcal/pessoa.h}$. utilizando da equação (11), temos que, o calor total liberado pela ocupação da câmara será de:

$$Q_{\text{ocupação}} = 85 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

4.2.2.4 Calor gerado pela iluminação

O calor gerado pela iluminação ocorrerá nos momentos em que a câmara estiver ocupada, que deverá ser de um período de 3 horas por dia. Para conseguir uma boa iluminação com baixa dissipação de calor no ambiente optou-se por utilizar duas lâmpadas de led com potencia de 30 w cada. O cálculo do calor gerado pela iluminação ocorre com o uso da seguinte equação:

$$Q_{\text{iluminação}} = \frac{0,86 \cdot P \cdot t \cdot L}{24} \quad (12)$$

Onde:

$Q_{\text{iluminação}}$ = calor gerado pela iluminação [Kcal / h];

P = potencia de cada lâmpada [W];

t = período de tempo que estará ligada [h];

L = número de lâmpadas utilizadas [adimensional];

Aplicando as informações relatadas na equação (12), temos que o calor gerado pela iluminação será de:

$$Q_{\text{iluminação}} = 6,45 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

4.2.2.5 Calor gerado pelos produtos

A carga térmica gerada pelos produtos é uma das principais cargas que se deve considerar no dimensionamento, para fazer a estimativa do calor produzido pelos produtos na câmara fria, será utilizada a equação a seguir:

$$Q_{produto} = m_g \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (13)$$

Onde:

$Q_{produto}$ = calor gerado pelos produtos [*Kcal / h*];

m_g = massa de giro diário, em [*kg/h*];

c_p = calor específico dos produtos [*Kcal / Kg . °C*];

Δt = variação da temperatura dos produtos [*°C*];

No dimensionamento da câmara, consideraremos que as carnes que serão estocadas terão um calor específico $c_p = 0,85 \text{ Kcal/kg.}^\circ\text{C}$. A câmara terá uma estocagem máxima de 5,8 toneladas que esta dividida entre 3,5 toneladas de carne de frango, 1,5 toneladas de carne bovina e 800kg de carne suína. Os produtos inicialmente entrarão na câmara a uma temperatura de -8°C e atingindo temperatura final de -20°C , a carga de giro foi estimada em 30% da capacidade máxima da câmara que para carne de frango será de 1050 kg/dia, para carne bovina de 450 kg/dia e para suína de 240 kg/dia.

O tempo de funcionamento da câmara é de 16 h/dia, e aplicando todos os valores que temos, na equação (13), concluímos que as cargas térmicas dos produtos serão:

Tabela 4 – Carga térmica dos produtos para câmara de congelados

PRODUTOS ARMAZENADOS	CARGA TÉRMICA (Kcal/h)
Carne de Frango	669,37
Carne Bovina	191,25
Carne Suína	153,00
Carga térmica total	1013,62

Fonte: desenvolvida pelo próprio autor (2017).

4.2.2.6 Carga térmica das embalagens

As embalagens precisam ser resfriadas junto às mercadorias ao serem armazenadas na câmara, e trazendo junto uma quantidade de calor. Para o projeto desta câmara fria, será considerado que os produtos estarão em caixas de papelão onde as caixas com carne bovina conterão 25 kg de produto, assim como nas caixas com carne suína, nas caixas de carne de frango terá 20 kg de produto. Estimando que cada caixa tenha um peso de 700 gramas. Assim, teremos um total de 267 caixas de papelão que dará uma massa de 186,9 kg. Considerando a rotatividade de 30%, a massa de embalagens que terá rotatividade será de 80,1 kg/dia. O calor específico do papelão será considerado de $0,35 \text{ Kcal/h.kg.}^{\circ}\text{C}$. Aplicando os dados na equação:

$$Q_{\text{embalagens}} = me . cp . (Ti - Tf) \quad (14)$$

Onde:

$Q_{\text{embalagens}}$ = calor das embalagens [Kcal / h];

me = massa das embalagens [Kg];

Ti = temperatura inicial das embalagens [$^{\circ}\text{C}$];

Tf = temperatura final das embalagens [$^{\circ}\text{C}$];

cp = calor específico [$\text{Kcal} / \text{Kg} . ^{\circ}\text{C}$];

Temos que, o calor gerado pelas embalagens será de:

$$Q_{\text{embalagens}} = 336,42 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

4.2.2.7 Carga térmica total da câmara de congelados.

A carga total se dará com a somatória de todas as cargas térmicas estimadas nos tópicos acima, deve-se também considerar um acréscimo de 10% na carga final, que será uma estimativa do calor gerado pelos motores elétricos do evaporador.

$$Q_{camara\ congelados} = 7.093,31 \frac{Kcal}{h}$$

4.3 DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA DE RESFRIADOS

4.3.1 Dimensionamento de isolamento térmico

O dimensionamento do isolamento térmico para a câmara de resfriados seguiu o mesmo procedimento da câmara de congelados, onde, o isolamento escolhido também foi o poliestireno expandido com coeficiente de transferência de calor de $0,028 Kcal/m.h.^{\circ}C$, considerando que para haver um bom isolamento a transferência de calor por metro quadrado não deve exceder o valor de $10 Kcal/m^2$.

