



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

BRUNO ORDONIO PRAEIRO SILVA

**DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS PARA UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UM SUPERMERCADO
UTILIZANDO FLUIDOS REFRIGERANTES NATURAIS**

JOÃO PESSOA – PB

2019

BRUNO ORDONIO PRAEIRO SILVA

**DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS PARA UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UM SUPERMERCADO
UTILIZANDO FLUIDOS REFRIGERANTES NATURAIS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à banca examinadora do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba como parte das exigências à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos.

JOÃO PESSOA – PB

2019

S586d Silva, Bruno Ordonio Praeiro.

Dimensionamento e seleção de equipamentos para um sistema de refrigeração de um supermercado utilizando fluidos refrigerantes naturais / Bruno Ordonio Praeiro Silva. – João Pessoa, 2019.
69 f. : il.

Orientação: Carlos Antônio Cabral dos Santos.
Monografia (Graduação) – UFPB/CT.

1. Engenharia Mecânica 2. Refrigeração. 3. Fluidos Refrigerantes 4. Dióxido de Carbono 5. Amônia. I. Santos, Carlos Antônio Cabral dos. II. Título.

UFPB/BC

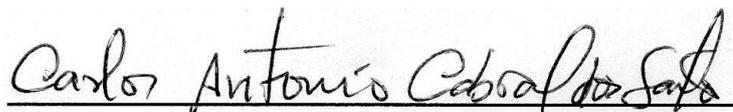
BRUNO ORDONIO PRAEIRO SILVA

**DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS PARA UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UM SUPERMERCADO
UTILIZANDO FLUIDOS REFRIGERANTES NATURAIS**

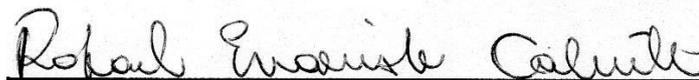
Trabalho de Conclusão de Curso – TCC, apresentado à banca examinadora do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba como parte das exigências à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, tendo obtido o conceito **APROVADO**, conforme a apreciação da banca examinadora:

João Pessoa, 14 de maio de 2019

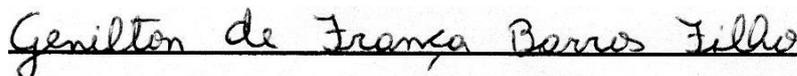
BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos
Orientador (Universidade Federal da Paraíba - UFPB)



Prof. Dr. Rafael Evaristo Caluête
(Universidade Federal da Paraíba - UFPB)



Bel. Genilton de França Barros Filho
(Universidade Federal da Paraíba - UFPB)

Dedico este trabalho ao meu pai, à minha mãe e ao meu irmão pelo enorme apoio e incentivo durante toda a minha trajetória na universidade.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por ter me dado saúde e força para superar as dificuldades.

Aos meus pais e irmão, que sempre me apoiaram em todos os momentos e de todas as formas, possibilitando a concretização desse sonho.

À minha namorada, pelo apoio e incentivo dados durante grande parte do curso, me motivando sempre a ir mais longe e fazer mais.

Ao professor Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos, pela orientação, sugestões, suporte teórico e zelo no trato da matéria.

E a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.

“O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objetivo.
Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos,
no mínimo fará coisas admiráveis”

(José de Alencar)

RESUMO

O presente trabalho de conclusão de curso, em engenharia Mecânica, tem como foco o dimensionamento e a seleção de equipamentos para um sistema de refrigeração de um supermercado. O sistema foi projetado para o atendimento da conservação e do congelamento de produtos perecíveis. O mesmo tem como inovação a utilização de fluidos alternativos naturais. Há alguns anos, os sistemas de refrigeração e ar condicionado vem sendo obrigados a passar por mudanças no que diz respeito aos fluidos refrigerantes utilizados por eles. E o motivo dessas mudanças é a preocupação com o meio ambiente, em virtude dos impactos que os fluidos refrigerantes sintéticos, mais populares, vinham causando. Sendo eles, a destruição da camada de ozônio e o chamado efeito estufa. Em face disso, os fluidos refrigerantes naturais têm surgido como uma alternativa. Estes fluidos são gerados através de processos bioquímicos naturais, por isso não oferecem risco à camada de ozônio e apresentam índices muito baixos ou nulos de contribuição para o efeito estufa, quando comparados aos fluidos sintéticos. Por mais que tenham sido abandonados parcialmente no passado, o nível tecnológico dos dias atuais já permite que eles sejam utilizados de uma maneira mais eficiente e segura. O CO₂ e o NH₃ são dois fluidos que merecem destaque, principalmente quando se fala de aplicações no setor supermercadista. Algo já bastante consolidado na Europa e que vem crescendo aqui no Brasil. As características desses fluidos permitem sua implementação em um ciclo de refrigeração do tipo cascata, esse tipo de disposição ameniza problemas de segurança, como também se mostra bastante eficiente. Permitindo que o sistema atinja COPs de mesmo nível ou até mesmo superiores aos de sistemas que utilizam fluidos mais tradicionais.

Palavras-Chave: Fluidos refrigerantes naturais; Refrigeração; CO₂ (dióxido de carbono); NH₃ (amônia).

ABSTRACT

The present work of completion of course work, in Mechanical Engineering, focuses on the design and selection of equipment for the refrigeration system of a supermarket. The system is designed to service the preservation and freezing of perishable products. The same has as innovation the use of natural alternative fluids. A few years ago, refrigeration and air conditioning systems have been forced to undergo changes with respect to the refrigerants used by them. And the reason for these changes is concern for the environment, because of the impacts that the more popular synthetic refrigerants have been causing. These are the destruction of the ozone layer and the so-called greenhouse effect. In light of this, natural refrigerants have emerged as an alternative. These fluids are generated through natural biochemical processes, so they do not pose a risk to the ozone layer and have very low or no contribution rates to the greenhouse effect when compared to synthetic fluids. As much as they have been partially abandoned in the past, the technological level of the present day allows them to be used more efficiently and safely. CO₂ and NH₃ are two fluids that deserve special mention, especially when it comes to applications in the supermarket sector. Something already well consolidated in Europe and that has been growing here in Brazil. The characteristics of these fluids allow their implementation in a cascade-type cooling cycle, this type of arrangement alleviates safety problems, but is also quite efficient. Allowing the system to reach even or even higher COPs than systems using more traditional fluids.

Keywords: Natural refrigerants; Cooling; CO₂ (carbon dioxide); NH₃ (ammonia).

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 – Diagrama esquemático do ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor | 15 |
| Figura 2 – Índice ODP de alguns dos principais fluidos utilizados na refrigeração | 18 |
| Figura 3 – Índice GWP de alguns dos principais fluidos utilizados na refrigeração | 19 |
| Figura 4 – Diagrama de fases do CO ₂ | 22 |
| Figura 5 – Diagrama de fases e p x h do CO ₂ | 22 |
| Figura 6 – Diagrama p x h do CO ₂ com ênfase nos processos subcrítico e transcrito | 23 |
| Figura 7 – Exemplo simplificado de sistema cascata CO ₂ /NH ₃ | 28 |
| Figura 8 – Coeficiente de Desempenho dos sistemas de refrigeração | 28 |
| Figura 9 – Layout dispoendo todos os equipamentos frigoríficos a serem utilizados no supermercado | 32 |
| Figura 10 – Diagrama esquemático das cargas térmicas do sistema | 35 |
| Figura 11 – Modelo de ilha de congelados selecionado | 37 |
| Figura 12 – Características dimensionais do modelo de ilha de congelados selecionado | 37 |
| Figura 13 – Modelo de expositor de resfriados selecionado (Monaxis) | 39 |
| Figura 14 – Características dimensionais do modelo de expositor de resfriados selecionado (Monaxis) | 39 |
| Figura 15 – Modelo de expositor de resfriados selecionado (Thetis) | 40 |
| Figura 16 – Modelo de expositor de resfriados selecionado (Thetis) | 40 |
| Figura 17 – Diagrama esquemático do ciclo | 42 |
| Figura 18 – Diagrama p x h do ciclo do CO ₂ | 43 |
| Figura 19 – Diagrama p x h do ciclo do NH ₃ | 46 |
| Figura 20 – Alcance do ar do evaporador | 51 |
| Figura 21 – Tela inicial do Software Coolselector2 | 52 |
| Figura 22 – Modelo de válvula de expansão selecionado para o circuito com CO ₂ | 54 |
| Figura 23 – Modelo de válvula de expansão selecionado para o circuito com NH ₃ | 55 |
| Figura 24 – Tela inicial do programa Bitzer Software | 56 |
| Figura 25 – Rack de compressores em booster | 57 |
| Figura 26 – Limites de funcionamento dos compressores selecionados para o circuito com CO ₂ (regime de congelados) | 58 |
| Figura 27 – Limites de funcionamento dos compressores selecionados para o circuito com CO ₂ (regime de resfriados) | 59 |
| Figura 28 – Limites de funcionamento do compressor selecionado para o circuito com NH ₃ | 60 |
| Figura 29 – Modelo de trocador de calor selecionado | 62 |
| Figura 30 – Características dimensionais do trocador de calor | 62 |
| Figura 31 – As duas unidades condensadoras selecionadas | 66 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 – Classificação de segurança ASHRAE | 20 |
| Tabela 2 – Classificação de segurança ASHRAE de alguns fluidos sintéticos e naturais | 20 |
| Tabela 3 – Parâmetros definidos para as câmaras de congelados (dados de entrada para o cálculo da carga térmica) | 33 |
| Tabela 4 – Parâmetros definidos para as câmaras de resfriados (dados de entrada para o cálculo da carga térmica) | 34 |
| Tabela 5 – Valores de carga térmica para a câmara de congelados..... | 36 |
| Tabela 6 – Características dimensionais do modelo de ilha de congelados selecionado | 37 |
| Tabela 7 – Valores de carga térmica para a câmara de resfriados..... | 38 |
| Tabela 8 – Características dimensionais do modelo de expositor de resfriados selecionado (Monaxis)..... | 40 |
| Tabela 9 – Características dimensionais do modelo de expositor de resfriados selecionado (Thetis)..... | 41 |
| Tabela 10 – Estados termodinâmicos do CO ₂ no ciclo..... | 44 |
| Tabela 11 – Recomendações para o DT | 45 |
| Tabela 12 – Estados termodinâmicos do NH ₃ no ciclo..... | 47 |
| Tabela 13 – Modelos de evaporadores | 49 |
| Tabela 14 – Potências dos ventiladores dos evaporadores | 50 |
| Tabela 15 – Número de trocas de ar recomendada por tipo de aplicação | 51 |
| Tabela 16 – Dados de entrada para a seleção das válvulas de expansão do circuito com CO ₂ (regime de congelados)..... | 53 |
| Tabela 17 – Dados de entrada para a seleção das válvulas de expansão do circuito com CO ₂ (regime de resfriados)..... | 53 |
| Tabela 18 – Válvula indicada pelo software para o circuito com CO ₂ (regime de congelados) | 54 |
| Tabela 19 – Válvula indicada pelo software para o circuito com CO ₂ (regime de resfriados) | 54 |
| Tabela 20 – Dados de entrada para a seleção da válvula de expansão do circuito com NH ₃ | 55 |
| Tabela 21 – Válvula indicada pelo software para o circuito com NH ₃ | 55 |
| Tabela 22 – Dados de entrada para a seleção dos compressores do circuito com CO ₂ | 57 |
| Tabela 23 – Características dos compressores selecionados para o circuito com CO ₂ | 58 |
| Tabela 24 – Dados de entrada para a seleção do compressor do circuito com NH ₃ | 59 |
| Tabela 25 – Características do compressor selecionado para o circuito com NH ₃ | 60 |
| Tabela 26 – Características Dimensionais do trocador de calor..... | 63 |
| Tabela 27 – Informações técnicas do trocador de calor | 63 |
| Tabela 28 – Coeficiente F _{cp} para ajuste da capacidade térmica do condensador | 64 |
| Tabela 29 – Coeficientes F ₁ , F ₂ , F ₃ e F ₄ para ajuste da capacidade térmica do condensador... .. | 65 |
| Tabela 30 – Modelos de unidades condensadoras..... | 65 |
| Tabela 31 – Características dimensionais das unidades condensadoras..... | 66 |

SUMÁRIO

| | |
|---|----|
| 1. INTRODUÇÃO | 12 |
| 1.1. OBJETIVO GERAL | 12 |
| 1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS | 13 |
| 2. REFERENCIAL TEÓRICO | 14 |
| 2.1. A REFRIGERAÇÃO | 14 |
| 2.2. O CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR | 14 |
| 2.3. OS FLUIDOS REFRIGERANTES | 15 |
| 2.3.1. OS FLUIDOS REFRIGERANTES NATURAIS NA REFRIGERAÇÃO | 16 |
| 2.3.2. FLUIDOS REFRIGERANTES NATURAIS X SINTÉTICOS | 17 |
| 2.4. O CO ₂ COMO FLUIDO REFRIGERANTE | 21 |
| 2.4.1. AS FASES DO CO ₂ | 21 |
| 2.4.2. CARACTERÍSTICAS POSITIVAS DO CO ₂ | 23 |
| 2.4.3. CARACTERÍSTICAS NEGATIVAS DO CO ₂ | 24 |
| 2.5. O NH ₃ COMO FLUIDO REFRIGERANTE..... | 25 |
| 2.5.1. CARACTERÍSTICAS POSITIVAS DO NH ₃ | 26 |
| 2.5.2. CARACTERÍSTICAS NEGATIVAS DO NH ₃ | 26 |
| 2.6. CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR EM CASCATA COM CO ₂ E NH ₃ | 27 |
| 2.7. AS LEIS DA TERMODINÂMICA..... | 29 |
| 2.7.1. LEI DA CONSERVAÇÃO DA MASSA..... | 29 |
| 2.7.2. PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA..... | 29 |
| 2.7.3. SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA..... | 30 |
| 3. ESTUDO DE CASO | 32 |
| 3.1. MODELO PARA ESTUDO DE CASO | 32 |
| 3.2. CARGA TÉRMICA | 35 |
| 3.2.1. REGIME DE BAIXA TEMPERATURA | 35 |
| 3.2.1.1. CARGA TÉRMICA DAS CÂMARAS DE CONGELADOS | 35 |
| 3.2.1.2. CARGA TÉRMICA DAS ILHAS DE CONGELADOS | 36 |
| 3.2.2. REGIME DE MÉDIA TEMPERATURA..... | 38 |
| 3.2.2.1. CARGA TÉRMICA DAS CÂMARAS DE RESFRIADOS | 38 |
| 3.2.2.1. CARGA TÉRMICA DOS EXPOSITORES DE RESFRIADOS | 39 |
| 3.2.2. CARGA TÉRMICA TOTAL | 41 |
| 3.3. CICLO DE REFRIGERAÇÃO | 42 |
| 3.3.1. ANÁLISE DO R744 NO CICLO..... | 43 |
| 3.3.2. ANÁLISE DO R717 NO CICLO | 46 |
| 3.3.3. COP DO CICLO..... | 48 |
| 3.4. SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS | 48 |
| 3.4.1. EVAPORADORES | 48 |
| 3.4.2. VÁLVULAS DE EXPANSÃO | 52 |
| 3.4.2.1. VÁLVULAS PARA O CIRCUITO COM CO ₂ | 53 |
| 3.4.2.2. VÁLVULA PARA O CIRCUITO COM NH ₃ | 54 |
| 3.4.3. COMPRESSORES | 55 |
| 3.4.3.1. COMPRESSORES PARA O CIRCUITO COM CO ₂ | 56 |
| 3.4.3.2. COMPRESSOR PARA O CIRCUITO COM NH ₃ | 59 |
| 3.4.4. TROCADOR DE CALOR CO ₂ /NH ₃ | 61 |
| 3.4.5. CONDENSADORES | 63 |
| 4. CONCLUSÃO | 67 |
| REFERÊNCIAS | |

1. INTRODUÇÃO

Há alguns anos, os sistemas de refrigeração e ar condicionado vêm sendo obrigados a passar por mudanças no que diz respeito aos fluidos refrigerantes utilizados por eles. E o motivo dessas mudanças é a preocupação com o meio ambiente, em virtude dos impactos que os fluidos refrigerantes sintéticos, mais populares, vinham causando. Sendo eles, a destruição da camada de ozônio e o chamado efeito estufa.

No ano de 1987, foi assinado, pelos países membros da ONU, o Protocolo de Montreal, documento criado com o objetivo de fazer os países se comprometerem a acabar gradualmente com o uso dos Clorofluorcarbonos (CFCs) e de outras substâncias que contribuíam para a destruição da camada de ozônio.

Já em 2007, considerando o bem-sucedido processo de eliminação dos CFCs, e a proximidade de cumprimento da meta estipulada, em 2010, os países optaram por adotar o mesmo procedimento para a eliminação dos Hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), ou seja, um cronograma escalonado, com a eliminação completa dessas substâncias em 2040.

Foram então introduzidos no mercado os Hidrofluorcarbonos (HFCs), fluidos que não agrediam a camada de ozônio. Porém, algum tempo depois, os cientistas descobriram que, apesar de não afetarem a camada de ozônio, esses fluidos contribuíam grandemente para o efeito estufa, tendo um grande efeito sobre o aquecimento global. Por este motivo, os mesmos países que assinaram o Protocolo de Montreal se reuniram em 2016, para firmar o que ficou conhecido como Acordo de Kigali, uma emenda que incluiu, pela primeira vez, a eliminação gradual de substâncias que não prejudicam a camada de ozônio, mas que possuem alto potencial de aquecimento global (que é o caso dos HFCs).

Diante deste panorama, os fluidos refrigerantes naturais têm surgido como uma alternativa, principalmente para uso no setor supermercadista. Estes fluidos são gerados através de processos bioquímicos naturais, por isso não oferecem risco à camada de ozônio e contribuem infimamente para o efeito estufa, quando comparados aos fluidos sintéticos.

O presente trabalho tem como foco o dimensionamento e a seleção de componentes para um sistema de refrigeração de um supermercado utilizando fluidos refrigerantes naturais. As tecnologias disponibilizadas e adaptadas serão discutidas com o intuito de familiarizar e conceituar os novos caminhos seguidos pela refrigeração comercial.