Utilizando desta analogia, chegou-se a conclusão que para obter um bom isolamento térmico a câmara de resfriados deverá ser isolada com 100 mm de poliestireno expandido.

4.3.2 Carga térmica da câmara de resfriados

As condições climáticas externas à câmara de resfriados será considerada igual a da câmara de congelados por se tratar do mesmo local de instalação. As condições internas da câmara será de $0^{\circ}C$ com umidade relativa de 90%, onde será armazenada carnes bovinas e suínas em carcaças. A câmara terá dimensões de 4x5x6 metros.

As principais fontes de calor são:

- Penetração de calor pelas paredes, teto e piso;
- Infiltração de ar externo;
- Ocupação;
- Iluminação;
- Produtos.

Para a câmara de resfriados não há necessidade de considerar o calor proveniente das embalagens, pois os produtos não estão em embalagens.

4.3.2.1 Calor gerado por penetração.

Para a determinação do calor gerado por penetração foi utilizado a equação (9) que já foi citada anteriormente. As paredes da câmara contarão com isolamento de 100mm de poliestireno expandido, assim como o teto da câmara. O piso será feito com 200mm de concreto que possui coeficiente de transferência de calor de $0,81 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$, considerando também que a temperatura do solo abaixo da câmara é de 23°C . os valores obtidos para penetração de calor são:

Tabela 5 – Valores de carga térmica de penetração para câmara de resfriados

	CARGA TÉRMICA (Kcal/h)
Parede A	235,87
Parede B	294,84
Parede C	235,87
Parede D	294,84
Teto	196,56
Solo	1863,00
Carga Total de Penetração	3120,98

Fonte: desenvolvida pelo próprio autor (2017).

4.3.2.2 Calor gerado pela infiltração de ar

Para o cálculo do calor gerado pela infiltração utilizou-se da equação (10), e da seguinte tabela:

Tabela 6 – Índice de renovação de ar para câmara de resfriados

V_{câmara} m³	Câmaras	
	com t < 0°C	com t > 0°C
7,0	29,0	38,0
8,5	26,2	34,5
11,5	22,5	29,5
14,0	20,0	26,0
17,0	18,0	23,0
23,0	15,3	20,0
28,0	13,5	17,5
42,0	11,0	14,0
57,0	9,3	12,0
85,0	8,1	9,5
115,0	7,4	8,2
140,0	6,3	7,2
170,0	5,6	6,5
230,0	5,0	5,5
280,0	4,3	4,9
420,0	3,8	3,9
570,0	2,6	3,5
700,0	2,3	3,0
850,0	2,1	2,7
1.150,0	1,8	2,3
1.400,0	1,5	2,0
2.000,0	1,3	1,6

Fonte: COSTA (2011).

O volume total da câmara é de 120m³, e com esse valor retirou-se o valor de 7,2 de índice de renovação de ar da tabela (8) por meio de aproximação, considerando que os valores de entalpia e volume específico do ar externo à câmara seja de 17,12 Kcal/kg e 0,8875 m³/kg respectivamente e que a entalpia do ar interno da câmara é de 2,03 Kcal/kg, o funcionamento da câmara ocorrerá por 16 h/dia. Aplicando os dados na equação (10), temos que o calor gerado pela infiltração de ar na câmara de resfriados é de:

$$Q_{\text{infiltração}} = 1032,44 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

4.3.2.3 Calor gerado pela ocupação

Para a determinação deste valor utilizou-se da equação (11) e da seguinte tabela onde foi interpolado o calor liberado por pessoa por hora dos valores destacados, obtendo-se o valor de $235 \text{ Kcal/pessoa} \cdot \text{h}$.

Tabela 7 – Calor liberado por pessoa por hora

$t_{\text{câmara}}$	kcal/h.pessoa
+10°C	180
+4	215
-1	240
-7	265
-12	300
-18	330
-24	360

Fonte: COSTA (2011).