1.1. OBJETIVO GERAL

O objetivo geral do presente trabalho é analisar as condições de uso e incentivar a aceitação de refrigerantes naturais, para projetos e implantação de sistemas de refrigeração dentro do conceito do desenvolvimento sustentável. Também, focar a prática de projeto a partir de um estudo de caso para um supermercado na região nordeste.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Enfatizar a necessidade de mudança dos fluidos refrigerantes mais tradicionalmente utilizados (HCFCs e HFCs);
- Apresentar os fluidos refrigerantes naturais como alternativa aos fluidos refrigerantes sintéticos, fazendo um comparativo entre eles;
- Detalhar as características do CO₂ como fluido refrigerante;
- Detalhar as características do NH₃ como fluido refrigerante;
- Realizar um estudo de caso a partir de um modelo criado, onde será determinada a carga térmica, dimensionado um ciclo de refrigeração e será feita a seleção dos principais equipamentos para a operação do sistema.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1. A REFRIGERAÇÃO

Segundo Silva (2010) apud Dalavechia (2017), a refrigeração pode ser entendida como o processo de remoção do calor de um meio, reduzindo sua temperatura e mantendo essa condição por meios mecânicos ou naturais.

De acordo com Ferraz e Gomes (2008), desde as mais antigas civilizações já eram utilizadas algumas técnicas de refrigeração, como exemplo, pode ser citado o uso do gelo natural, que era colhido das superfícies dos lagos ou do topo das montanhas e conservado em poços cavados na terra. Em princípio, o objetivo era apenas refrigerar alimentos e bebidas para melhorar seu paladar. Mas com a invenção do microscópio, no século XVII, veio ao conhecimento das pessoas a existência de micro-organismos invisíveis a olho nu, os micróbios e as bactérias, os quais são responsáveis pela decomposição dos alimentos e por causar diversos tipos de doenças. E a partir de estudos realizados por volta do século XVIII, comprovou-se que a reprodução desses micro-organismos poderia ser impedida ou pelo menos limitada pela redução da temperatura do ambiente onde os mesmos se encontram. Essas conclusões alavancaram o desenvolvimento de tecnologias que possibilitassem a refrigeração de ambientes para a preservação de alimentos. Essa técnica de conservação obteve destaque, pois ao contrário de outras que já eram utilizadas como a salgação, a defumação e utilização de condimentos, ela não alterava o sabor nem a qualidade dos alimentos conservados.

É interessante ainda fazer-se uma distinção entre dois termos muitas vezes tratados como sinônimos, a refrigeração e a climatização. Ambos são processos de remoção do calor e consequente redução de temperatura de um meio. Porém, de acordo com Lumertz (2015), esta tem como finalidade a manutenção de condições ambientais agradáveis aos indivíduos presentes no local, ajustando a temperatura em valores geralmente acima de 20 ° C. Enquanto aquela tem como preocupação evitar a degradação de alimentos ou viabilizar outros processos, trabalhando com temperaturas próximas ou abaixo de 0 ° C.

2.2. O CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Dentre os sistemas de refrigeração que foram desenvolvidos, pode-se citar o sistema de refrigeração por compressão de vapor como o mais usado para resfriamento e congelamento de produtos e em equipamentos frigoríficos, como também no condicionamento de ar de

ambientes. Nele a refrigeração acontece através da circulação de um fluido (chamado de fluido refrigerante) por um circuito fechado, contendo alguns componentes, dentre os quais podemos destacar:

- o compressor, que é o responsável pela sucção e compressão do fluido refrigerante, fazendo com que ele circule pelo circuito;
- o evaporador, que é o responsável pela transferência do calor do ambiente interno para o fluido refrigerante;
- o condensador, que é o responsável pela transferência do calor do fluido refrigerante para o ambiente externo;
- a válvula de expansão, responsável por impor resistência à circulação do fluido refrigerante, ela diferencia a alta pressão, no compressor e a baixa pressão, no evaporador.

Na Figura 1, pode-se ver uma representação do ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor. O fluido refrigerante entra no evaporador a baixa pressão e temperatura, na forma de mistura de líquido mais vapor, e retira energia do meio interno enquanto passa para o estado de vapor. Este vapor passa então pelo compressor, que faz com que sua pressão e temperatura aumentem, em seguida, desloca-se para o condensador, que tem a função de liberar a energia retirada do ambiente. O fluido, ao liberar energia, passa do estado de vapor para líquido e finalmente entra no dispositivo de expansão, onde tem sua pressão e temperatura reduzidas, para novamente ingressar no evaporador e repetir-se assim o ciclo (FERRAZ; GOMES, 2008).

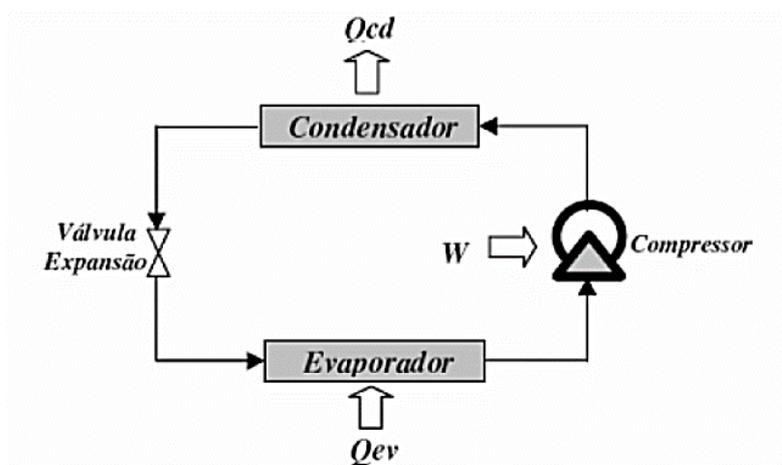


Figura 1 – Diagrama esquemático do ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.

Fonte: Geniêr et al. (2013).

2.3. OS FLUIDOS REFRIGERANTES

De acordo com Ferraz e Gomes (2008), os fluidos refrigerantes são os fluidos que absorvem calor de uma substância do ambiente a ser resfriado. E para realizar bem essa função são desejáveis determinadas características. Sendo as principais:

- Condensar-se a pressões moderadas;
- Evaporar-se a pressões acima da atmosférica;
- Ter pequeno volume específico (menor trabalho do compressor);
- Ter elevado calor latente de vaporização;
- Ser quimicamente estável (não se altera apesar de suas repetidas mudanças de estado no circuito de refrigeração);
- Não ser corrosivo;
- Não ser inflamável;
- Não ser tóxico;
- Ser inodoro;
- Deve permitir fácil localização de vazamentos;
- Ter miscibilidade com óleo lubrificante e não deve atacá-lo ou ter qualquer efeito indesejável sobre os outros materiais da unidade;
- Em caso de vazamentos, não deve atacar ou deteriorar os alimentos, não deve contribuir para o aquecimento global e não deve atacar a camada de ozônio.

Ainda segundo os autores, não há um fluido refrigerante que reúna todas as propriedades desejáveis, de modo que, um refrigerante considerado bom para ser aplicado em determinado tipo de instalação frigorífica nem sempre é recomendado para ser utilizado em outra. O bom refrigerante é aquele que reúne o maior número possível de boas qualidades, relativamente a um determinado fim.

2.3.1. OS FLUIDOS REFRIGERANTES NATURAIS NA REFRIGERAÇÃO

Pinheiro (2013) relata que os primeiros fluidos refrigerantes utilizados na história da refrigeração foram os naturais, fluidos existentes em ciclos materiais da natureza mesmo sem interferência humana, isso mais ou menos por volta do século XIX. Foi então que, no início da década de 1930, pesquisadores desenvolveram a fórmula do refrigerante CFC 12 (CFC = clorofluorcarbono), surgindo em seguida o HCFC 22 (HCFC = hidroclorofluorcarbono). Estes fluidos reuniam uma série de características que os tornavam excelentes para uso na refrigeração:

não eram inflamáveis, não eram explosivos, não eram tóxicos, não tinham cheiro e não provocavam corrosão em metais. O que fez com que, no período de 1930 a 1990, quase todas as legislações e normas para equipamentos, projetos e procedimentos de instalação de sistemas de refrigeração e ar condicionado fossem desenvolvidas para a utilização de fluidos refrigerantes halogenados. Além disso, importantes fabricantes de equipamentos desenvolveram produtos para atender estas normas que permitiam somente o uso deste tipo de fluido refrigerante. Portanto, os halogenados tornaram-se os refrigerantes escolhidos para aplicações comerciais e residenciais de refrigeração e condicionamento de ar.

A crescente conscientização dos malefícios que podem ser gerados a partir do uso desses fluidos refrigerantes, relacionados a seus impactos ambientais, fez com que aumentassem as buscas por alternativas. E a adoção de políticas de sustentabilidade, somada ao desenvolvimento tecnológico, vêm permitindo com que os fluidos refrigerantes naturais retomem seu espaço no mercado. Estes, que eram foco de divergência em alguns países, vem ganhando cada vez mais notoriedade e sendo considerados como uma boa alternativa, não só pelas vantagens ambientais, mas também pelas vantagens econômicas em algumas aplicações. Como exemplo podemos citar aplicações de refrigeração comercial para supermercados, cenário em que, especialmente, o dióxido de carbono (CO₂) e a amônia (NH₃) têm ocupado lugar de destaque.

2.3.2. FLUIDOS REFRIGERANTES NATURAIS X SINTÉTICOS

Desde o compromisso assumido pelos países com a assinatura do Protocolo de Montreal, em 1987, e o Acordo de Kigali, em 2016, iniciou-se uma tendência ao uso de fluidos naturais em sistemas de refrigeração, com a intenção de amenizar os impactos ambientais gerados por fluidos que apresentam alto ODP e alto GWP.

Segundo Kalume (2016), o ODP (Ozone Depletion Potential, ou Potencial de Destruição do Ozônio) é um índice que indica a capacidade de destruição da Camada de Ozônio de uma substância. A Camada de Ozônio é a camada da atmosfera responsável pela absorção da maior parte da radiação ultravioleta emitida pelo Sol. A sua destruição poderá resultar em elevados índices de radiação UV chegando à superfície terrestre, impactando a natureza e os seres vivos. Este índice considera como referência o valor 1 para o fluido R12, ou seja, todos os outros refrigerantes apresentam um valor proporcional a esse. Por exemplo, uma substância que apresente um ODP igual a 0,2, tem 20% da capacidade que o R12 tem para destruir a camada de ozônio.

O mesmo autor define ainda o GWP (Global Warming Potential, ou Potencial de Aquecimento Global) como um índice que indica a quantidade de calor de um gás que pode permanecer na atmosfera, contribuindo com o efeito estufa. O efeito estufa é um processo físico que ocorre quando uma parte da radiação infravermelha é emitida pela superfície terrestre e absorvida por determinados gases presentes na atmosfera. Como consequência disso, parte do calor é irradiado de volta para a superfície, não sendo libertado para o espaço. Este índice compara a quantidade de calor de uma determinada massa de gás em relação a uma massa proporcional de dióxido de carbono e é calculado em um intervalo de tempo específico, normalmente de 20, 100 ou 500 anos. Quanto maior o intervalo de tempo, menor é o valor de GWP de um gás. Por exemplo, o fluido R134a apresenta um índice de 3830 para um período de 20 anos, porém, seu valor cai para 1430 para um período de 100 anos, indicando que o impacto desse gás na atmosfera diminui com o tempo de exposição. Como o GWP utiliza o CO₂ como referência, o seu índice é igual a 1. As demais substâncias têm um valor proporcional ao potencial do dióxido de carbono em gerar efeito estufa.

A seguir é feita uma análise dos níveis dos impactos ambientais que cada classe de fluido tem potencial para causar, em função de seus índices ODP e GWP. Os gráficos das Figura 2 e Figura 3 foram elaborados para facilitar a visualização comparativa desses índices.

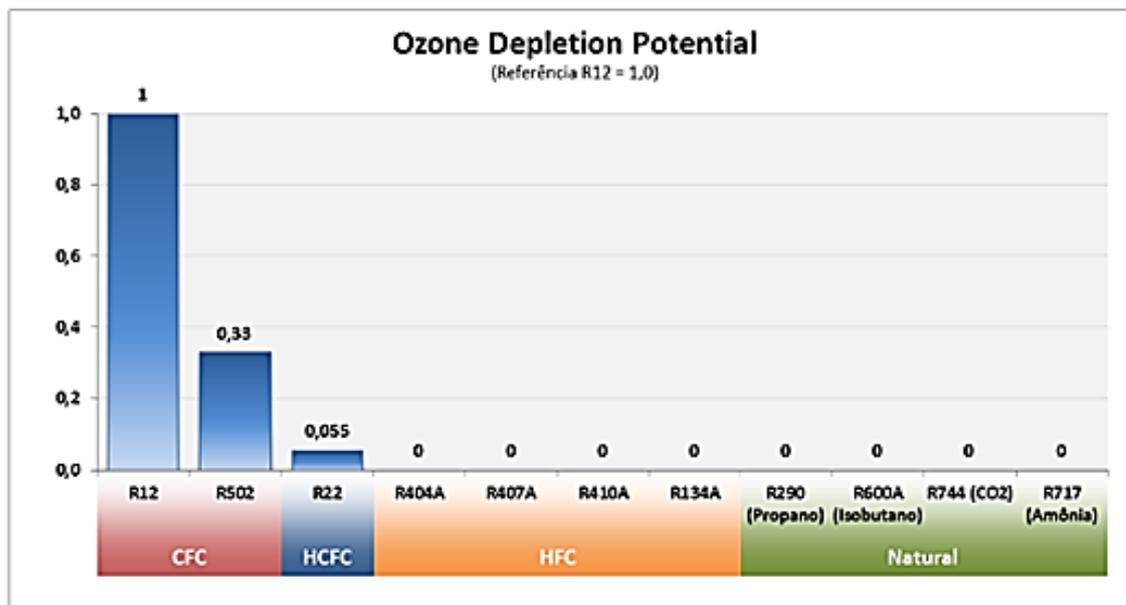


Figura 2 – Índice ODP de alguns dos principais fluidos utilizados na refrigeração.

Fonte: Kalume (2016).

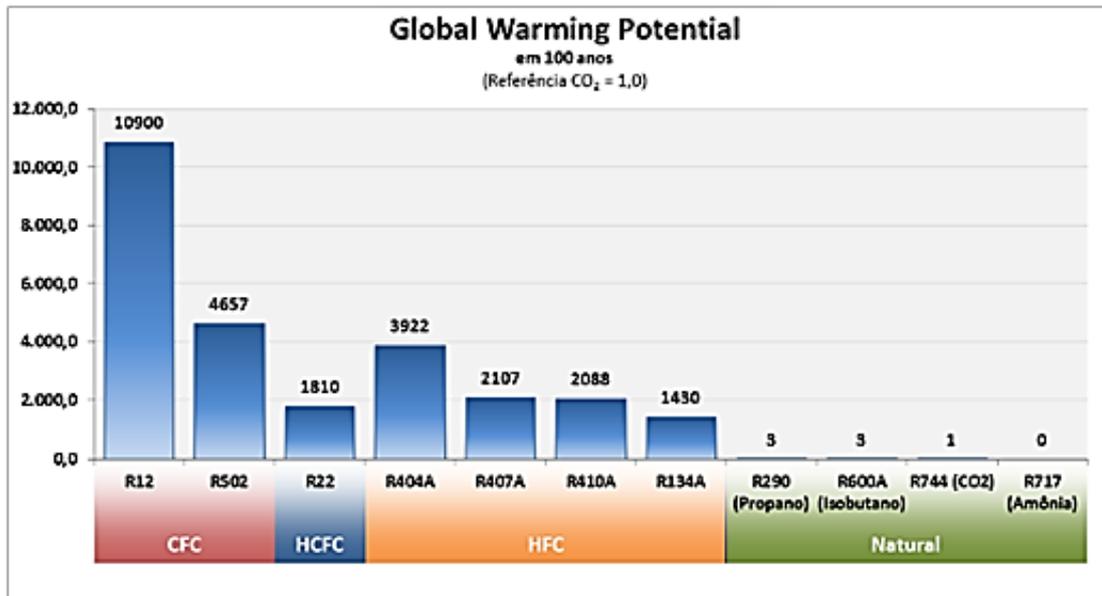


Figura 3 – Índice GWP de alguns dos principais fluidos utilizados na refrigeração.

Fonte: Kalume (2016).

A partir dos gráficos das Figuras 2 e 3, pode-se ver que os fluidos CFCs apresentam alto ODP e alto GWP. O que nos permite concluir que a sua utilização pode gerar grandes impactos ambientais, contribuem tanto para a destruição da camada de ozônio, quanto para o efeito estufa. Estes gases, de acordo com o Protocolo de Montreal, foram banidos em 1996 dos países desenvolvidos, e em 2010 dos países em desenvolvimento, que é o caso do Brasil. Como exemplos destes fluidos, podemos citar: R11, R12, R113, R114 e R115.

Continuando a análise dos gráficos (Figuras 2 e 3), pode-se ver que os HCFCs (hidroclorofluorcarbonetos) apresentam valores medianos de ODP e valores de GWP medianos e altos, ou seja, são um pouco menos prejudiciais ao meio ambiente que os CFCs. Os HFCs representam a segunda geração dos gases fluorados e foram a principal alternativa aos CFCs. A eliminação dos HCFCs em países desenvolvidos está prevista para 2030 e no Brasil em 2040. Porém muitos países já estão bem adiantados quanto a este cronograma. Como exemplos destes fluidos, podemos citar: R22, R123, R401A, R402A, entre outros.

Os HFCs (hidrofluorcarbonetos), que surgiram como uma alternativa aos CFCs e HCFCs, constituem a terceira geração dos gases fluorados. E como pode-se observar nos gráficos (Figuras 2 e 3), estes apresentam zero ODP e valores medianos e altos de GWP, ou seja, apesar de não prejudicarem a camada de ozônio, têm um forte efeito sobre o aquecimento global. Atualmente estes fluidos ainda são usados em larga escala na refrigeração comercial e

residencial. Porém seu cronograma de desuso já foi estabelecido a partir do Acordo de Kigali, em 2016. Como exemplos destes fluidos, podemos citar: R404A, R410A, R134A, entre outros.

Os Fluidos Refrigerantes Naturais são gerados através de processos bioquímicos naturais, por isso não oferecem risco à camada de ozônio, apresentam zero ODP, e apresentam índices muito baixos ou nulos de GWP (como pode ser visto nos gráficos das Figuras 2 e 3). Os fluidos naturais mais usuais são: R717 (Amônia), R744 (CO₂), Hidrocarbonetos, R718 (Água) e R729 (Ar).

Todas estas substâncias são classificadas pela ASHRAE (Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado) por grupos de segurança. A classificação considera a flamabilidade e a toxicidade de cada substância. Cada grupo irá exigir um conjunto de procedimentos de segurança para a instalação. A forma de classificação por grupos de segurança da ASHRAE pode ser vista na Tabela 1. Logo em sequência, a Tabela 2 apresenta a classificação de segurança ASHRAE de alguns fluidos sintéticos e naturais.

Tabela 1 – Classificação de segurança ASHRAE.

| | | |
|----------------------|------------------|-----------------|
| Alta Flamabilidade | A3 | B3 |
| Baixa Flamabilidade* | A2 | B2 |
| | A2L | B2L |
| Não inflamável | A1 | B1 |
| | Baixa Toxicidade | Alta Toxicidade |

*Grupos A2L e B2L apresentam baixa flamabilidade e máxima velocidade de propagação ≤ 10 cm/s

Fonte: Kalume (2016), adaptada pelo autor.

Tabela 2 – Classificação de segurança ASHRAE de alguns fluidos sintéticos e naturais.

| Fluido Refrigerante | ODP | GWP (100 anos) | Tipo | Classificação de Segurança ASHRAE |
|-------------------------|-------|----------------|---------|-----------------------------------|
| R12 | 1 | 10900 | CFC | A1 |
| R502 | 0,33 | 4657 | CFC | A1 |
| R22 | 0,055 | 1810 | HCFC | A1 |
| R404A | 0 | 3922 | HCFC | A1 |
| R407A | 0 | 2107 | HCFC | A1 |
| R410A | 0 | 2088 | HCFC | A1 |
| R134A | 0 | 1430 | HCFC | A1 |
| R290 (Propano) | 0 | 3 | Natural | A3 |
| R600A (Isobutano) | 0 | 3 | Natural | A3 |
| R744 (CO ₂) | 0 | 1 | Natural | A1 |
| R717 (Amônia) | 0 | 0 | Natural | B2L |

Fonte: Kalume (2016), adaptada pelo autor.

Da Tabela 2, pode-se observar que os fluidos CFCs, HCFCs e HFCs são em sua maioria classificados no grupo A1, não inflamáveis e de baixa toxicidade. Ou seja, são fluidos seguros, porém, como pudemos concluir anteriormente através dos índices ODP e GWP, agressivos ao meio ambiente.

Os fluidos naturais, apesar de serem menos agressivos ao meio ambiente, requerem uma série de cuidados e suas instalações devem seguir as diretrizes de segurança definidas para cada aplicação. Como pode-se ver na Tabela 2, os hidrocarbonetos propano e isobutano são classificados como altamente inflamáveis (grupo A3), enquanto que a amônia como altamente tóxico e de baixa flamabilidade (grupo B2L). O dióxido de carbono, apesar de se enquadrar no grupo A1, é um gás asfíxiante, e por isso seus sistemas devem seguir uma série de cuidados para garantir a segurança da instalação.

2.4. O CO₂ COMO FLUIDO REFRIGERANTE

O dióxido de carbono, R744, foi um dos primeiros gases a ser usado como refrigerante, já por meados do século XIX. Ele se destacou até a década de 30, quando então surgiram os CFCs e mais tarde os HCFCs. Mas desde a década de 90 o dióxido de carbono está reaparecendo no mercado como refrigerante, depois de décadas de preferência pelos hidrofluorcarbonos, como a solução para crescentes preocupações com o meio ambiente (PADALKAR; KADAM, 2010 Apud RAMOS, 2014).

Ele tem ganhado destaque principalmente na refrigeração e condicionamento de ar em supermercados na Europa. Algo que também vem se popularizando no Brasil. Visto que se tem conseguido não só ganhos ambientais como também ganhos na eficiência do sistema.

2.4.1. FASES DO CO₂

Não existe dióxido de carbono em fase líquida à pressão e temperatura ambientes. Sob a pressão atmosférica, abaixo de -78,4 °C é formado o “gelo seco”, o gás carbônico em sua forma sólida e ao se aumentar a temperatura o “gelo” passa por sublimação onde o sólido passa direto para o vapor. Este fenômeno pode ser compreendido através do diagrama de fases do CO₂, que pode ser visto na Figura 4. A fase do CO₂ é determinada a partir da intersecção entre sua temperatura e sua pressão no diagrama de fases. Os pontos situados sobre as curvas indicam a presença de duas fases em equilíbrio, exceto o ponto denominado como triplo. No ponto triplo ($p = 5,2$ bar e $T = -56,6^\circ$ C) existe a presença das três fases em equilíbrio. Outro ponto que

merece atenção é o ponto crítico ($p = 73,6 \text{ bar}$ e $T = 31^\circ \text{ C}$), neste ponto a densidade do líquido e do vapor de CO_2 são iguais, tornando-se impossível distinguir a fase que ele está. A partir deste ponto surge a fase denominada de supercrítica (SILVA, 2009, apud RAMOS, 2014).

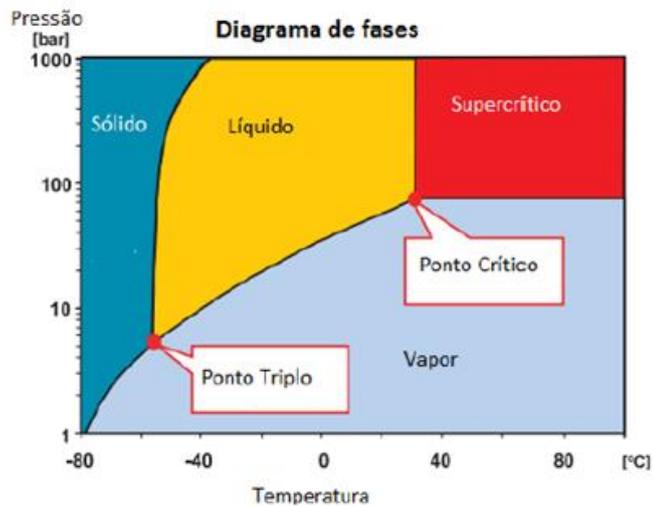


Figura 4 – Diagrama de fases do CO_2 .

Fonte: Ramos (2014).

Na Figura 5 é exibido o diagrama de pressão-entalpia do R744 estendido para mostrar a região de transição entre as fases líquido e vapor.

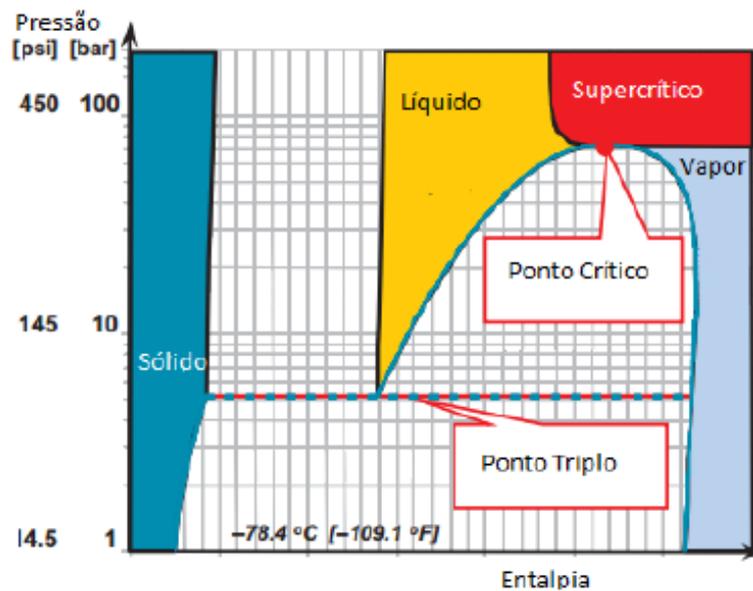


Figura 5 – Diagrama de fases e $p \times h$ do CO_2 .

Fonte: Ramos (2014).

Para o refrigerante R744 são definidos dois ciclos de operação, o subcrítico e o transcrito. No ciclo subcrítico, trabalha-se com o par ordenado pressão e temperatura acima do ponto triplo e abaixo do ponto crítico (CO_2 sempre na fase subcrítica). Enquanto que no ciclo transcrito, trabalha-se com o par ordenado chegando a ultrapassar o ponto crítico (CO_2 nas fases subcrítica e supercrítica). Estes ciclos estão ilustrados em um diagrama pressão x entalpia, Figura 6.

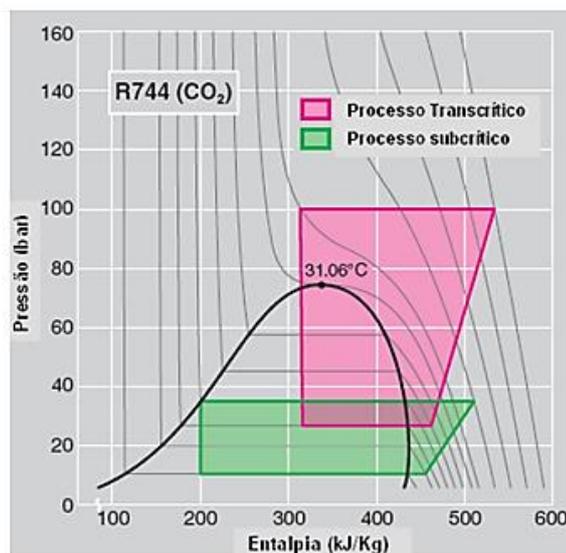


Figura 6 – Diagrama p x h do CO_2 com ênfase nos processos subcrítico e transcrito.

Fonte: Silva (2011).

É sabido que com o R744 o ciclo passa a ter pressões muito mais elevadas. O ciclo subcrítico é o mais utilizado comercialmente e industrialmente, devido ao fato de se conseguir níveis de pressão mais próximos aos de outros fluidos tradicionais como o R410a, isso graças aos métodos hoje desenvolvidos. O que não é possível no ciclo transcrito, onde os níveis de pressão são bem mais elevados, exigindo o uso de equipamentos especiais para suportar a pressão na linha.

O problema das pressões elevadas quando se trabalha com CO_2 , para o ciclo subcrítico, tem sido resolvido com o abandono da ideia de um sistema de simples estágio, passando a considerar um sistema de duplo estágio, o chamado sistema cascata, que será discutido mais adiante.

2.4.2. CARACTERÍSTICAS POSITIVAS DO CO_2

O dióxido de carbono é um refrigerante natural. Está disponível na atmosfera e além disso é subproduto de diversas atividades industriais, o que o torna de baixo custo de aquisição. Seu Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (ODP) é zero e seu Potencial de Aquecimento Global é de apenas um (GWP=1, ele é a referência para os outros refrigerantes).

Apenas considerando suas características ecológicas, o CO₂ já seria um forte candidato para futuras instalações de refrigeração. Este, por ser um refrigerante natural, está isento da obrigação de aplicação de medidas para sua recuperação, tratamento e reciclagem, o que não é o caso dos fluidos sintéticos. Isto o torna muito atrativo para determinadas aplicações em que a infraestrutura é deficiente, como é o caso de muitos supermercados.

Mas além das vantagens para o meio ambiente, o R744 apresenta também várias outras. Uma delas é a eficiência energética, segundo o estudo realizado por Silva e Euzebio (2013) o consumo de energia elétrica em sistemas de CO₂ subcrítico pode ser 22,3% menor que em um sistema com R404A e 13,75% menor que em um sistema com R22.

O R744 tem alta capacidade volumétrica de refrigeração, comparada aos refrigerantes sintéticos. Isso significa trabalhar com compressores, componentes e tubulações de tamanhos reduzidos. Possui também ótimas características para transferência de calor, além de ser estável química e termodinamicamente. Possui uma excelente miscibilidade com os óleos lubrificantes, o que facilita sua separação e diminui o arraste para o sistema, aumentando consequentemente a transferência de calor nos evaporadores e condensadores. Ele tem classificação de segurança ASHRAE A1 (como visto na Tabela 2), o que indica que ele não é inflamável e não é tóxico.

Outra característica do CO₂, segundo Ladeira e Filho (2005), que o torna uma boa opção para ser usado como refrigerante é a sua baixa tensão superficial. Esta propriedade que exerce influência na formação de bolhas. Uma tensão superficial pequena reduz a nucleação e, consequentemente, o crescimento de bolhas. Isso se caracteriza como uma vantagem porque bolhas no refrigerante reduzem a capacidade da válvula de expansão, causando uma diminuição na quantidade de refrigerante que chega ao evaporador.

2.4.3. CARACTERÍSTICAS NEGATIVAS DO CO₂

A principal desvantagem do CO₂ é a sua intrínseca alta pressão de trabalho, que é muito mais elevada que a dos demais refrigerantes naturais ou sintéticos, impondo maiores exigências para a segurança do sistema e dos componentes.

É importante saber que nunca se deve isolar nenhuma parte do sistema sem o devido alívio de pressão. Sendo assim, deve-se instalar válvulas de alívio no sistema em cada parte que

possa ser isolada. Em caso de vazamento o CO₂ pode se tornar perigoso em ambientes com pouca circulação de ar. Por ser inodoro e possuir maior densidade que o ar, ocupará o seu espaço de maneira imperceptível, podendo gerar asfixia. Devido a esse fato, as válvulas de segurança deverão sempre ser direcionadas para longe das áreas ocupadas, preferencialmente para o lado de fora da sala de máquinas e também para longe dos dutos de entrada do ar condicionado. A sala de máquinas e os demais ambientes precisam ser bem ventiladas e o ar precisa ser renovado regularmente.

Para o controle e monitoramento de vazamentos recomenda-se a instalação de sensores. Estes têm a função de acionar o sistema de exaustão de ar ou alertar os funcionários, a equipe de manutenção e a gerência do estabelecimento. Os mesmos devem ser instalados em todas as áreas onde o gás poderá se acumular, como: sala de máquinas, câmaras frigoríficas, ilhas de congelados, expositores ou qualquer gabinete ou balcão refrigerado que utilize o CO₂ como refrigerante. Devem também ser posicionados o mais próximo possível do piso, pois, devido sua densidade, a tendência é que em caso de vazamento o CO₂ se acumule no ponto mais baixo do ambiente.

Outro aspecto que exige cuidados é o fato de que ao trabalhar com o refrigerante em forma líquida ele estará em uma temperatura muito baixa, baixa o suficiente para causar graves queimaduras se entrar em contato com a pele (enregelamento). Também não se deve tocar em algumas válvulas e tubulações dos sistemas sem os devidos EPIs, pois tais partes do sistema podem estar extremamente frias. Silva (2011) recomenda o uso dos seguintes equipamentos de proteção individual:

- Óculos de segurança;
- Calçados de segurança;
 - Botas de segurança de proteção ocupacional (à prova de água);
 - Sapatos de segurança de biqueira de aço para manuseio de cilindros de CO₂;
- Roupas de segurança;
 - Calça comprida de algodão;
 - Camisa de manga longa de algodão;
 - Jaqueta de manga longa para proteção contra o frio em caso de vazamento;
- Luvas de segurança;
 - Luvas de raspa de couro com palmas reforçadas.

2.5. O NH₃ COMO FLUIDO REFRIGERANTE

Substância muito utilizada no passado, a amônia nunca esteve totalmente fora de uso no meio industrial, apesar de ter perdido espaço com a introdução dos CFCs no início dos anos 30. Com a descoberta dos riscos ambientais que surgem da utilização dos fluidos sintéticos, a amônia vem aumentando novamente sua visibilidade. Ela possui excelentes propriedades termodinâmicas, custo e eficiência, o que fazem dela uma boa opção como agente refrigerante.

2.5.1. CARACTERÍSTICAS POSITIVAS DO NH₃

A amônia é uma substância natural. Ela não interage com a Camada de Ozônio (ODP=0), muito menos contribui com o efeito estufa (GWP=0). Além disso, possui baixo custo de aquisição.

Devido às suas excelentes propriedades termodinâmicas, o R717 apresenta um melhor coeficiente de performance (COP) comparado aos refrigerantes sintéticos, entre eles o R22. Ela possui uma ótima capacidade de transferência de calor, o que possibilita operar com maiores temperaturas de evaporação ou menores temperaturas de condensação. Suas pressões de operação são comparáveis às de outros refrigerantes comuns. E, graças ao seu odor característico, é fácil notar o surgimento de vazamentos.

2.5.2. CARACTERÍSTICAS NEGATIVAS DO NH₃

O R717 tem classificação de segurança ASHRAE B2L (como visto na Tabela 2), o que indica que ela é tóxica e inflamável (em determinadas concentrações, 15 a 30% em volume). Por isso, as maiores preocupações são a ocorrência de vazamentos com formação de nuvem tóxica e explosões.

Cuidados especiais devem ser tomados quanto à instalação da casa de máquinas, que deve ser localizada no térreo, no nível do solo, de preferência em edificação separada. Inexistindo essa possibilidade e havendo necessidade de se mantê-la na mesma edificação onde se realizem outras atividades administrativas ou de produção, a casa de máquinas deverá ser instalada fora do prédio, com o máximo de paredes exteriores possível. Os escapamentos dos dispositivos de alívio de pressão devem se localizar em altura e distante de portas, janelas e entradas de ar – o ideal é mantê-los acima do telhado e pelo menos a 5 metros acima do nível do solo e a mais de 6 metros de distância de janelas, entradas de ar ou portas. (MTE, 2004, p. 7).

Para os trabalhadores diretamente envolvidos, são recomendados os seguintes equipamentos de proteção individual:

- Máscara panorâmica com filtro de amônia;

- Equipamento de respiração autônomo;
- Óculos de proteção ou protetor facial;
- Luvas protetoras de borracha (PVC);
- Botas protetoras de borracha (PVC);
- Capa impermeável de borracha e/ou calças e jaqueta de borracha;

Os sistemas de refrigeração por amônia devem ser operados por profissionais qualificados, com certificado de treinamento, conforme o disposto na NR 13 (MTE, 2018).