Devendo ser considerado 2 pessoas ocupando a câmara por um período de 4 horas por dia, obtendo-se, assim, por meio da equação (11) o seguinte valor:

$$Q_{\text{ocupação}} = 78,33 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

4.3.2.4 Calor gerado pela iluminação

A iluminação da câmara será feita por duas lâmpadas de led de 30w de potência, que estará ligada pelo tempo em que a câmara estiver ocupada, período estimado em 4 horas por dia. Aplicando os valores na equação (12), temos que o calor gerado pela iluminação de:

$$Q_{iluminação} = 8,6 \frac{Kcal}{h}$$

4.3.2.5 Calor gerado pelos produtos

O cálculo da carga térmica dos produtos dar-se à partir da equação (13), a câmara de resfriados possui uma capacidade máxima de armazenamento de 4,96 toneladas, que esta dividida em 3,7 toneladas de carne bovina e 1,26 toneladas de carne suína que resulta em 37 meias carcaças de bovinos e 42 meias carcaças de suínos. Os produtos estrarão na câmara de resfriados com uma temperatura de 7°C e devem atingir temperatura de 0°C, a movimentação diária para esses produtos está estimada em 30% da capacidade máxima da mesma, que nos dá os valores de 1110 kg/dia de carne bovina e 378 kg/dia de carne suína. Considerando que o calor específico das carnes seja de $cp = 0,85 Kcal/kg.^{\circ}C$, aplicando os valores na equação (13) e considerando o funcionamento da câmara de 16 h/dia, obtém-se assim os seguintes valores:

Tabela 8 – Carga térmica dos produtos para câmara de resfriados

PRODUTOS ARMAZENADOS	CARGA TÉRMICA (Kcal/h)
Carne Bovina	412,78
Carne Suína	140,56
Carga térmica total	553,34

Fonte: desenvolvida pelo próprio autor (2017).

4.3.2.6 Carga térmica das embalagens

A forma de armazenamento destes produtos dispensa o uso de embalagens, pois, os produtos estão em carcaças inteiras e estão pendurados em trilhos, por consequência, não se têm formas de considerar essa carga térmica.

4.3.2.7 Carga térmica total da câmara de resfriados

A carga térmica da câmara de resfriados se dará com a somatória de todas as fontes de calor que temos nessa câmara, fazendo também um acréscimo de 10% no valor da somatória, que é um valor estimado para o calor gerado pelos motores elétricos de ventiladores do evaporador. Fazendo a somatória dos valores e considerando o acréscimo, temos:

$$Q_{camara\ de\ resfriados} = 5.247,43 \frac{Kcal}{h}$$

4.4 ILHAS DE CONGELADOS

Para este sistema de refrigeração ainda existe a possibilidade da implantação de ilhas de congelados, que seriam refrigeradas também pelo sistema de refrigeração por dióxido de carbono, o que acrescentaria uma carga térmica ao mesmo. Devido ao fato do sistema estar sendo consideração para um supermercado de pequeno/médio porte, não foi considerado o acréscimo desse item.

4.5 CARGA TOTAL DO SISTEMA

A carga térmica total do sistema é estabelecida com a soma das cargas térmicas das duas câmaras frias.

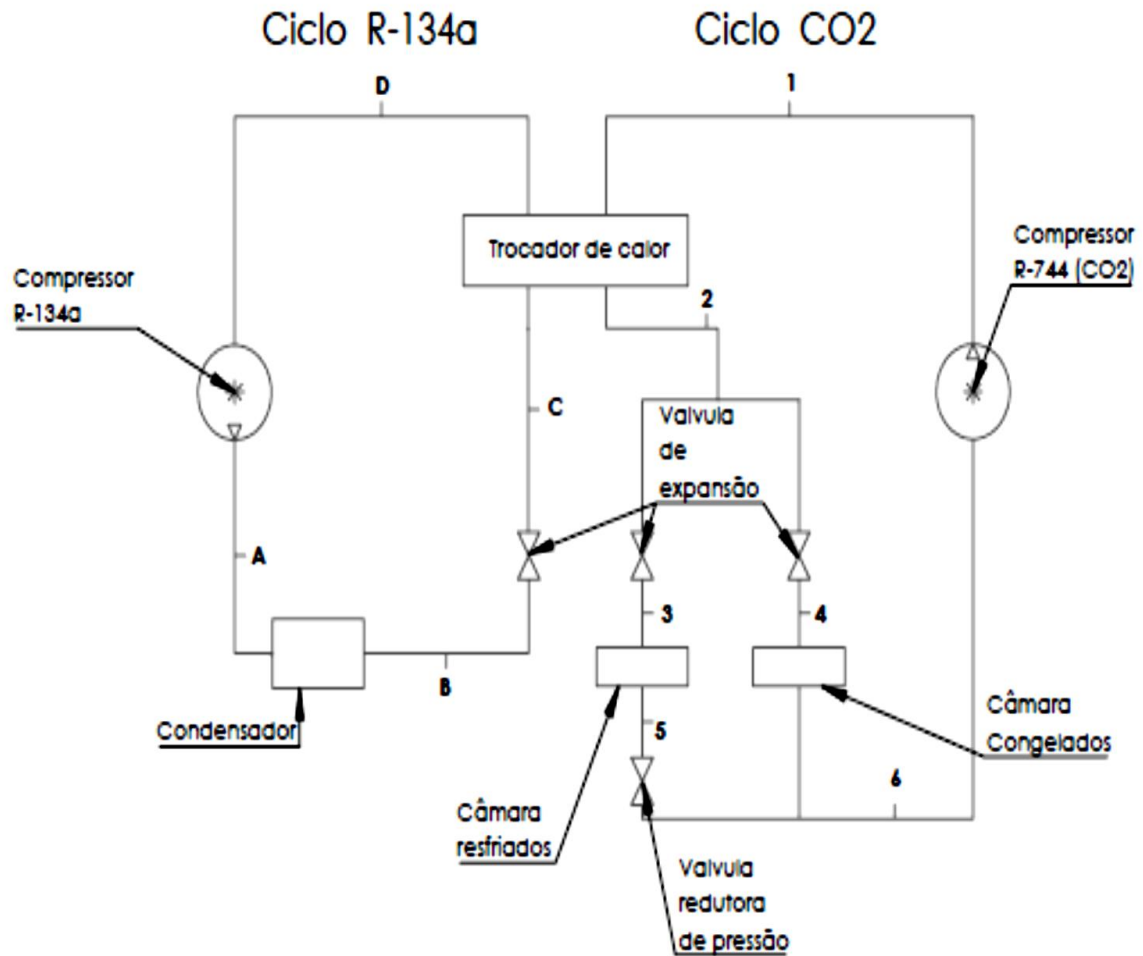
$$Q_{total\ do\ sistema} = 12.340,74 \frac{Kcal}{h}$$