2.6. CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR EM CASCATA COM CO₂ E NH₃

Existem diversas formas de se implementar um sistema de refrigeração por compressão de vapor, entre elas, a do ciclo de refrigeração em cascata, onde dois ou mais fluidos são utilizados em circuitos de refrigeração quase independentes. A interação entre os circuitos se dá aos pares. E esta, ocorre apenas em um trocador de calor, o qual funciona como um evaporador para um fluido e como um condensador para o outro. Para Ramos (2014), o ciclo de refrigeração em cascata é basicamente um método criado para possibilitar que cada refrigerante opere em uma faixa de temperatura e pressão para a qual é mais adequado. E um fluido operando dentro de sua faixa ideal aumentará a eficiência do sistema.

Ainda segundo Ramos (2014), pode-se dividir o sistema completo em circuitos de baixa e alta temperatura. No circuito de baixa temperatura recomenda-se o uso de um refrigerante que tenha uma densidade elevada, uma pressão de sucção elevada e um fluxo de massa elevado, o que é o caso do CO₂. Porém este não será apropriado para ser utilizado no circuito de alta temperatura, porque a pressão será extremamente alta e o calor gerado no processo da compressão também será muito elevado. Um fluido que é bastante utilizado em sistemas cascata para compor o circuito de alta temperatura é o R717, devido às suas ótimas propriedades termodinâmicas e, além disso, devido a nesse tipo de disposição ele poder estar em local mais afastado das pessoas, diminuindo os riscos atrelados ao seu uso. Inclusive, uma das maiores vantagens da utilização de CO₂ em aplicações de refrigeração se deve a redução da carga de um fluido que apresenta maiores restrições de uso como a amônia ou hidrocarbonetos. Um sistema cascata simples com CO₂ e NH₃ pode ser visto na Figura 7.

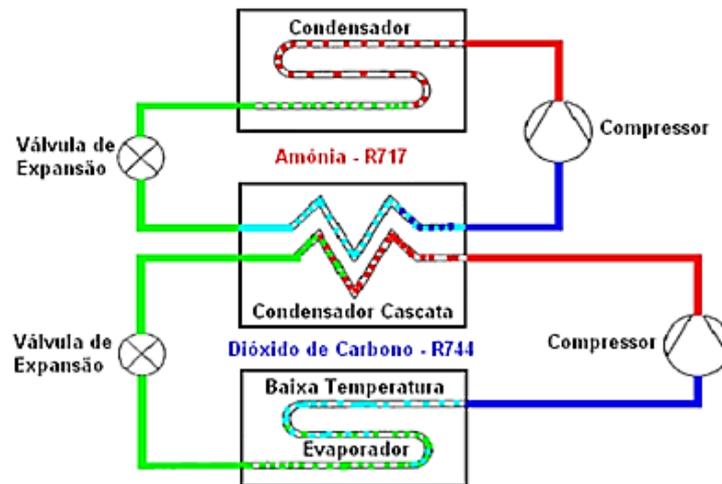


Figura 7 – Exemplo simplificado de sistema cascata CO₂/NH₃.

Fonte: Silva (2011).

Nas aplicações comerciais para supermercados, o CO₂ normalmente trabalha com temperatura de evaporação entre -40 a -25 ° C (o que atende a maioria dos sistemas de congelados) e com temperatura de condensação entre -15 a -5 ° C. Já a amônia, geralmente evapora no trocador cascata numa faixa que varia de -20 a -10 ° C, e sua condensação ocorre entre 30 a 40 ° C.

O uso do trocador de calor em um sistema cascata é algo que contribui negativamente para a sua eficiência, devido à necessidade de se ter uma diferença de temperatura entre os fluidos que compõem o ciclo. No entanto, os compressores que funcionam com CO₂ apresentam um melhor rendimento. Sendo assim, a eficiência geral de um sistema em cascata CO₂/NH₃ não é reduzida quando comparada com um sistema tradicional de NH₃, como também de outros fluidos como o R22. Esse fato pode ser constatado na Figura 8, que exibe os Coeficientes de Desempenho de alguns sistemas de refrigeração avaliados em duas faixas de temperatura.

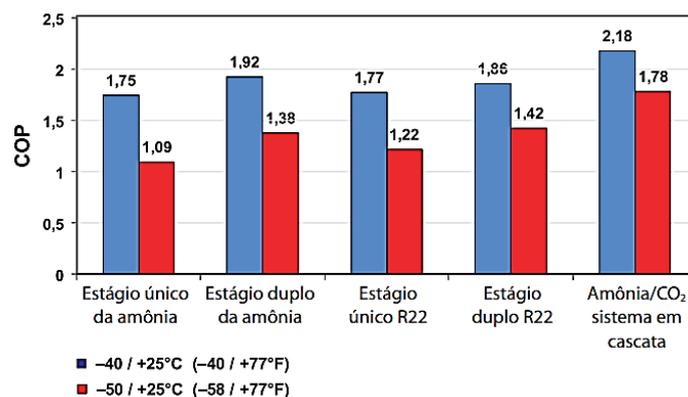


Figura 8 – Coeficiente de Desempenho dos sistemas de refrigeração.

Fonte: Manual de Aplicação Danfoss (2014).

2.7. AS LEIS DA TERMODINÂMICA

A medida do desempenho de um ciclo de refrigeração é dada em função do seu coeficiente de performance (COP), também conhecido como coeficiente de eficácia. O mesmo relaciona o efeito desejado (refrigeração), com o que se gasta para atingi-lo (consumo de energia). E a avaliação desse coeficiente é realizada utilizando-se as leis da termodinâmica aplicadas ao ciclo de refrigeração. Essas leis, que serão utilizadas como modelo, são apresentadas abaixo.

2.7.1. LEI DA CONSERVAÇÃO DA MASSA

Segundo Sonntag, Borgnakke e Van Wylen (2003), um volume de controle é uma região do espaço tomada para estudo. E a superfície que envolve esse volume é chamada de superfície de controle. A lei da conservação da massa para um volume de controle afirma que o fluxo líquido de massa através da superfície de controle é igual à taxa de variação da massa em seu interior. Matematicamente, esta lei é escrita como:

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = \frac{dm_{vc}}{dt}$$

Onde:

$\sum \dot{m}_e$ – fluxo de massa que entra no volume de controle;

$\sum \dot{m}_s$ – fluxo de massa que sai do volume de controle;

$\frac{dm_{vc}}{dt}$ – taxa de variação de massa no volume de controle.

2.7.2. PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A primeira lei da termodinâmica é conhecida como a lei da conservação da energia. Para um volume de controle, ela estabelece que:

a taxa de variação de energia no volume de controle é devida a taxa líquida de transferência de calor, a taxa líquida de realização de trabalho e aos fluxos de energia total na fronteira do volume de controle (SONNTAG; BORGNAKKE; VAN WYLEN, 2003, p. 140).

Matematicamente, essa lei é escrita da seguinte forma:

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

Onde:

\dot{Q}_{vc} → taxa de transferência de calor para o volume de controle;

$\sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right)$ → somatório das energias que entram no volume de controle devido aos fluxos de massa que atravessam a superfície de controle (h_e → entalpia específica na entrada, $\frac{V_e^2}{2}$ → energia cinética específica na entrada e gz_e → energia potencial específica na entrada);

$\frac{dE_{vc}}{dt}$ → taxa de variação da energia no interior do volume de controle;

$\sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right)$ → somatório das energias que saem do volume de controle devido aos fluxos de massa que atravessam a superfície de controle (h_s → entalpia específica na saída, $\frac{V_s^2}{2}$ → energia cinética específica na saída e gz_s → energia potencial específica na saída);

\dot{W}_{vc} → trabalho por unidade de tempo realizado pelo volume de controle.

2.7.3. SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

A segunda lei, aplicada a um volume de controle, estabelece que:

a taxa de variação total de entropia no volume de controle é igual a soma da taxa líquida de transporte de entropia para o volume de controle, que ocorre através da superfície de controle, com a taxa de criação de entropia devida a transferência de calor ao volume de controle e com a taxa de geração de entropia no volume de controle (SONNTAG; BORGNAKKE; VAN WYLEN, 2003, p. 246).

Essa lei pode ser expressa matematicamente como:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e = \sum \left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{T} \right) + \dot{S}_{ger}$$

Onde:

$\frac{dS_{vc}}{dt}$ → taxa de variação da entropia no interior do volume de controle;

$\sum \dot{m}_s s_s$ e $\sum \dot{m}_e s_e$ → respectivamente, somatório dos fluxos de entropia que entram e somatório dos fluxos de entropia que saem do volume de controle, devido aos fluxos de massa que atravessam a superfície de controle;

$\sum \left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{T} \right)$ → fluxo de entropia devido a transferência de calor através da superfície de controle;

\dot{S}_{ger} → geração de entropia.

3. ESTUDO DE CASO

Este estudo de caso tem o intuito de exemplificar o emprego de fluidos refrigerantes naturais em sistemas de refrigeração de supermercados. Para que o estudo esteja o mais próximo das condições reais, serão definidos uma série de parâmetros que servirão de base para o projeto do sistema.

3.1. MODELO PARA ESTUDO DE CASO

Será suposto que o supermercado em questão se situa na cidade de João Pessoa – PB. O mesmo possui uma área total de 1350 m², na Figura 9 pode ser visto um esboço de sua planta, elaborado para uma melhor compreensão do layout. O estabelecimento possui três câmaras e duas ilhas de congelados, assim como duas câmaras e seis expositores de resfriados.

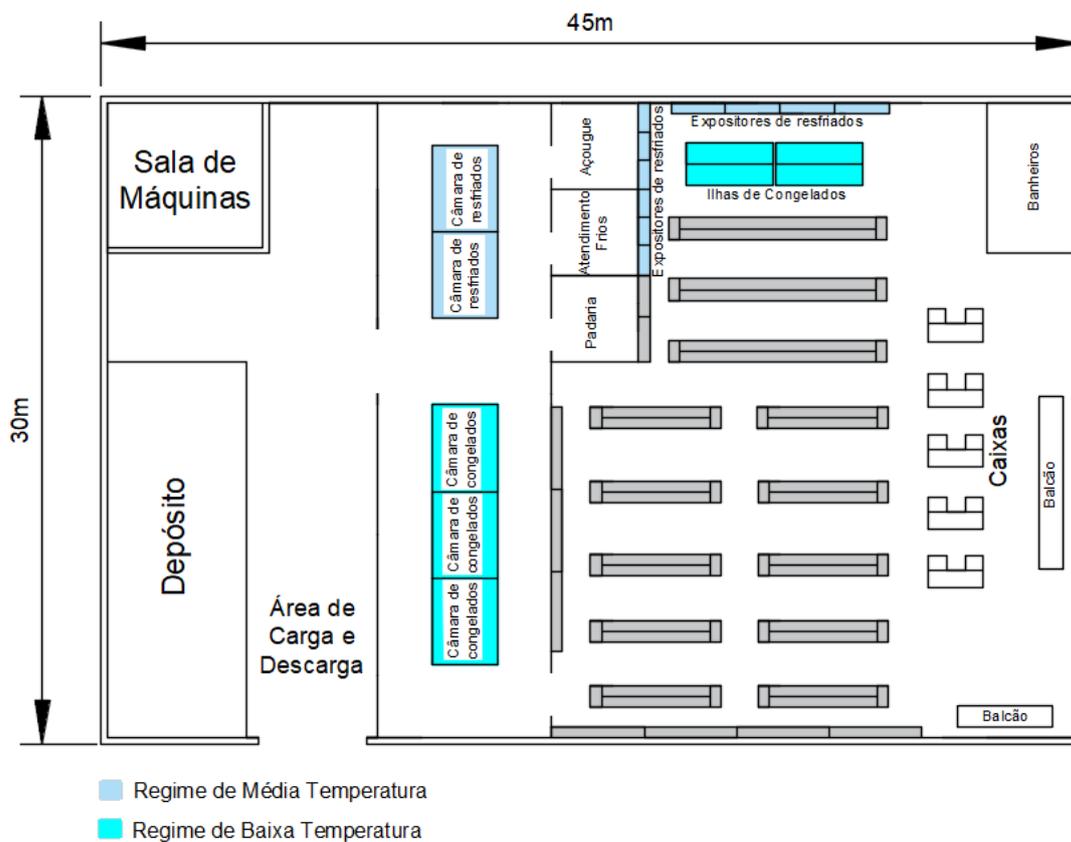


Figura 9 – Layout disposto todos os equipamentos frigoríficos a serem utilizados no supermercado.

Fonte: Produzida pelo autor (2019).

As cinco câmaras frigoríficas são idênticas, com 3 metros de largura, 4 metros de comprimento e 2,5 metros de altura. Possuem isolamento de 100 mm de painel de poliuretano. A capacidade total de cada câmara é de 5000 kg e a movimentação diária é de 2500 kg de produtos. O tempo de processamento dos produtos é de 20 horas. Durante 3 horas do dia 2 pessoas estão trabalhando dentro das câmaras, fazendo uso de um sistema de iluminação de 120 W de potência.

As câmaras e ilhas de congelados servem para estocar produtos que se conservam a temperaturas abaixo de 0 °C. Elas terão uma temperatura interna de -20 °C, pois serão utilizadas prioritariamente para conservação de carnes. Será considerado que a temperatura de entrada dos produtos (temperatura na qual os produtos chegam a estas câmaras) é de -10 °C.

As câmaras e ilhas de resfriados servem para estocar produtos que se conservam a temperaturas entre 0 e 10 °C. A temperatura interna será de 0 °C. Será considerado que a temperatura de entrada dos produtos é de 10 °C.

Assim sendo, o sistema de refrigeração divide-se em dois regimes, um de baixa e um de média temperatura. O sistema de baixa é constituído das câmaras e ilhas de congelados, e o de média das câmaras e expositores de resfriados. Os fluidos refrigerantes que irão compor o sistema serão o CO₂ e o NH₃, cujo ciclo de refrigeração será detalhado mais adiante.

Considera-se que o supermercado possui um sistema de climatização independente (que não será tratado neste estudo), o qual mantém uma temperatura de bulbo seco no ambiente interno de 24° C e 65% de umidade relativa (segundo o que recomenda a NBR 16401 em relação aos parâmetros de conforto térmico para o verão). Um resumo de todos os parâmetros definidos neste tópico para as câmaras frigoríficas pode ser visto nas Tabelas 3 e 4, a seguir.

Tabela 3 – Parâmetros definidos para as câmaras de congelados (dados de entrada para o cálculo da carga térmica).

| Câmara de Congelados | | |
|-----------------------------------|-------------------------|--------------------|
| Temperatura interna | -20 °C | |
| Temperatura externa | 24 °C | |
| Temperatura de entrada do produto | -10 °C | |
| Umidade relativa | 0,8 | |
| Dimensões da câmara | Comprimento | 3 m |
| | Largura | 4 m |
| | Altura | 2,5 m |
| Isolamento | Tipo de isolamento | poliuretano painel |
| | Espessura do isolamento | 0,1 m |

| | | |
|---|----------------------|---------|
| Produto | Carnes | |
| Movimentação diária | 2500 kg | |
| Capacidade total | 5000 kg | |
| Presença de motor ou fonte de calor (motor do evaporador) | Potência | |
| | Tempo de utilização | |
| Pessoas | Número de pessoas | 2 |
| | Tempo de permanência | 3 h |
| Iluminação | Potência | 0,12 kW |
| | Tempo de utilização | 3 h |
| Quantidade | 3 câmaras | |

Fonte: Produzida pelo autor (2019).

Tabela 4 – Parâmetros definidos para as câmaras de resfriados (dados de entrada para o cálculo da carga térmica).

| Câmara de Resfriados | | |
|---|---|--------------------|
| Temperatura interna | 0 ° C | |
| Temperatura externa | 24 ° C | |
| Temperatura de entrada do produto | 10 ° C | |
| Umidade relativa | 0,8 | |
| Dimensões da câmara | Comprimento | 3 m |
| | Largura | 4 m |
| | Altura | 2,5 m |
| Isolamento | Tipo de isolamento | poliuretano painel |
| | Espessura do isolamento | 0,1 m |
| Produto | Alimentos vegetais embalados, frutas e produtos similares | |
| Movimentação diária | 2500 kg | |
| Capacidade total | 5000 kg | |
| Presença de motor ou fonte de calor (motor do evaporador) | Potência | |
| | Tempo de utilização | |
| Pessoas | Número de pessoas | 2 |
| | Tempo de permanência | 3 h |
| Iluminação | Potência | 0,12 kW |
| | Tempo de utilização | 3 h |
| Quantidade | 2 câmaras | |

Fonte: Produzida pelo autor (2019).

Tendo sido realizadas todas essas definições, será agora possível proceder com o projeto do sistema de refrigeração. Mais adiante serão apresentados os resultados para o cálculo da carga térmica, o ciclo de refrigeração e os equipamentos selecionados para compor o sistema.

3.2. CARGA TÉRMICA

A Carga térmica é a quantidade de calor que deve ser retirada ou fornecida a um local ou sistema, por unidade de tempo, para a manutenção de determinadas condições térmicas (MENEZES apud FERREIRA; MARQUES, 2018). Para o nosso sistema, a carga térmica total pode ser dividida em dois grupos, o do regime de baixa temperatura e o do regime de média temperatura. Como está ilustrado no diagrama da Figura 10. Nos dois regimes o fluido refrigerante será o CO₂.

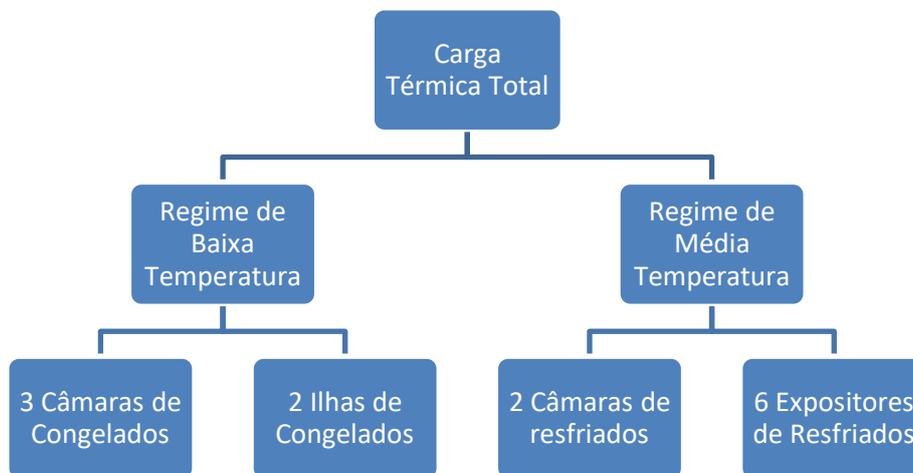


Figura 10 – Diagrama esquemático das cargas térmicas do sistema.

Fonte: Produzida pelo autor (2019).

3.2.1. REGIME DE BAIXA TEMPERATURA

No regime de baixa temperatura será preciso achar a carga térmica das câmaras de congelados e contabilizar a carga correspondente das ilhas de congelados que serão utilizadas.

3.2.1.1. CARGA TÉRMICA DAS CÂMARAS DE CONGELADOS

O cálculo da carga térmica de câmaras frigoríficas envolve basicamente quatro fontes de calor:

- carga térmica decorrente da transmissão de calor pelas paredes, teto e piso;
- carga térmica decorrente da infiltração de ar externo quando da abertura e fechamento das portas de acesso das câmaras;
- carga térmica decorrente dos produtos contidos na câmara;
- carga térmica decorrente das luzes, pessoas e de outras fontes de calor no interior da câmara.

Para o cálculo da carga térmica foi tomado como referência o método de cálculo apresentado por Silva (2014). Os valores obtidos para cada carga, com base nos dados fornecidos no tópico 3.1, podem ser observados na Tabela 5.

Tabela 5 – Valores de carga térmica para a câmara de congelados.

| Carga Térmica - Câmara de Congelados | | |
|---|--|-----------------|
| Transmissão de Calor (Q ₁) | 10561 kcal/24h | |
| Infiltração de Calor (Q ₂) | 8362 kcal/24h | |
| Calor dos Produtos (Q ₃) | Calor Sensível (Q _{3s}) | 8750 kcal/24h |
| | Calor Latente (Q _{3l}) | 110000 kcal/24h |
| | Calor de Respiração (Q _{3r}) | |
| Outras Fontes | Carga de Ocupação (Q ₄) | 2028 kcal/24h |
| | Carga de Iluminação (Q ₅) | 310 kcal/24h |
| | Carga Devido aos Motores (Q ₆) | |
| | Carga de Embalagem (Q ₇) | |
| Carga Térmica Total | 140010 kcal/24h | |
| Fator de segurança | 0,1 | |
| Carga Térmica Total (com fator de segurança) | 154011 kcal/24h | |
| Carga Térmica Horária (para 20 horas de funcionamento do sistema) | 7701 kcal/h | |
| | 8956 W | |

Fonte: Produzida pelo autor (2019).

Esses valores são correspondentes a uma única câmara, como existem três câmaras de congelados, a carga térmica total associada a elas é de:

$$Q_{Total_{cc}} = 3 \times 8956 = 26868 \text{ W}$$

3.2.1.2. CARGA TÉRMICA DAS ILHAS DE CONGELADOS

O modelo de ilha que será usado como referência é o Irios SG4 – GS C8 E*cub da Carrier. O modelo pode ser visto na Figura 11, bem como suas características dimensionais podem ser vistas na Figura 12 e na Tabela 6.



Figura 11 – Modelo de ilha de congelados selecionado.

Fonte: Catálogo Carrier (2018).

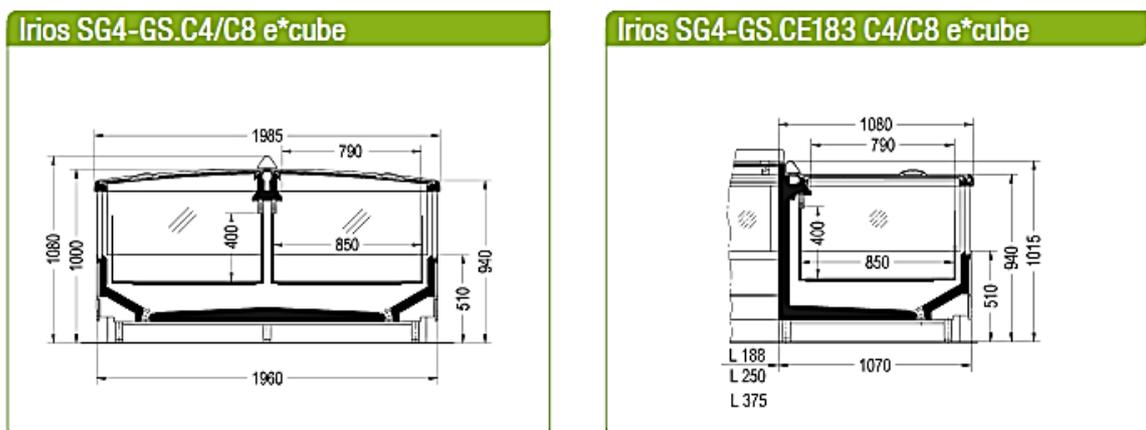


Figura 12 – Características dimensionais do modelo de ilha de congelados selecionado.

Fonte: Catálogo Carrier (2018).

Tabela 6 – Características dimensionais do modelo de ilha de congelados selecionado.

| Irios / Irios-GS.e*cube | Modules* [mm] | | | |
|-------------------------|---|-------|-------|-------|
| | 188 | 250 | 375 | CE183 |
| Length | 2,005 | 2,630 | 3,880 | 1,960 |
| Temperature range | 4 [0/2°C] or 8 [-18/-20°C to -22/-24°C] | | | |
| Display area | [m ²] | | | |
| Irios / Irios-GS.e*cube | 3.20 | 4.25 | 6.40 | 1.55 |
| Useful capacity | [l] | | | |
| Irios / Irios.e*cube | 1,280 | 1,700 | 2,550 | 620 |

* Length incl. end walls (65 mm each)

Fonte: Catálogo Carrier (2018).

Este modelo possui uma capacidade frigorífica de 1660 W. Como o supermercado possui 2 ilhas de congelados, a carga térmica total associada a elas será de:

$$Q_{Totalic} = 2 \times 1660 = 3320 \text{ W}$$

3.2.2. REGIME DE MÉDIA TEMPERATURA

Da mesma forma que no regime de baixa temperatura, no regime de média temperatura será preciso achar a carga térmica das câmaras de resfriados e contabilizar a carga correspondente dos expositores de resfriados que serão utilizadas.

3.2.2.1. CARGA TÉRMICA DAS CÂMARAS DE RESFRIADOS

Seguindo o mesmo método de cálculo utilizado para as câmaras de congelados, foram obtidos os valores para cada carga térmica das câmaras de resfriados, com base nos dados fornecidos no tópico 3.1. Estes valores podem ser observados na Tabela 7.

Tabela 7 – Valores de carga térmica para a câmara de resfriados.

| Carga Térmica - Câmara de Resfriados | | |
|---|-------------------------------|----------------|
| Transmissão de Calor (Q1) | 5664 kcal/24h | |
| Infiltração de Calor (Q2) | 5875 kcal/24h | |
| Calor dos Produtos (Q3) | Calor Sensível (Q3s) | 22500 kcal/24h |
| | Calor Latente (Q3l) | |
| | Calor de Respiração (Q3r) | 7500 kcal/24h |
| Outras Fontes | Carga de Ocupação (Q4) | 1398 kcal/24h |
| | Carga de Iluminação (Q5) | 310 kcal/24h |
| | Carga Devido aos Motores (Q6) | |
| | Carga de Embalagem (Q7) | |
| Carga Térmica Total | 43247 kcal/24h | |
| Fator de segurança | 0,1 | |
| Carga Térmica Total (com fator de segurança) | 47571 kcal/24h | |
| Carga Térmica Horária (para 20 horas de funcionamento do sistema) | 2379 kcal/h | |
| | 2766 W | |

Fonte: Produzida pelo autor (2019).

Os valores da tabela são correspondentes a uma única câmara, como existem duas câmaras de resfriados, a carga térmica total associada às câmaras de resfriados é de:

$$Q_{Total_{cr}} = 2 \times 2766 = 5532 \text{ W}$$

3.2.2.2. CARGA TÉRMICA DOS EXPOSITORES DE RESFRIADOS

Os modelos de expositores que serão usados como referência são o Monaxis 63-GD C6 *E*cube* e o Thetis 90H A, ambos da Carrier. O modelo Monaxis pode ser visto na Figura 13, bem como suas características dimensionais podem ser vistas na Figura 14 e Tabela 8. Este modelo possui uma capacidade frigorífica de 2760 W. O supermercado possui seis expositores de resfriados e quatro serão deste modelo.



Figura 13 – Modelo de expositor de resfriados selecionado (Monaxis).

Fonte: Carrier (2018).

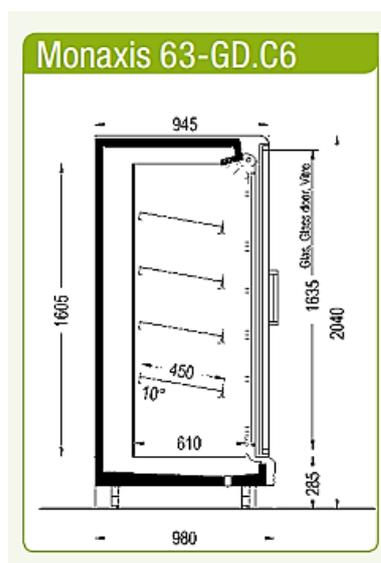


Figura 14 – Características dimensionais do modelo de expositor de resfriados selecionado (Monaxis).

Fonte: Carrier (2018).

Tabela 8 – Características dimensionais do modelo de expositor de resfriados selecionado (Monaxis).

| Monaxis GD.e*cube | Modules* [mm] | | | | Crown ends** [mm] | | |
|---------------------------|----------------------------------|-------|-------|-------|-------------------|-------|-------|
| | 125 | 188 | 255 | 375 | CE188 | CE200 | CE220 |
| Length | 1,330 | 1,960 | 2,580 | 3,830 | 2,130 | 2,255 | 2,455 |
| Temperature range | 6 (-2/0°C, -1/1°C, 0/2°C, 2/4°C) | | | | | | |
| Display area | [m ²] | | | | | | |
| Monaxis 63-GD.C6 e*cube | 3.00 | 4.55 | 6.00 | 9.05 | 5.10 | - | - |
| Monaxis 63-GD.C6 L e*cube | 3.60 | 5.40 | 7.15 | 10.70 | 6.00 | - | - |
| Monaxis 73-GD.C6 e*cube | 3.40 | 5.10 | 6.80 | 10.15 | - | 5.40 | - |
| Monaxis 73-GD.C6 L e*cube | 4.00 | 6.00 | 8.00 | 12.05 | - | 6.40 | - |
| Monaxis 83-GD.C6 e*cube | 4.00 | 6.00 | 8.00 | 12.05 | - | - | 5.95 |
| Monaxis 83-GD.C6 L e*cube | 4.75 | 7.15 | 9.50 | 14.30 | - | - | 7.05 |

Fonte: Carrier (2018).

O modelo Thetis pode ser visto na Figura 15, bem como suas características dimensionais podem ser vistas na Figura 16 e Tabela 9. Este modelo possui uma capacidade frigorífica de 1180 W. Os dois dos seis expositores restantes serão deste modelo.



Figura 15 – Modelo de expositor de resfriados selecionado (Thetis).

Fonte: Carrier (2018).

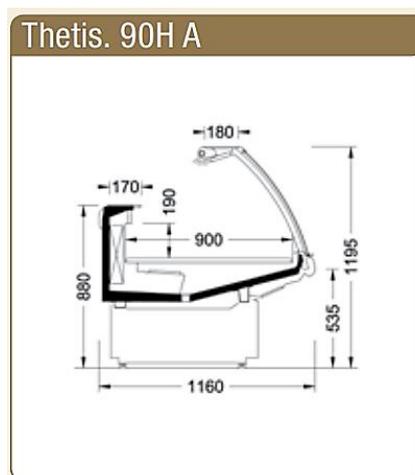


Figura 16 – Modelo de expositor de resfriados selecionado (Thetis).

Fonte: Carrier (2018).

Tabela 9 – Características dimensionais do modelo de expositor de resfriados selecionado (Thetis).

| Thetis | Modules | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|--------------------------------------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|---------|---------|------|------|
| | 63 | 94 | 125 | 156 | 188 | 250 | 312 | 375 | EC45 | EC90 | IC45 | IC90 | CE* |
| | Total display area (m ²) | | | | | | | | | | | | |
| Thetis. 85H A | 0.53 | 0.80 | 1.06 | 1.30 | 1.59 | 2.13 | 2.66 | 3.19 | 0.98 | 1.60 | 1.09 | 2.18 | - |
| Thetis. 90H A | 0.57 | 0.84 | 1.13 | 1.41 | 1.69 | 2.25 | 2.81 | 3.38 | 1.04 | 1.70 | 1.16 | 2.32 | 1.98 |
| Thetis. 00H ZS A | - | - | 1.09 | - | 1.63 | 2.17 | - | 3.26 | 1.01 | 1.64 | 1.14 | 2.28 | - |
| Thetis. 00H GC A | - | - | 1.00 | - | 1.50 | 2.00 | - | 3.00 | - | - | - | - | - |
| Thetis. 00H LT A | - | - | 0.98 | - | 1.46 | 1.95 | - | 2.93 | - | - | - | - | - |
| Thetis. 85H/90H PS A | - | - | 1.16 | - | - | 2.32 | - | 3.48 | - | - | - | - | - |
| Thetis. 85H/90H BW A | - | 0.50 | 0.71 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Thetis. 85H/90H GW A | - | 0.54 | 0.78 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Temperature range** (°C) | | | | | | | 0/+2 | +2/+4 | +4/+6 | -18/-20 | -22/-24 | | |

Fonte: Carrier (2018).

Tendo sido realizadas essas definições, a carga térmica total associada aos expositores de resfriados será então de:

$$Q_{Total_{er}} = 4x2760 + 2x1180 = 13400 W$$

3.2.3. CARGA TÉRMICA TOTAL

A carga térmica total será o resultado da soma das cargas dos regimes de baixa e média temperatura. Desta forma:

$$Q_{Total} = \underbrace{(Q_{Total_{cc}} + Q_{Total_{ic}})}_{\text{Regime de Baixa Temperatura}} + \underbrace{(Q_{Total_{cr}} + Q_{Total_{er}})}_{\text{Regime de Média Temperatura}}$$

$$Q_{Total} = \underbrace{(26968 + 3320)}_{\text{Regime de Baixa Temperatura}} + \underbrace{(5532 + 13400)}_{\text{Regime de Média Temperatura}}$$

$$Q_{Total} = \underbrace{30188}_{\text{Regime de Baixa Temperatura}} + \underbrace{18932}_{\text{Regime de Média Temperatura}} = 49120 \text{ W}$$

Regime de Baixa Temperatura Regime de Média Temperatura

3.3. CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Por todas as questões que já foram discutidas anteriormente, o ciclo escolhido para a refrigeração do supermercado será o de refrigeração por compressão de vapor em cascata, utilizando como fluidos refrigerantes o R744 - CO₂ e o R717 - NH₃.

No ciclo, o CO₂ será o fluido responsável pela retirada do calor nos regimes de baixa e média temperatura, enquanto que o NH₃ será responsável por condensar o CO₂. O diagrama esquemático do ciclo pode ser visto na Figura 17.

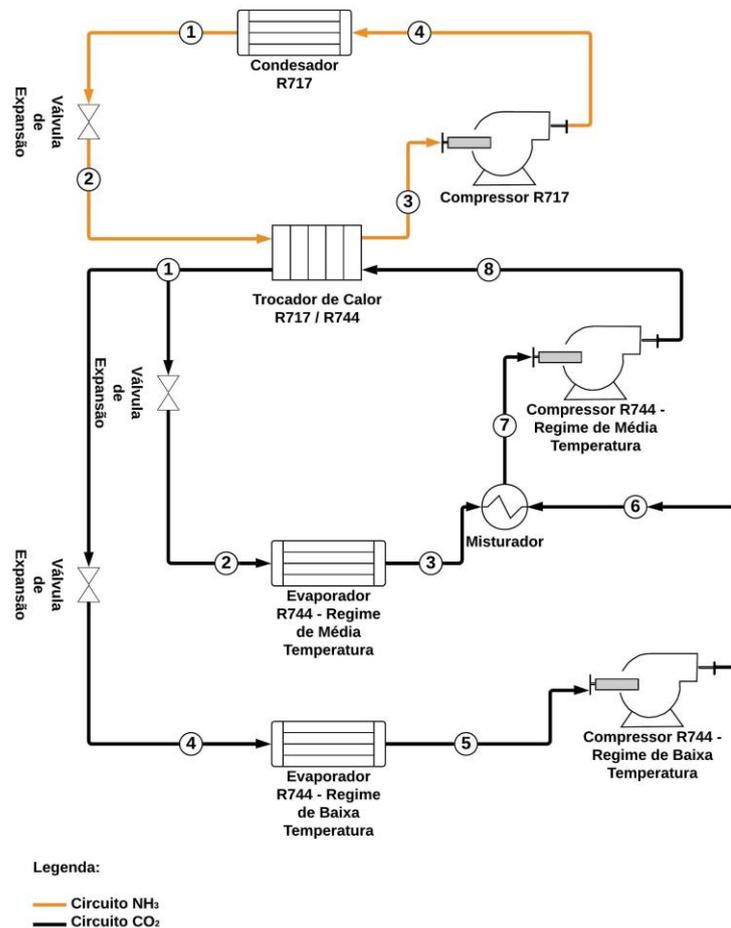


Figura 17 – Diagrama esquemático do ciclo.

Fonte: Produzida pelo autor (2019).

Nos próximos dois tópicos será feita uma análise do ciclo para uma posterior determinação do seu COP. Porém antes é necessário esclarecer as considerações adotadas para essa análise, que foram as seguintes:

- Análise de volume de controle nos processos;
- Todos os componentes operam em regime permanente;
- Variações de energia cinética e potencial desprezíveis;
- Compressão isoentrópica no compressor;
- Expansão isoentálpica na válvula de expansão;
- Transferências de calor à pressão constante;
- Perda de carga e transferência de calor nas linhas desprezíveis;
- Propriedades dos fluidos retiradas do banco de dados do software CoolPack.