4.6 ANÁLISE DOS CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

O dimensionamento dos ciclos de refrigeração será desenvolvido de maneira a se obter o melhor rendimento em cada um deles, para que se possa obter o melhor ciclo para o projeto. O sistema de refrigeração utilizará as configurações em cascata, onde o R-744 (CO₂) utilizará um fluido auxiliar para prover sua condensação. Os estudos se focaram em analisar qual a melhor opção para fluido auxiliar entre os fluidos R-134a e o R-410A.

4.6.1 Ciclo CO₂/R-134a

O R-134a terá como função neste ciclo prover a condensação do R-744 no ciclo em cascata, onde o R-744 fará a redução das temperaturas no interior das câmaras. A figura 7 ilustra como deve ser a configuração.

Figura 8 – Diagrama do ciclo R134a/CO₂

Fonte: desenvolvida pelo próprio autor (2017).

O dióxido de carbono passará por um sub-resfriamento de 10°C no trocador de calor (ponto 1), e sua vazão então se dividirá entre as vazões $\dot{m}_3$ e $\dot{m}_4$. A vazão $\dot{m}_3$ passará pela válvula de expansão e em seguida pelo evaporador da câmara de resfriados a uma temperatura de evaporação de -6°C, em seguida encontrará outra válvula que reduzirá sua pressão para que possa se juntar a vazão $\dot{m}_4$ seguindo então para o compressor. A vazão $\dot{m}_4$ seguirá para a válvula de expansão da câmara de congelados, sofrendo um rebaixe de pressão para a temperatura de -26°C e seguindo para o evaporador da câmara de congelados. No compressor o dióxido de carbono será comprimido a uma pressão de 40 bar onde atingirá uma temperatura de 56,6°C, chegando ao ponto de vapor superaquecido, e logo após será condensado no trocador de calor a uma temperatura de 5°C, onde o ciclo do R-744 se reiniciará.

Já o R-134a, irá sofrer o processo de evaporação a uma temperatura de 0°C no trocador de calor, onde ocorrerá a condensação do dióxido de carbono (ponto C), em seguida deve ser comprimido a uma pressão de 10,2 bar (ponto D) chegando ao estado de vapor superaquecido com temperatura de 58,5°C, para então seguir até o condensador para ser condensado a uma temperatura de 40°C (ponto A), após sua condensação passará por uma válvula termostática (ponto B) retornando em seguida para o trocador de calor para a condensação do R-744 e reiniciando o ciclo do R-134a.

As tabelas a baixo mostram os estados físicos dos fluidos em cada um dos pontos marcados na imagem ilustrada acima, essas informações foram extraídas do software Coolpack.

Tabela 9 – Propriedades físicas do dióxido de carbono

PONTO	PRESSÃO (bar)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (KJ/Kg)
1	40	56,6	396,51
2	40	-5	75,155
3	29,65	-6	72,81
4	16,29	-26	73,08
5	29,65	0	329,94
6	16,29	-26	324,14

Fonte: COOLPACK (2017).

Tabela 10 – Propriedades físicas do fluido R-134a

PONTO	PRESSÃO (bar)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (KJ/Kg)
A	10,2	58,5	440,30
B	10,2	30	241,79
C	2,94	0	241,65
D	2,94	5	402,84

Fonte: COOLPACK (2017).

4.6.2 Cálculo das vazões do dióxido de carbono

A vazão de fluido foi determinada a partir da carga térmica que cada uma das câmaras deve retirar do ambiente refrigerado.

$$\dot{m} = \frac{Q}{(h_2 - h_1)} \quad (15)$$

Onde:

$\dot{m}$ = vazão mássica [Kg/s];

Q = carga térmica [KW];

h_f = entalpia final [KJ/Kg];

h_i = entalpia inicial [KJ/Kg];

A carga térmica de evaporação do CO_2 na câmara de resfriados é de 5.247,43 $Kcal/h$ ou 6,102 KW e na câmara de congelados, temos 7.093,31 $Kcal/h$ ou 8,25 KW , com base nas propriedades do CO_2 que foram citadas na tabela (9), e aplicando as características físicas do dióxido de carbono dos pontos 3 e 5 na equação (15), temos que a vazão necessária de fluido para a retirada do calor da câmara de resfriados:

$$\dot{m}_3 = 0,02373 \frac{kg}{s}$$

Para a câmara de congelados considerou os pontos 4 e 6, aplicando suas características também na equação (15), temos:

$$\dot{m}_4 = 0,03286 \frac{kg}{s}$$

Vazão mássica total de CO_2 para o sistema:

$$\dot{m}_T = 0,05659 \frac{kg}{s}$$

4.6.3 Cargas térmicas de condensação

Com base na primeira lei da termodinâmica, podemos chegar a seguinte equação:

$$Q = \dot{m} \cdot (h_f - h_i) \quad (16)$$

Onde:

Q = carga térmica $[KW]$;

$\dot{m}$ = vazão mássica do fluido $[Kg/s]$;

h_f = entalpia final do fluido $[KJ/Kg]$;

h_i = entalpia inicial do fluido $[KJ/Kg]$;

O calor que o CO_2 irá rejeitar em sua condensação, será a quantidade de calor que o R-134a deverá absorver em sua evaporação.

Aplicando as propriedades dos estado físicos dos pontos 1 e 2 na equação (16), podemos chegar a carga térmica de condensação, que será também a carga térmica de evaporação do R-134a:

$$Q_{cond.CO2} = 18,18 \text{ KW}$$

Para o R-134a, utilizamos a mesma equação, aplicando as informações dos pontos A e B,

$$Q_{cond.R-134a} = 22,39 \text{ KW}$$

4.6.4 Cálculo da vazão do R-134a

Para o cálculo da vazão mássica do R-134a, utilizamos as informações citadas na tabela (10), utilizando as informações dos pontos A e D e utilizando como valor da carga térmica de evaporação, a carga térmica de condensação do CO_2 , que

deverá ser a carga que o R-134a deve absorver em sua evaporação, aplicando as informações na equação (15), obtêm-se como valor para vazão mássica do R-134a:

$$\dot{m}_A = 0,1128 \frac{kg}{s}$$

4.6.5 Trabalho dos compressores

Para fazer a compressão dos fluidos refrigerantes para que possa ocorrer a condensação dos mesmos, os compressores vão executar um trabalho de compressão nos fluidos, esse trabalho equivale ao consumo energético dos compressores. O desenvolvimento dos cálculos dos trabalhos executados se dá pela seguinte equação:

$$W = \dot{m} \cdot (h_f - h_i) \quad (17)$$

Onde:

W = trabalho executado para compressão [KW];

$\dot{m}$ = vazão mássica do fluido [Kg/s];

h_f = entalpia final do fluido [KJ/Kg];

h_i = entalpia inicial do fluido [KJ/Kg];

O trabalho executado para a compressão do CO₂ será calculado utilizando as propriedades do dióxido de carbono nos pontos 6 e 1, aplicados na equação (17), onde obtemos:

$$W_{comp.CO_2} = 4,095 \text{ KW}$$

O cálculo do trabalho feito para compressão do R-134a, utilizou as propriedades do fluido nos pontos C e D, aplicando estas propriedades também na equação (17), obtêm-se o seguinte valor:

$$W_{comp.R-134a} = 4,225 \text{ KW}$$

O trabalho total executado pelo sistema é a somatória de todos os trabalhos executados, que são os processos de compressão do CO₂ e do R-134a. O trabalho total executado pelo sistema é:

$$W_{comp.Total} = 8,32 \text{ KW}$$

4.6.6 Eficiência do sistema, COP

Um sistema de refrigeração pode ter sua eficiência energética medida por meio de seu COP (coeficiente de performance) entendido como uma relação entre o calor retirado pelo trabalho consumido, ou, a energia gasta.

$$COP = \frac{Q_{refrigeração}}{W_{Total Sistema}} \quad (18)$$

Onde:

COP = coeficiente de performance [*adimensional*];

$Q_{refrigeração}$ = carga térmica de refrigeração do sistema [KW];

$W_{Total Sistema}$ = trabalho que o sistema consome [KW];

A equação acima mostra a relação entre o efeito frigorífico pelo trabalho consumido por um ciclo de refrigeração.