3.3.1. ANÁLISE DO R744 NO CICLO

A Figura 18 mostra o diagrama $p \times h$, construído utilizando o software CoolPack, através do qual é possível visualizar os estados percorridos pelo CO_2 no ciclo. A Tabela 10 mostra os valores que determinam esses estados.

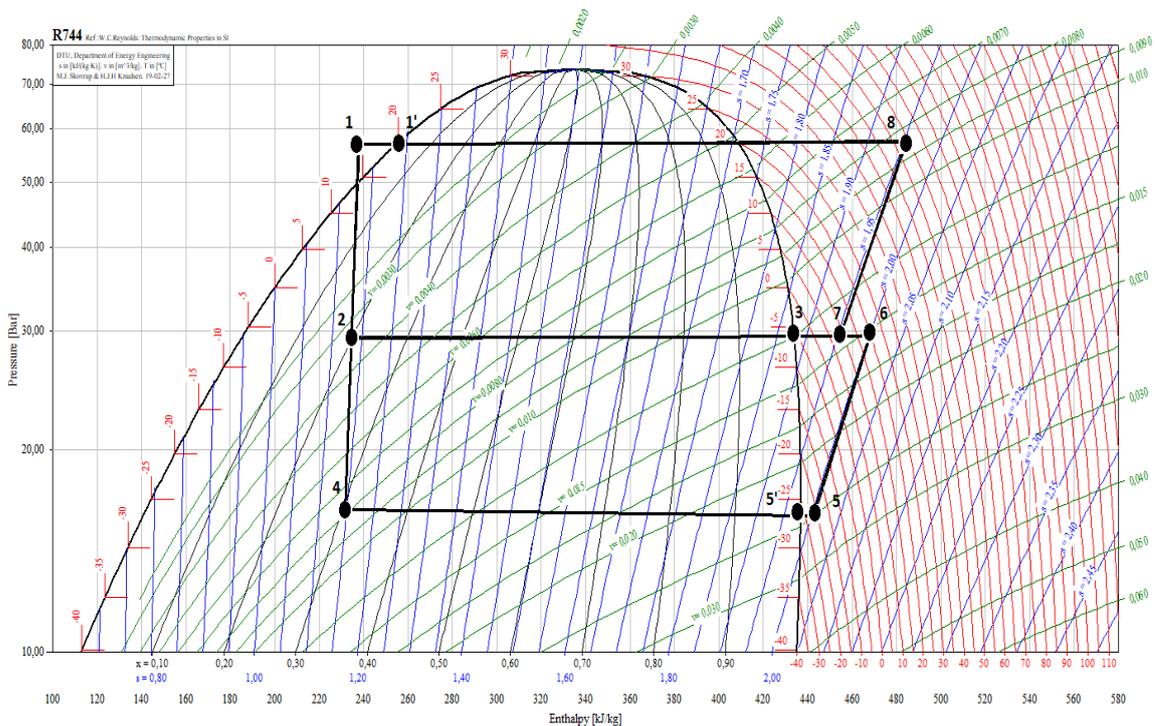


Figura 18 – Diagrama $p \times h$ do ciclo do CO_2 .

Fonte: CoolPack [Software], adaptada pelo autor.

Tabela 10 – Estados termodinâmicos do CO₂ no ciclo.

| Ponto | T (° C) | p (Bar) | h (KJ/Kg) |
|-------|---------|---------|-----------|
| 1' | 20 | 57,24 | ---- |
| 1 | 15 | 57,24 | 237,59 |
| 2 | -6 | 29,64 | 237,59 |
| 3 | -6 | 29,64 | 433,86 |
| 4 | -26 | 16,32 | 237,59 |
| 5' | -26 | 16,32 | ---- |
| 5 | -21 | 16,32 | 442,64 |
| 6 | 19,7 | 29,64 | 468,04 |
| 7 | 8,8 | 29,64 | 454,54 |
| 8 | 58,4 | 57,24 | 484,25 |

Fonte: Produzida pelo autor (2019).

No ponto 1, o R744 foi sub-resfriado de 5 K no trocador de calor (pelo R717), neste mesmo ponto ele se dividirá em duas vazões, \dot{m}_2 e \dot{m}_4 . A primeira irá compor os evaporadores do regime de média temperatura, enquanto que a segunda irá compor os evaporadores do regime de baixa temperatura.

A vazão \dot{m}_2 passará por uma válvula de expansão que deixará o refrigerante em uma pressão e temperatura intermediárias, no ponto 2. Em seguida, passará pelos evaporadores do regime de média temperatura, onde absorverá calor, até atingir o estado de vapor saturado, ponto 3. Neste ponto será misturado à vazão \dot{m}_4 , a troca de calor fará com que a vazão total ($\dot{m}_T = \dot{m}_2 + \dot{m}_4$) atinja o estado representado pelo ponto 7 ($p_7 = p_3 = p_6$; $h_7 = \frac{\dot{m}_2 h_3 + \dot{m}_4 h_6}{\dot{m}_T}$).

A vazão \dot{m}_4 passará por uma válvula de expansão que deixará o refrigerante em uma pressão e temperatura baixas, no ponto 4. Em seguida, passará pelos evaporadores do regime de baixa temperatura, onde absorverá calor e será superaquecida de 5k, atingindo o ponto 5. Após isso sofrerá uma compressão, atingindo o ponto 6. Neste ponto será misturado à vazão \dot{m}_2 , e como dito anteriormente, a troca de calor fará com que a vazão total atinja o estado representado pelo ponto 7.

Do ponto 7, a vazão total de CO₂ sofrerá uma compressão, atingindo o ponto 8. Em seguida entrará no trocador de calor, onde será resfriada pelo NH₃ até atingir o ponto 1, reiniciando o ciclo.

As temperaturas de evaporação do CO₂ no regime de baixa (T₄) e no regime de alta (T₂) foram definidas com base nas temperaturas internas estabelecidas no tópico 3.1. e no diferencial de temperatura (DT). O DT, neste caso, é a diferença entre a temperatura do ambiente interno e a temperatura de evaporação do fluido refrigerante, essa diferença deve existir para a manutenção de uma dada umidade relativa no ambiente interno. Na Tabela 11 estão as recomendações para o DT de acordo com as classes de produtos que serão conservados. Foi adotado um DT de 6 °C para os dois regimes de temperatura.

Tabela 11 – Recomendações para o DT.

| Classe | Dt | U.R. Aproximada | Classe dos produtos |
|--------|-----------|-----------------|--|
| 1 | 4 a 5 °C | 90% a 95% | Armazenamento de vegetais, produtos agrícolas, flores sem embalagem, peixe fresco. |
| 2 | 6 a 7 °C | 80% a 85% | Armazenamento frigorífico em geral e refrigeração, alimentos e vegetais embalados, frutas de casca dura e produtos similares e produtos que requerem menores níveis de umidade relativa que os produtos da classe 1. |
| 3 | 7 a 9 °C | 65% a 80% | Cerveja, vinho, produtos farmacêuticos, batatas, frutas e produtos que requerem U.R. moderada. |
| 4 | 9 a 12 °C | 50% a 65% | Armazém de cerveja, doces e armazenagem de filmes. Aplicações que necessitem de baixa umidade relativa. |

Fonte: Coelho (2014), adaptada pelo autor.

Para achar a potência exigida pelos compressores e a quantidade de calor por unidade de tempo que precisará ser dissipado para condensar o R744 no trocador de calor é preciso saber os valores de vazão mássica do circuito. Para isso usaremos os valores das cargas térmicas dos evaporadores encontrados no “tópico 3.2.3.”. Sabemos que a carga térmica nos evaporadores do regime de média temperatura (\dot{Q}_M) é de 18932 W e a carga nos evaporadores do regime de baixa temperatura (\dot{Q}_B) é de 30188 W. Sabendo que:

$$\dot{Q}_M = \dot{m}_2(h_3 - h_2)$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_4(h_5 - h_4)$$

Pode-se encontrar que $\dot{m}_2 = 0,09646 \text{ kg/s}$ e $\dot{m}_4 = 0,1472 \text{ kg/s}$. E que a vazão mássica total (\dot{m}_T) de refrigerante é de $0,2437 \text{ kg/s}$. De posse das vazões, pode-se agora calcular as potências nos compressores e a carga que será exigida do R717 no trocador de calor.

$$\dot{W}_{c56} = \dot{m}_4(h_6 - h_5) = 3739 \text{ W}$$

$$\dot{W}_{c78} = \dot{m}_T(h_8 - h_7) = 7240 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{TC} = \dot{m}_T(h_8 - h_1) = 60107 \text{ W}$$

3.3.2. ANÁLISE DO R717 NO CICLO

A Figura 19 mostra o diagrama p x h, construído utilizando o software CoolPack, através do qual é possível visualizar os estados percorridos pelo NH₃ no ciclo. A Tabela 12 mostra os valores que determinam esses estados.

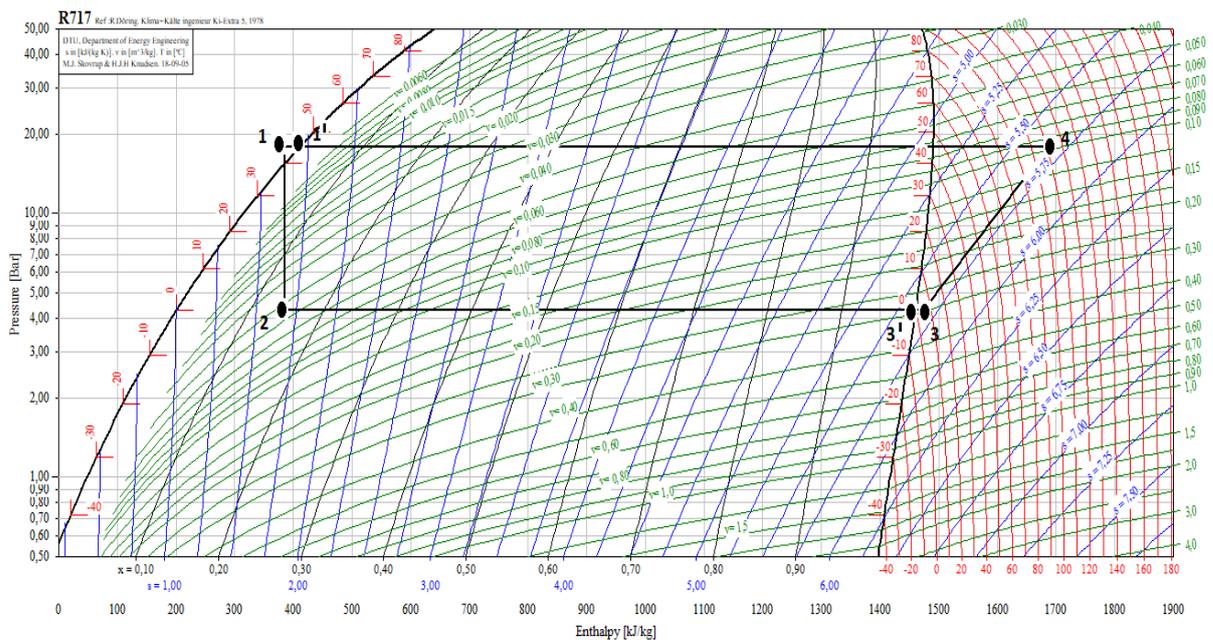


Figura 19 – Diagrama p x h do ciclo do NH₃.

Fonte: CoolPack [Software], adaptada pelo autor.

Tabela 12 – Estados termodinâmicos do NH₃ no ciclo.

| Ponto | T (° C) | p (Bar) | h (KJ/Kg) |
|-------|---------|---------|-----------|
| 1' | 45 | 17,82 | ---- |
| 1 | 40 | 17,82 | 387,21 |
| 2 | 0 | 4,29 | 387,21 |
| 3' | 0 | 4,29 | ---- |
| 3 | 5 | 4,29 | 1473,86 |
| 4 | 110,7 | 17,82 | 1686,72 |

Fonte: Produzida pelo autor (2019).

No ponto 1, o R717 foi sub-resfriado de 5 K no condensador. O fluido passará por uma válvula de expansão que reduzirá sua pressão e temperatura, fazendo com que atinja o estado de mistura, no ponto 2. Em seguida, passará pelo trocador de calor, onde absorverá calor do CO₂, e irá superaquecer de 5 K, atingindo o ponto 3. Neste ponto sofrerá uma compressão que elevará sua pressão e temperatura até atingir o ponto 4. Daí, entrará no condensador, onde será resfriado pelo ar atmosférico até atingir o ponto 1, reiniciando o ciclo.

Segundo a ABNT NBR 16255 (2013, apud Mendes e Sessa, 2016), a diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura de bulbo seco do ar ambiente deve estar entre 10 e 15 ° C, no caso de condensação a ar. A ABNT NBR 16401 (2008) traz consigo algumas tabelas de dados referentes a diversas cidades brasileiras, que devem ser utilizados para projeto. Essa norma foi consultada para determinação da temperatura de bulbo seco do ar ambiente. Como nela não existem dados referentes à cidade de João Pessoa, adotou-se os dados referentes à cidade de Recife (pelas similaridades climáticas). Sendo assim, a temperatura de bulbo seco do ar ambiente considerada foi de 34 ° C, e por consequência a temperatura de condensação escolhida para o R717 foi de 45 ° C.

Para achar a potência exigida pelo compressor e a quantidade de calor por unidade de tempo que precisará ser dissipado para condensar o R717 no condensador é preciso encontrar a vazão mássica do circuito. Esta pode ser obtida a partir do valor da carga exigida da Amônia no trocador de calor, encontrada anteriormente. Sabendo que:

$$\dot{Q}_{TC} = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

Pode-se encontrar que $\dot{m} = 0,05531 \text{ kg/s}$. De posse da vazão, pode-se agora calcular a potência do compressor e a quantidade de calor por unidade de tempo que precisará ser dissipada no condensador.

$$\dot{W}_{c34} = \dot{m}(h_4 - h_3) = 11774 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_4 - h_1) = 71881 \text{ W}$$

3.3.3. COP DO CICLO

O coeficiente de eficácia pode ser avaliado levando-se em conta cada ciclo de maneira individual (ciclo CO_2 e ciclo NH_3), como também o sistema como um todo (ciclo cascata CO_2/NH_3). Sendo assim, temos,

- Para o ciclo com CO_2 :

$$COP_{CO_2} = \frac{\dot{Q}_B + \dot{Q}_M}{\dot{W}_{c(CO_2)}} = \frac{30188 + 18932}{10979} = 4,47$$

- Para o ciclo com NH_3 :

$$COP_{NH_3} = \frac{\dot{Q}_{TC}}{\dot{W}_{c(NH_3)}} = \frac{60107}{11774} = 5,11$$

- Para o sistema completo (ciclo cascata CO_2/NH_3):

$$COP_{CO_2/NH_3} = \frac{\dot{Q}_B + \dot{Q}_M}{\dot{W}_{c(CO_2)} + \dot{W}_{c(NH_3)}} = \frac{30188 + 18932}{10979 + 11774} = 2,16$$

3.4. SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

3.4.1. EVAPORADORES

A seleção dos evaporadores foi feita a partir dos catálogos de evaporadores da Empresa Mipal. A empresa possui uma boa variedade de evaporadores e condensadores em sua linha comercial, atendendo bem às necessidades de quem pretende trabalhar com fluidos naturais.

No circuito do CO₂ serão necessários evaporadores para as três câmaras de congelados e para as duas câmaras de resfriados. O valor da carga térmica calculado para uma câmara de congelados foi de 8956 W, enquanto que para a câmara de resfriados foi de 2766 W.

Consultando o catálogo de evaporadores de ar forçado de baixo perfil, da Empresa Mipal, encontramos a Tabela 13, a partir da qual será realizada a seleção do modelo de evaporador mais adequado para cada condição.

Tabela 13 – Modelos de evaporadores.

| Modelo | Kcal/h | | | | | | | | | Watts | | | | | | | | |
|--------|----------------------------|------------------|------------------|-----------------|----------------|-----------------|----------------|---------------|---------------|----------------------------|------------------|------------------|-----------------|----------------|-----------------|----------------|---------------|---------------|
| | Temperaturas de Evaporação | | | | | | | | | 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)

Fonte: Mipal (2018), adaptada pelo autor.

Na câmara de congelados, a temperatura de evaporação é de -26 °C (temperatura interna da câmara de -20 °C; Dt de 6 K, o mesmo da tabela do catálogo). Como não existe este valor de temperatura, tomou-se uma temperatura inferior, -30 °C, pois quanto menor a temperatura, menor é a capacidade do compressor de um mesmo modelo. Dessa forma, foi subestimada a capacidade real do compressor, ficando-se do lado da segurança. O modelo selecionado foi o Mi 0110, com uma capacidade de 10181 W.

Na câmara de resfriados, a temperatura de evaporação é de -6 °C (temperatura interna da câmara de 0 °C; Dt de 6 K, o mesmo da tabela do catálogo). Como não existe este valor de temperatura, tomou-se uma temperatura inferior, -10 °C (segundo o mesmo raciocínio do caso

da câmara de congelados). O modelo selecionado foi o Mi 0031, com uma capacidade de 3277 W.

A Tabela 14 traz as características dos moto-ventiladores. A partir dela, vê-se que a vazão de ar dos modelos selecionados para a câmara de congelados é de $7 \times 1200 = 8400 \text{ m}^3/\text{h}$ e para a câmara de resfriados é de $2 \times 1200 = 2400 \text{ m}^3/\text{h}$. O volume de cada câmara é de 30 m^3 , sendo assim, o número de trocas de ar será de $8400/30 = 280 \text{ trocas/hora}$ para a câmara de congelados e de $2400/30 = 80 \text{ trocas/hora}$ para a câmara de resfriados. Na Tabela 15, podemos consultar os valores mínimos e máximos de trocas de ar recomendados para cada aplicação. O número de trocas de ar da câmara de resfriados se encontra dentro do recomendado (conservação de resfriados, entre 40 e 80 trocas), já o da câmara de congelados está acima. Como esse já é um modelo de baixo perfil (baixa vazão), não foi possível encontrar nenhum outro modelo de evaporador que atendesse respectivamente aos requisitos de capacidade frigorífica e de número de trocas de ar dentro do limite recomendado, sendo assim o modelo selecionado foi mantido.

Voltando à Tabela 14, temos ainda informações a respeito das potências dos ventiladores dos evaporadores. Para o cálculo da carga térmica este valor não havia sido considerado, por até então ser desconhecido, adicionando-o ao valor da carga térmica da câmara de congelados ($8956 + 168 = 9124 \text{ W}$) e da câmara de resfriados ($2766 + 48 = 2814 \text{ W}$), vemos que os evaporadores selecionados ainda são capazes de atender às necessidades de carga de cada câmara.

Tabela 14 – Potências dos ventiladores dos evaporadores.

| Modelo | HP | Vazão | Motor Eletrônico de 1 Velocidade | | | Motor Eletrônico de 2 Velocidades | | | | Resistências Elétricas | | | Modelo | V | C | | |
|--------|-----|----------------------------|----------------------------------|---------|------|-----------------------------------|----------|---------|------|------------------------|-----------|-----------|--------|---|------|-----------------|----------|
| | | | dB(a) | 1~ 220V | | V1 dB(a) | V2 dB(a) | 1~ 220V | | W | 1~ 220V A | 3~ 220V A | | | | dm ³ | Refr. Kg |
| | | | | W | A | | | W | A | | | | | | | | |
| 0013 | 1 | 1 x 1200 m ³ /h | 44,3 | 24 | 0,20 | 44,3 | 50,3 | 32 | 0,24 | 2 x 600 | 5,5 | 5,5d | 0013 | 1 | 1,6 | 0,33 | |
| 0015 | 1 ¼ | 1 x 1200 m ³ /h | 44,3 | 24 | 0,20 | 44,3 | 50,5 | 32 | 0,24 | 2 x 600 | 5,5 | 5,5d | 0015 | 1 | 2,2 | 0,44 | |
| 0018 | 1 ½ | 2 x 1200 m ³ /h | 47,3 | 48 | 0,40 | 47,3 | 53,3 | 64 | 0,48 | 2 x 1200 | 10,9 | 10,9d | 0018 | 2 | 2,0 | 0,39 | |
| 0025 | 2 | 2 x 1200 m ³ /h | 47,3 | 48 | 0,40 | 47,3 | 53,3 | 64 | 0,48 | 2 x 1200 | 10,9 | 10,9d | 0025 | 2 | 2,9 | 0,59 | |
| 0031 | 2 ½ | 2 x 1200 m ³ /h | 47,5 | 48 | 0,40 | 47,5 | 53,5 | 64 | 0,48 | 2 x 1200 | 10,9 | 10,9d | 0031 | 2 | 3,9 | 0,78 | |
| 0038 | 3 | 3 x 1200 m ³ /h | 49,3 | 72 | 0,60 | 49,3 | 55,3 | 96 | 0,72 | 3 x 1200 | 16,4 | 9,5 | 0038 | 3 | 4,2 | 0,85 | |
| 0046 | 4 | 3 x 1200 m ³ /h | 49,5 | 72 | 0,60 | 49,5 | 55,5 | 96 | 0,72 | 3 x 1200 | 16,4 | 9,5 | 0046 | 3 | 5,6 | 1,13 | |
| 0051 | 5 | 4 x 1200 m ³ /h | 50,3 | 96 | 0,80 | 50,3 | 56,3 | 128 | 0,96 | 3 x 1600 | 21,8 | 12,6 | 0051 | 4 | 5,5 | 1,11 | |
| 0062 | 5 ½ | 4 x 1200 m ³ /h | 50,5 | 96 | 0,80 | 50,5 | 56,5 | 128 | 0,96 | 3 x 1600 | 21,8 | 12,6 | 0062 | 4 | 7,4 | 1,47 | |
| 0078 | 6 ½ | 5 x 1200 m ³ /h | 51,5 | 120 | 1,00 | 51,5 | 57,5 | 160 | 1,20 | 3 x 2000 | 27,3 | 15,8 | 0078 | 5 | 9,1 | 1,82 | |
| 0094 | 7 ½ | 6 x 1200 m ³ /h | 52,5 | 144 | 1,20 | 52,5 | 58,5 | 192 | 1,20 | 3 x 2400 | 32,7 | 18,9 | 0094 | 6 | 10,8 | 2,16 | |
| 0110 | 9 | 7 x 1200 m ³ /h | 53,5 | 168 | 1,40 | 53,5 | 59,5 | 224 | 1,44 | 3 x 2800 | 38,2 | 22,1 | 0110 | 7 | 12,5 | 2,51 | |
| 0125 | 10 | 8 x 1200 m ³ /h | 54,5 | 192 | 1,60 | 54,5 | 60,5 | 256 | 1,44 | 3 x 3200 | 43,6 | 25,2 | 0125 | 8 | 14,3 | 2,85 | |

Fonte: Mipal (2018), adaptada pelo autor.

Tabela 15 – Número de trocas de ar recomendada por tipo de aplicação.

| Tipo de aplicação | Número de trocas de ar recomendadas | |
|------------------------------------|-------------------------------------|--------|
| | Mínimo | Máximo |
| Conservação de congelados | 40 | 80 |
| Conservação de resfriados | 40 | 80 |
| Câmaras de corte | 20 | 30 |
| Câmara de resfriamento de carne | 80 | 120 |
| Maturação de banana | 120 | 200 |
| Armazenagem de frutas e vegetais | 30 | 60 |
| Túneis de congelamento rápido | 150 | 300 |
| Salas de processo | 20 | 30 |
| Armazenagem de carne sem empacotar | 30 | 60 |

Fonte: Kalume (2017).

Ainda do catálogo, temos que o alcance do ar para estes evaporadores é de 12 m, como pode-se ver na Figura 20. O que atende a necessidade das câmaras (que é de 4 m).



Figura 20 – Alcance do ar do evaporador.

Fonte: Mipal (2018).

Antes de se prosseguir com a seleção, será feita a correção do valor da carga térmica dos regimes de baixa e média temperatura, acrescentando-se a elas o valor correspondente às potências dos ventiladores dos evaporadores das câmaras frigoríficas. Foram selecionados três evaporadores para as câmaras de congelados, resultando em uma carga adicional para o sistema de $3 \times 168 = 504 \text{ W}$. Já para as câmaras de resfriados, foram selecionados dois evaporadores, resultando em uma carga adicional de $2 \times 48 = 96 \text{ W}$. Tem-se então que:

$$Q_{Total} = \underbrace{(30188 + 504)}_{\text{Regime de Baixa Temperatura}} + \underbrace{(18932 + 96)}_{\text{Regime de Média Temperatura}}$$

$$Q_{Total} = \underbrace{30692}_{\text{Regime de Baixa Temperatura}} + \underbrace{19028}_{\text{Regime de Média Temperatura}} = 49720 \text{ W}$$

Regime de Baixa Temperatura Regime de Média Temperatura

Após a correção dos valores de carga térmica, será necessário fazer a correção de outros parâmetros que serão utilizados para a seleção dos equipamentos, aplicando-se as mesmas equações utilizadas nos tópicos 3.3.1. e 3.3.2., obtém-se:

$$\dot{Q}_{TC} = 60835 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{cond} = 72751 \text{ W}$$

3.4.2. VÁLVULAS DE EXPANSÃO

A seleção das válvulas de expansão foi feita a partir do software Coolselector2, disponibilizado pela empresa Danfoss. Além da seleção de válvulas de expansão, o software permite a seleção de diversos outros componentes como compressores, condensadores, entre outros. A tela inicial do programa pode ser vista na Figura 21.

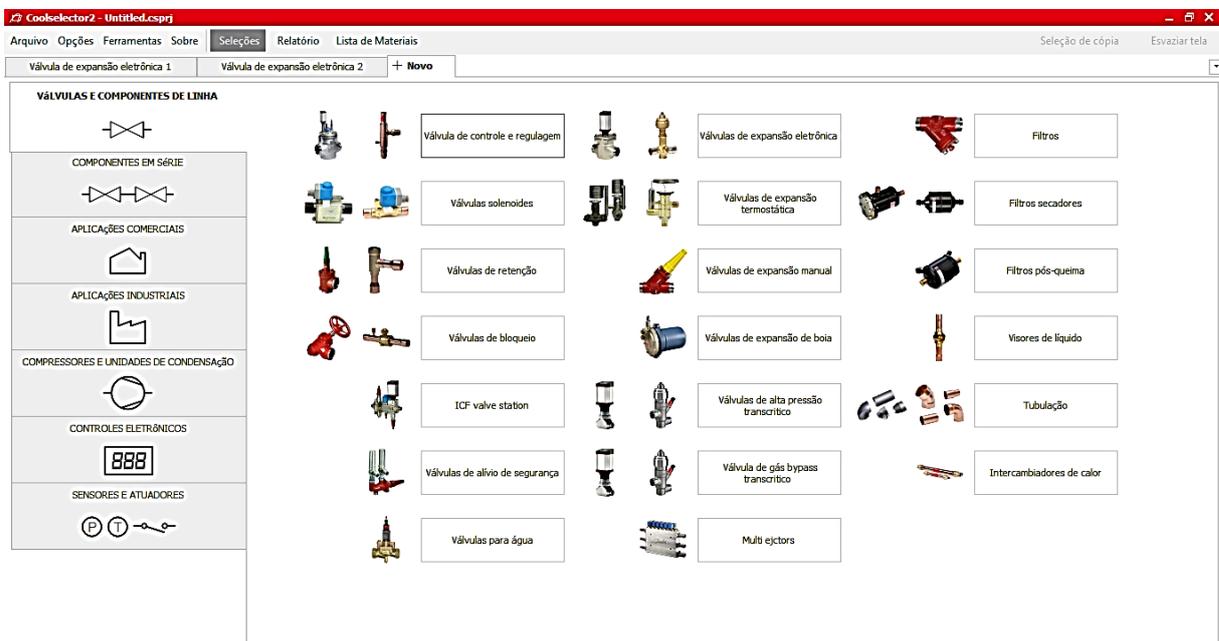


Figura 21 – Tela inicial do Software Coolselector2.

Fonte: Coolselector2 [Software].

3.4.2.1. VÁLVULAS PARA CIRCUITO COM CO₂

No circuito do CO₂ serão necessárias válvulas de expansão para as três câmaras de congelados e para as duas câmaras de resfriados (as ilhas de congelados e os expositores de resfriados já possuem válvulas de expansão associadas).

No software não são disponibilizadas válvulas de expansão termostáticas apropriadas para trabalhar com CO₂. Sendo assim, foram escolhidas válvulas de expansão eletrônicas. Os dados de entrada para a seleção das válvulas que serão utilizadas no regime de congelados e no regime de resfriados podem ser vistos nas Tabelas 16 e 17, respectivamente.

Tabela 16 – Dados de entrada para a seleção das válvulas de expansão do circuito com CO₂ (regime de congelados).

| Condições de operação: | | Evaporação: | | Condensação: | |
|----------------------------|------------|-----------------------------|----------|-----------------------------|---------|
| Capacidade: | | Temperatura: | -26,0 °C | Temperatura: | 20,0 °C |
| Carga térmica: | 30,69 kW | Superaquecimento útil: | 5,0 K | Sub-resfriamento: | 5,0 K |
| Fluxo de massa na linha: | 544,3 kg/h | Superaquecimento adicional: | 0 K | Sub-resfriamento adicional: | 0 K |
| Capacidade de aquecimento: | 42,73 kW | | | | |

Fonte: Coolselector2 [Software].

Tabela 17 – Dados de entrada para a seleção das válvulas de expansão do circuito com CO₂ (regime de resfriados).

| Condições de operação: | | Evaporação: | | Condensação: | |
|----------------------------|------------|-----------------------------|---------|-----------------------------|---------|
| Capacidade: | | Temperatura: | -6,0 °C | Temperatura: | 20,0 °C |
| Carga térmica: | 19,03 kW | Superaquecimento útil: | 14,4 K | Sub-resfriamento: | 5,0 K |
| Fluxo de massa na linha: | 319,6 kg/h | Superaquecimento adicional: | 0 K | Sub-resfriamento adicional: | 0 K |
| Capacidade de aquecimento: | 22,67 kW | | | | |

Fonte: Coolselector2 [Software].

A mesma válvula, CCMT 2, foi a mais indicada para os dois regimes de temperatura, como podemos ver nas Tabelas 18 e 19. A Figura 22 traz o modelo de válvula selecionado, bem como suas características.

Tabela 18 – Válvula indicada pelo software para o circuito com CO₂ (regime de congelados).

Seleção: CCMT 2 Código selecionado: 027H7200

| Selecionado | Tipo | NS | Capacidade máxima [kW] | Capacidade mínima [kW] | Carga [%] | Velocidade, entrada [m/s] | Resultado |
|----------------------------------|---------|----|------------------------|------------------------|-----------|---------------------------|-----------|
| <input checked="" type="radio"/> | CCMT 2 | 15 | 40,05 | 0,629 | 77 | 0,84 | ✓ |
| <input type="radio"/> | CCMT 4 | 15 | 105,9 | 1,666 | 29 | 0,84 | ✓ |
| <input type="radio"/> | CCMT 8 | 15 | 187,7 | 2,962 | 16 | 0,84 | ✓ |
| <input type="radio"/> | CCMT 16 | 25 | 376,2 | 17,93 | 8 | 0,29 | ✓ |
| <input type="radio"/> | CCMT 24 | 25 | 563,0 | 26,89 | 5 | 0,29 | ✓ |

Fonte: Coolselector2 [Software].

Tabela 19 – Válvula indicada pelo software para o circuito com CO₂ (regime de resfriados).

Seleção: CCMT 2 Código selecionado: 027H7200

| Selecionado | Tipo | NS | Capacidade máxima [kW] | Capacidade mínima [kW] | Carga [%] | Velocidade, entrada [m/s] | Resultado |
|----------------------------------|---------|----|------------------------|------------------------|-----------|---------------------------|-----------|
| <input checked="" type="radio"/> | CCMT 2 | 15 | 34,73 | 0,546 | 55 | 0,49 | ✓ |
| <input type="radio"/> | CCMT 4 | 15 | 91,98 | 1,445 | 21 | 0,49 | ✓ |
| <input type="radio"/> | CCMT 8 | 15 | 163,8 | 2,569 | 12 | 0,49 | ✓ |
| <input type="radio"/> | CCMT 16 | 25 | 327,1 | 15,55 | 6 | 0,17 | ✓ |
| <input type="radio"/> | CCMT 24 | 25 | 491,3 | 23,32 | 4 | 0,17 | ⚠ |

Fonte: Coolselector2 [Software].

Figura 22 – Modelo de válvula de expansão selecionado para o circuito com CO₂.

Fonte: Coolselector2 [Software].

3.4.2.2. VÁLVULA PARA O CIRCUITO COM NH₃

No circuito do NH₃ será necessária apenas uma válvula de expansão. Também foi escolhida uma válvula de expansão do tipo eletrônico. Os dados de entrada para a seleção da válvula podem ser vistos na Tabela 20.

Tabela 20 – Dados de entrada para a seleção da válvula de expansão do circuito com NH₃.

| Condições de operação: | | Evaporação: | Condensação: |
|----------------------------|------------|-----------------------------|--------------|
| Capacidade: | | Temperatura: | Temperatura: |
| Carga térmica: | 60,84 kW | 0,0 °C | 45,0 °C |
| Fluxo de massa na linha: | 201,8 kg/h | Superaquecimento útil: | 5,0 K |
| Capacidade de aquecimento: | 76,97 kW | Superaquecimento adicional: | 0 K |
| | | Sub-resfriamento: | 5,0 K |
| | | Sub-resfriamento adicional: | 0 K |

Fonte: Coolselector2 [Sotware].

A válvula mais indicada foi a ICM 20-A-33, como podemos ver na Tabela 21. A Figura 23 traz o modelo da válvula selecionada, bem como suas características.

Tabela 21 – Válvula indicada pelo software para o circuito com NH₃.

| Seleção: ICM 20-A33 | | Sem código selecionado | | | | | |
|----------------------------------|------------|------------------------|------------------------|------------------------|-----------|---------------------------|-----------|
| Selecionado | Tipo | NS | Capacidade máxima [kW] | Capacidade mínima [kW] | Carga [%] | Velocidade, entrada [m/s] | Resultado |
| <input checked="" type="radio"/> | ICM 20-A33 | 20 | 121,5 | 0,676 | 50 | 0,25 | ✓ |
| <input type="radio"/> | ICM 20-A | 20 | 362,4 | 2,029 | 17 | 0,25 | ✓ |
| <input type="radio"/> | ICM 20-B66 | 20 | 946,5 | 5,169 | 6 | 0,25 | ✓ |
| <input type="radio"/> | ICM 25-A33 | 25 | 1195 | 48,80 | 5 | 0,15 | ✓ |
| <input type="radio"/> | ICM 20-B | 20 | 1395 | 7,754 | 4 | 0,25 | ✓ |
| <input type="radio"/> | ICM 20-C | 20 | 2577 | 8,379 | 2 | 0,25 | ✓ |

Fonte: Coolselector2 [Sotware].

Figura 23 – Modelo de válvula de expansão selecionado para o circuito com NH₃.

Fonte: Coolselector2 [Sotware].

3.4.3. COMPRESSORES

A seleção dos compressores foi feita a partir do programa Bitzer Software, disponibilizado pela empresa Bitzer. A empresa se destaca na fabricação de compressores para uso com uma grande diversidade de fluidos refrigerantes, entre eles o CO₂ e o NH₃. A tela inicial do programa pode ser vista na Figura 24.



Figura 24 – Tela inicial do programa Bitzer Software.

Fonte: Bitzer Software [Software].

3.4.3.1. COMPRESSORES PARA O CIRCUITO COM CO₂

No ciclo de refrigeração (que foi definido no tópico 3.3.) temos um arranjo dos compressores de CO₂ em booster. De acordo com Silva (2016), o “sistema em booster” nada mais é do que um compressor de simples estágio que opera no estágio de baixa pressão do sistema de refrigeração, sua descarga é conectada em série na sucção do compressor do estágio de alta pressão. Com essa medida consegue-se reduzir sensivelmente a taxa de compressão do sistema e, como resultado, tem-se maior vida útil dos compressores e menor consumo de energia. O “sistema booster” se aplica principalmente na refrigeração industrial e comercial. Com destaque para a indústria de alimentos e os supermercados, pois são instalações frigoríficas que normalmente operam em temperaturas de evaporação e condensação com amplitude variando entre 50 a 80K. Além disso, operam com elevadas cargas térmicas de média e baixa temperatura, tornando-se ideais para esse tipo de aplicação.