No ciclo analisado, temos a carga frigorífica total de 14,35 KW e um trabalho total consumido de 8,32 KW, assim, temos que o COP deste sistema de refrigeração CO₂/R-134a para as determinadas condições é:

$$COP_{CO_2/R-134a} = 1,725$$

4.7 CICLO CO₂/R-410A

O R-410A fará a mesma função que o R-134a no ciclo anterior, condensando o CO₂ em um sistema em cascata. Para esta segunda parte da

análise, utilizaremos os mesmos resultados obtidos para o CO₂ na primeira parte da análise, onde encontramos os seguinte resultados :

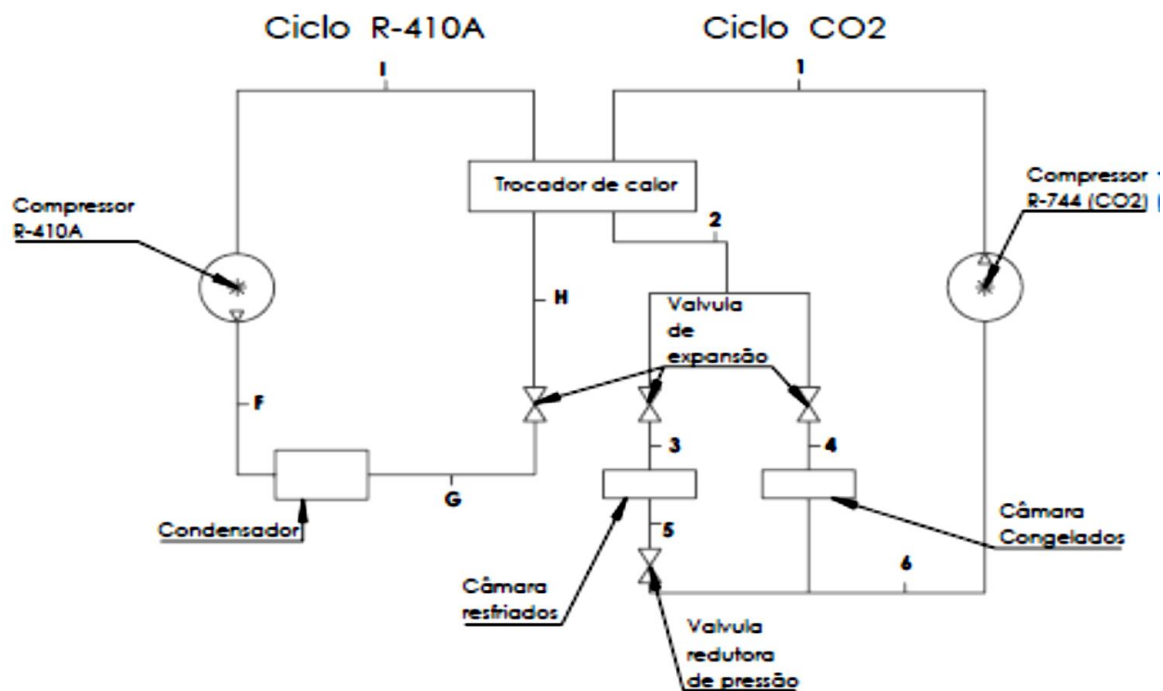
Tabela 11 – Resultados de cálculos CO₂

Calor de condensação	18,18 KW
Trabalho de compressão CO ₂	4,095 KW
Vazão mássica de CO ₂ para câmara de resfriados	0,02373 Kg/s
Vazão mássica de CO ₂ para câmara de congelados	0,03286 Kg/s
Vazão mássica total	0,05659 Kg/s

Fonte: desenvolvida pelo próprio autor, (2017)

Com estes valores já estabelecidos, partiremos para os cálculos do ciclo do R-410A.

Figura 9 – Diagrama de refrigeração CO₂/R-410A



Fonte: desenvolvida pelo próprio autor, (2017)

O R-410A passará pelo processo de evaporação absorvendo o calor rejeitado pelo CO₂, com uma temperatura de 0°C no trocador de calor (ponto H) sofrendo um superaquecimento de 5°C, então, seguirá para o compressor, tendo sua pressão elevada para 24,2 bar atingindo o estado de vapor superaquecido com temperatura de 71,9°C (ponto F), então passará pelo condensador onde será condensado a uma temperatura de 40°C com um sub-resfriamento de 10°C atingindo a temperatura de 30°C (ponto G), para que possa seguir para a válvula de expansão onde sofrerá um rebaixe de pressão atingindo a pressão de 7,98 bar com temperatura de 0°C, onde o ciclo do R-410A se reiniciará.

Na tabela abaixo está citada os estado de cada ponto do ciclo de refrigeração do R-410A.

Tabela 12 – Estado termodinâmico do fluido R-410A

PONTOS	PRESSÃO (bar)	TEMPERATURA (°C)	ENTALPIA (KJ/Kg)
F	24,2	71,9	327,16
G	24,2	30	106,14
H	7,98	0	106,46
I	7,98	5	284,37

Fonte: COOLPACL (2017)

4.7.1 Cálculo da vazão do R-410A

Para o desenvolvimento do cálculo da vazão do R-410A, consideraremos que a carga térmica de evaporação que o fluido deve absorver é de 17,57 KW sendo assim, a carga de condensação do CO₂, utilizamos da equação (15) e os estados do fluido nos pontos H e I, obtendo o resultado da vazão mássica:

$$\dot{m}_{R-410A} = 0,1021 \frac{kg}{s}$$

4.7.2 Cálculo da carga de condensação do R-410A

A condensação do fluido ocorre entre os pontos F e G do ciclo do R-410A, e para efetuar os cálculos dessa carga utilizou-se a equação (16), onde foi possível encontrar o valor:

$$\dot{Q}_{Cond.R-410A} = 22,56 \text{ KW}$$

4.7.3 Trabalho do compressor

O compressor do ciclo do CO₂ irá consumir um trabalho de 3,96KW como foi citado na tabela 11. Para descobrirmos o trabalho consumido pelo ciclo do R-410A utilizou-se a equação (17) e as características termodinâmicas do fluido R-410A dos pontos I e F, aplicados na equação podemos obter:

$$\dot{W}_{Comp.R-410A} = 4,3688 \text{ KW}$$

O trabalho total do sistema ocorre com a soma do trabalho consumido pelos ciclo do CO₂ mais do R-410A, resultando no seguinte trabalho:

$$\dot{W}_{TotalSistema0} = 8,4638 \text{ KW}$$

4.7.4 Eficiência do sistema, COP

A eficiência do ciclo como foi exemplificado no tópico 5.1.5 determina qual a performance que um ciclo apresenta, assim, temos que para o ciclo CO₂/R-410A o trabalho total consumido é de 8,4638 KW e a carga de refrigeração do sistema foi 14,35 KW, esses valores foram aplicados na equação (18), onde podemos encontrar o COP para este sistema

$$COP_{CO2/R-410A} = 1,6956$$

5 CONCLUSÃO

Nesse trabalho foi desenvolvido um comparativo da eficiência de duas possibilidades de ciclos de refrigeração que utilizem dióxido de carbono como fluido de baixa temperatura e um fluido auxiliar para a condensação desse, ciclo conhecido com ciclo em cascata. Realizamos então, a comparação entre a performance do ciclo em cascata CO₂/R-134a e CO₂/R-410A, em busca da resposta para nossa indagação.

A condição de comparação em que foram colocados é um sistema de refrigeração para um supermercado de médio porte, com movimentações e armazenamento de mercadorias para a cidade de Ubatuba – PR, onde, o sistema tem uma demanda de 14,35 KW de carga térmica de refrigeração.

O ciclo CO₂/R-134a apresentou um consumo energético de 8,32 KW, onde o CO₂ consumia 4,095 KW e o R-134a 4,225 KW, com um efeito frigorífico final de 14,35 KW, tendo um COP (coeficiente de performance) de 1,725. Já o ciclo CO₂/R-410A apresentou um consumo energético de 8,4638 KW, apenas 0,1438 KW a mais que o ciclo CO₂/R-134a, gerando com esse consumo energético os mesmos 14,35 KW de frio, com um COP de 1,6956.

Os dois ciclos apresentaram performances muito próximas, nessas condições de utilização, o que justifica a utilização de qualquer uma das duas opções, porém, o ciclo com a utilização do R-134a obteve um desempenho superior, mesmo que de forma modesta, o que o coloca à frente quando analisamos apenas a eficiência energética deste sistema de refrigeração.

6 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Para o seguimento desta pesquisa, pode-se refazer o estudo testando novos fluidos para o sistema, montando um ciclo que utilize R-507 como fluido para baixa temperatura em cascata com o R-134a para promover a condensação, comparando a um ciclo que utilize o R-134a para baixa temperatura com o R-410A para a condensação. Fazendo uma análise, problematizando qual possibilidade apresentará um coeficiente de performance (COP) melhor, comparando os resultados obtidos com os valores apresentados nesse trabalho, para que então observe-se uma melhor possibilidade para um sistema de refrigeração. Ressaltando que ambos os sistemas não agredem a camada de ozônio e estão de acordo com as leis vigentes de preservação do meio ambiente.

BIBLIOGRAFIA

ABRAVA – Associação brasileira de refrigeração, ar condicionado, ventilação e aquecimento. **SUPERMERCADOS APOSTAM EM GASES REFRIGERANTES MAIS ECOLÓGICOS, 2017**. Disponível em <<http://abrava.com.br/?p=4007>> acesso em: 02 de março de 2017.

AGUIAR, Vitor de Paula Brandão. **ESTUDO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NO ACIONAMENTO DE UM COMPRESSOR PARAFUSO EM UM SISTEMA DE AR COMPRIMIDO**; Universidade Federal do Ceara. Fortaleza 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401: INSTALAÇÕES DE AR-CONDICIONADO – SISTEMAS CENTRAIS E UNITÁRIOS**. Brasil, 2008.

BARBOSA, Luis Felipe Chilicaua. **Projeto de um ciclo de refrigeração cascata utilizando CO₂ como refrigerante para atender um supermercado**. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2016.

BRASIL. MINISTERIO DO MEIO AMBIENTE. **Convenção de Viana e protocolo de Montreal, 2017**. Disponível em <<http://www.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio/convencao-de-viena-e-protocolo-de-montreal>> acesso em: 07 de março de 2017.

ÇENGEL, Yunus A. **TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA 4 ed.** Editora McGraw-Hill, São Paulo, 2012.

CERVO, Amado Luiz; BERVIAN, Pedro Alcino. **METODOLOGIA CIENTÍFICA 5 ed.** Editora Person Prentice Hall, São Paulo, 2002.

COSTA, Ennio Cruz da. **REFRIGERAÇÃO 3 ed.** Editora Edgard Blucher, São Paulo, 1982; 9ª reimpressão, 2011.

GOMES, ALBERTO RÉGIO. **ANÁLISE COMPARATIVA DE MECANISMOS DE COMPRESSÃO PARA APLICAÇÃO EM REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2006.

HERZOG, Matheus de Mendonça. **MODELAGEM DE UM TUBO CAPILAR DE UMA BOMBA DE CALOR OPERANDO COM DIOXIDO DE CARBONO (CO₂) EM CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR TRANSCRÍTICO**. Universidade Federal de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Belo Horizonte, 2010.

IENO, Gilberto; NEGRO, Luiz. **TERMODINÂMICA**. Editora Person Prentice Hall, São Paulo, 2004.

LADEIRA, H.M.S; BANDARRA FILHO, E. P. **Estudo do dióxido de carbono, CO₂, operando como fluido refrigerante em sistema de refrigeração**. 15º POSMEC-Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 2005.

LINDE. **FICHA DE DADOS DE SEGURANÇA GÁS REFRIGERANTE R410A**. BRASIL, 2015.

MILLER, Rex; MILLER, Mark. R. **Refrigeração e ar condicionado**. Editora GEM, Rio de Janeiro, 2008.

NOVAIS, J.W.Z; OLIVEIRA, E.V; JOAQUIM, T.D; LEAL, L.A; NOGUEIRA, M.C.J.A; SANCHES, L. **COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO TÉRMICO DE PAINÉIS EM EPS COMO ALTERNATIVA AOS TIJOLOS CERÂMICOS TÉRMICOS DE RESIDÊNCIA EM CUIABÁ-MT**. Universidade de Cuiabá. Cuiabá, 2013.

PIVETTA, Arthur do Canto. **Dimensionamento de uma máquina de refrigeração com ciclo subcrítico de dióxido de carbono**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Departamento de Engenharia Mecânica. Porto Alegre, 2016.

RAMOS, Roberto Grandelle. **Projeto de um sistema de refrigeração e climatização em um supermercado utilizando CO_2 como refrigerante**. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2014.

REIS, J.P; SEIDEL, W. **SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS FLUIDOS REFRIGERANTES R11, R12, R22, R134A, R410A E R717 APLICADOS NO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR CONVENCIONAL**. COBEQIC – CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA QUÍMICA EM INICIAÇÃO CIENTÍFICA. Unicamp. Campinas, 2015.

Resolução CNNPA nº35, de 27 de dezembro de 1977. Disponível em <http://www.anvisa.gov.br/anvisa/legis/resol/35_77.htm> acesso em 08 de agosto de 2017.

SANTOS, Elaine Teresinha Azevedo. **Educação ambiental na escola: conscientização da necessidade de proteção da camada de ozônio**. Universidade Federal de Santa Maria – UFSM. Santa Maria, 2007

SILVA, Diogo Lôndero. **Análise teórico – experimental da expansão transcrítica de dióxido de carbono em tubos capilares adiabáticos**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2008.

SILVA, R.W. C; PAULA, B.L. **Causa do aquecimento global: antropogênica versus natural**. Universidade Estadual Paulista – UNESP. Rio Claro, 2009.

SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE Claus; WYLEN, Gordon J. Van. **FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA 8 ed**. Editora Edgard Blucher, São Paulo, 2014.

TURMINHA DO MINISTÉRIO PÚBLICO FEDERAL. MINISTÉRIO PÚBLICO FEDERAL. **O que é o aquecimento global?**, 2017. Disponível em <<http://www.turminha.mpf.mp.br/proteja-a-natureza/poluicao-e-aquecimento-global/o-que-e-o-aquecimento-global>> acessado em: 28 de fevereiro de 2017.