O sistema booster será composto por dois compressores em paralelo no regime de baixa e mais dois, também em paralelo, no regime de alta (a associação de compressores em paralelo é chamada popularmente de rack de compressores). Essa é uma medida de segurança bastante recomendada, pois, dentre as vantagens do sistema de rack, uma delas é que em caso de falha em um dos compressores o sistema não irá parar por completo. Um rack de compressores em arranjo booster pode ser observado na Figura 25.



Figura 25 – Rack de compressores em booster.

Fonte: Silva (2016).

Nas Tabelas 22, 23 e Figuras 26 e 27 estão, respectivamente, os dados de utilizados para seleção do compressor, as características dos modelos selecionados e seus limites de operação.

Tabela 22 – Dados de entrada para a seleção dos compressores do circuito com CO₂.

| CO2 sistema-booster | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|--------------|------------|------------|-------|--------|--------|------------------|------------|--------------|------------------------|-----|-----|--------------------|--|--|--------------------|---------|----------|-----------|---|---|-----|---------|----------|---------------|------|------|-----|---------|----------|-------------------|--|--|----------------------|--------|-------|---------------------------------------|--|------|-----------------------|--|--|-------------------------|--|-------|------------------|-----|--------|
| Sistema | Flash gás By-pass | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <input type="radio"/> Capac. Frigorífica <input checked="" type="radio"/> Compressor modelo | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | <table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>BT-estágio</th> <th>MT-estágio</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Série</td> <td>Padrão</td> <td>Padrão</td> </tr> <tr> <td>Modo de operação</td> <td>subcrítico</td> <td>Transcrítico</td> </tr> <tr> <td>Inversor de Frequência</td> <td>sem</td> <td>sem</td> </tr> <tr> <td colspan="3">Seleção compressor</td> </tr> <tr> <td>Capac. Frigorífica</td> <td>30,7 kW</td> <td>19,03 kW</td> </tr> <tr> <td>Número de</td> <td>2</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td># 1</td> <td>2FSL-4K</td> <td>4KTE-10K</td> </tr> <tr> <td>Frequência do</td> <td>Auto</td> <td>Auto</td> </tr> <tr> <td># 2</td> <td>2FSL-4K</td> <td>4KTE-10K</td> </tr> <tr> <td colspan="3">Ponto de operação</td> </tr> <tr> <td>Temp. Evaporação SST</td> <td>-26 °C</td> <td>-6 °C</td> </tr> <tr> <td><input type="checkbox"/> Alta pressão</td> <td></td> <td>Auto</td> </tr> <tr> <td colspan="3">Condições de operação</td> </tr> <tr> <td>saída resfriador gasoso</td> <td></td> <td>20 °C</td> </tr> <tr> <td>Superaquecimento</td> <td>5 K</td> <td>14,8 K</td> </tr> </tbody> </table> | | BT-estágio | MT-estágio | Série | Padrão | Padrão | Modo de operação | subcrítico | Transcrítico | Inversor de Frequência | sem | sem | Seleção compressor | | | Capac. Frigorífica | 30,7 kW | 19,03 kW | Número de | 2 | 2 | # 1 | 2FSL-4K | 4KTE-10K | Frequência do | Auto | Auto | # 2 | 2FSL-4K | 4KTE-10K | Ponto de operação | | | Temp. Evaporação SST | -26 °C | -6 °C | <input type="checkbox"/> Alta pressão | | Auto | Condições de operação | | | saída resfriador gasoso | | 20 °C | Superaquecimento | 5 K | 14,8 K |
| | BT-estágio | MT-estágio | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Série | Padrão | Padrão | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Modo de operação | subcrítico | Transcrítico | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Inversor de Frequência | sem | sem | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Seleção compressor | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Capac. Frigorífica | 30,7 kW | 19,03 kW | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Número de | 2 | 2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| # 1 | 2FSL-4K | 4KTE-10K | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Frequência do | Auto | Auto | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| # 2 | 2FSL-4K | 4KTE-10K | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Ponto de operação | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Temp. Evaporação SST | -26 °C | -6 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <input type="checkbox"/> Alta pressão | | Auto | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Condições de operação | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| saída resfriador gasoso | | 20 °C | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Superaquecimento | 5 K | 14,8 K | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Fonte: Bitzer Software [Software].

Tabela 23 – Características dos compressores selecionados para o circuito com CO₂.

| Compressor | MT-estágio | 4KTE-10K | 4KTE-10K |
|-------------------------------------|-------------|----------|----------|
| Frequência do compressor | – | – | – |
| Capacidade Evaporador | 25,8 kW | 12,88 kW | 12,88 kW |
| Relação | – | 50,0 % | 50,0 % |
| capacidade do resfriador gasoso | 82,6 kW | 41,3 kW | 41,3 kW |
| Potência absorvida | 19,26 kW | 9,63 kW | 9,63 kW |
| Corrente (400V) | 32,7 A | 16,37 A | 16,37 A |
| Faixa de Tensão | – | 380-420V | 380-420V |
| Vazão em massa | 1068 kg/h | 534 kg/h | 534 kg/h |
| fluxo massa flash gás | 240 kg/h | – | – |
| Superaquecimento total | 20,0 K | 20,0 K | 20,0 K |
| Temp. gás de Descarga não resfriado | 102,3 °C | 102,3 °C | 102,3 °C |
| alta pressão opcional | 75,0 bar(a) | – | – |

| Compressor | BT-estágio | 2FSL-4K | 2FSL-4K |
|-------------------------------------|------------|----------|----------|
| Frequência do compressor | – | – | – |
| Capacidade Evaporador | 32,5 kW | 16,23 kW | 16,23 kW |
| Relação | – | 50,0 % | 50,0 % |
| Potência absorvida | 5,11 kW | 2,55 kW | 2,55 kW |
| Corrente (400V) | 11,33 A | 5,66 A | 5,66 A |
| Faixa de Tensão | – | 380-420V | 380-420V |
| Vazão em massa | 472 kg/h | 236 kg/h | 236 kg/h |
| Superaquecimento total | 4,95 K | 4,95 K | 4,95 K |
| Temp. gás de Descarga não resfriado | 31,1 °C | 31,1 °C | 31,1 °C |

Fonte: Bitzer Software [Software].

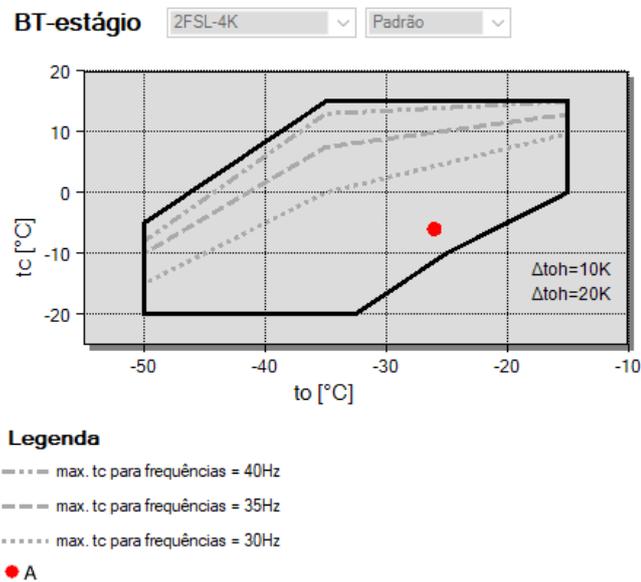


Figura 26 – Limites de funcionamento dos compressores selecionados para o circuito com CO₂ (regime de congelados).

Fonte: Bitzer Software [Software].

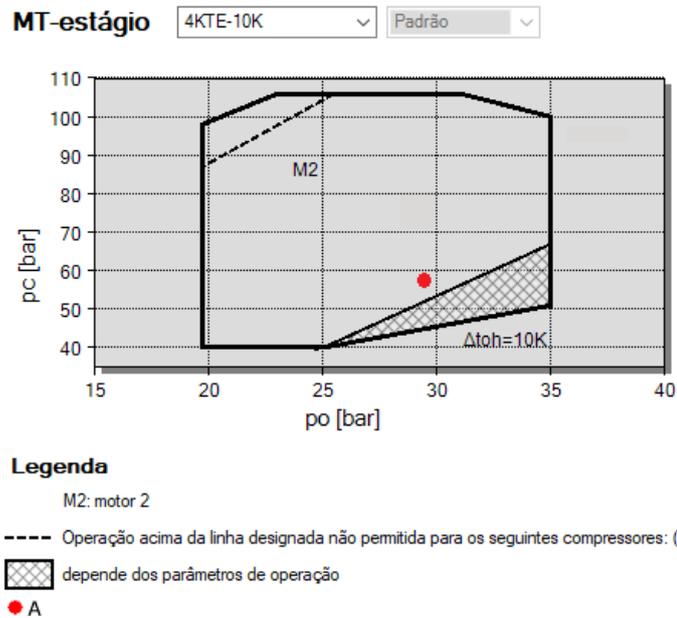


Figura 27 – Limites de funcionamento dos compressores seleccionados para o circuito com CO₂ (regime de resfriados).

Fonte: Bitzer Software [Software].

3.4.3.2. COMPRESSOR PARA O CIRCUITO COM NH₃

Tabela 24 – Dados de entrada para a seleção do compressor do circuito com NH₃.

| | |
|---|------------------|
| Compressores Parafuso Abertos OS | |
| Série | todos |
| Refrigerante | R717 (NH3) |
| Temperatura de referência | Ponto de Orvalho |
| Seleção compressor | |
| <input checked="" type="radio"/> Capac. Frigorífica | 60,825 kW |
| <input type="radio"/> Compressor modelo | |
| <input type="checkbox"/> Incluir modelos antigos | |
| Ponto de operação | |
| Temp. Evaporação SST | 0 °C |
| Temp. Condensação SDT | 45 °C |
| Condições de operação | |
| <input type="checkbox"/> com Economizador | |
| Sub resfriamento líquido | 5 K |
| Superaquecimento do gás | 5 K |
| <input type="checkbox"/> Superaquecimento útil | 100 % |
| Resfriamento adicional | Automatico |
| Máxima temp. de descarga | Auto |
| guia | |
| Rotação do compressor | 2900 /min |

Fonte: Bitzer Software [Software].

No circuito com NH_3 será necessário um único compressor. O tipo escolhido foi o compressor de parafuso aberto, devido à maior adequação com as temperaturas de operação definidas pelo ciclo termodinâmico. Nas Tabelas 24, 25 e Figura 28 estão, respectivamente, os dados de utilizados para seleção do compressor, as características do modelo selecionado e seus limites de operação.

Tabela 25 – Características do compressor selecionado para o circuito com NH_3 .

| Compressor | OSKA5341-K |
|-------------------------------------|-------------------|
| Etapas de capacidade | 100% |
| Capac. Frigorífica | 74,0 kW |
| Capac. Frigorífica * | 72,4 kW |
| Capacidade Evaporador | 74,0 kW |
| Potência no eixo | 21,0 kW |
| Capacidade do Condensador | 82,6 kW |
| COP/EER | 3,52 |
| COP/EER* | 3,44 |
| Vazão em massa LP | 246 kg/h |
| Vazão em massa HP | 246 kg/h |
| Modo de operação | Padrão |
| Temp. do líquido | 40,0 °C |
| Vazão de óleo | 0,93 m³/h |
| Método resfriamento | Externo |
| Saída do resfriador de óleo | 52,1 °C |
| Carga Térmica Resfriador de Óleo | 12,53 kW |
| Motor de Acionamento | 30,0 kW |
| Temp. gás de Descarga não resfriado | 147,9 °C |

Fonte: Bitzer Software [Software].

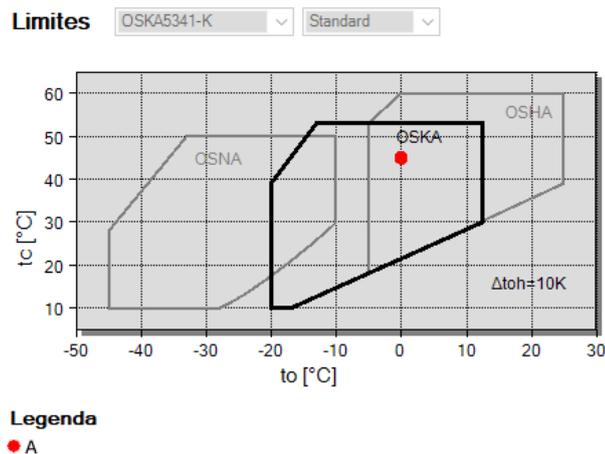


Figura 28 – Limites de funcionamento do compressor selecionado para o circuito com NH_3 .

Fonte: Bitzer Software [Software].

Não foi possível adotar as mesmas estratégias do circuito com CO_2 no circuito com NH_3 . Pois, para o modelo de compressor de parafuso aberto, essa era a menor capacidade frigorífica disponível (74 kW). E se fossem utilizados dois compressores em paralelo, ter-se-ia mais que o dobro da capacidade necessária de refrigeração, subutilizando o sistema. O outro modelo

disponibilizado para trabalhar com a amônia era compressor de pistões aberto, este se apresentava com a mínima capacidade frigorífica de até 17 kW, o que possibilitava a implementação de um rack. Porém seus limites de funcionamento não se adequavam às características de operação determinadas pelo ciclo termodinâmico (definido no tópico 3.3.). Isso também impossibilitou a implementação de um “sistema em booster”.

3.4.4. TROCADOR DE CALOR CO₂/NH₃

O trocador de calor escolhido foi o trocador a placas. Que consiste basicamente de um pacote de finas placas metálicas corrugadas comprimido por parafusos de aperto em um pedestal. Entre cada par de placas são usadas gaxetas para formar canais de escoamento pelos quais os fluidos quente e frio circulam alternadamente, trocando calor através das placas metálicas. São inúmeras as possibilidades de configuração de um trocador a placas levando em conta o número de canais de escoamento e a distribuição dos fluidos quente e frio através deles.

Os cálculos de desempenho térmico e de perda de carga dos trocadores a placas muitas vezes são baseados em hipóteses simplificadoras como a de escoamento puramente contracorrente, a de constância do coeficiente global de troca térmica ou a de fluidos com comportamento Newtoniano. Os métodos de cálculos são também restritos a certos tipos de configurações. Simplificações como estas comprometem o correto dimensionamento do trocador e a escolha de sua melhor configuração. Os métodos rigorosos de dimensionamento ainda são propriedade dos fabricantes do equipamento (RAJU; BANSAL, 1983; KAKAÇ; LIU, 2002 Apud GUT, 2003, p. 4).

Desta forma, o presente trabalho limitou-se a selecionar um modelo genérico, capaz de atender a demanda térmica e as condições de operação do sistema. Através do catálogo de trocadores de calor da Empresa Guntner, selecionou-se o modelo Thermowave Plus, que se destaca pela sua excelente eficiência em aplicações de alta pressão com refrigerantes naturais como CO₂ e NH₃. O mesmo apresenta diversas opções de espessuras de placas, corrugação e material, conexões e gaxetas, diversas combinações de canais, entre outros. Possui uma capacidade térmica que pode variar de 10 a 10000 kW, atende a uma faixa de temperaturas de -50 a 200 ° C e pode trabalhar em um intervalo de pressões de -1 a 63 bar. Atendendo assim às necessidades do sistema aqui proposto.

O Modelo de trocador de calor selecionado pode ser visto na Figura 29. Suas características dimensionais podem ser vistas na Tabela 26 e Figura 30. A Tabela 27 traz algumas informações técnicas.



Figura 29 – Modelo de trocador de calor selecionado.

Fonte: Guntner (2016).

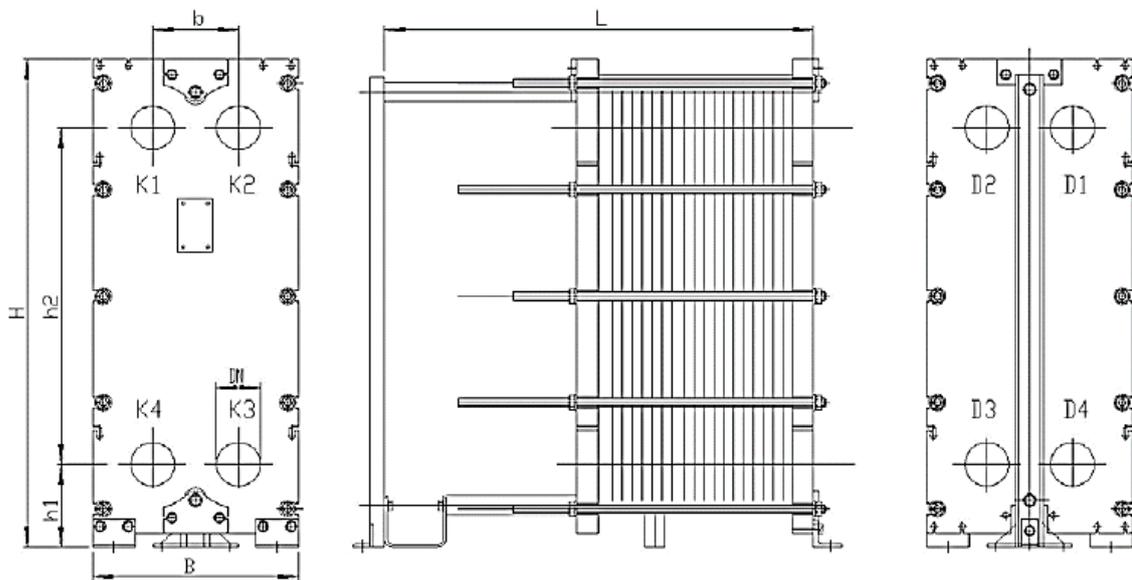


Figura 30 – Características dimensionais do trocador de calor.

Fonte: Guntner (2016).

Tabela 26 – Características dimensionais do trocador de calor.

| TL | Frame type | H | B | L | h1 | h2 | h3 | Nominal width | bar | m ² | kg | dm ³ |
|-----|------------|------|-----|----------|-----|------|-------|---------------|---------|----------------|----------|-----------------|
| 250 | T | 1140 | 550 | 500-4000 | 192 | 774 | 0-215 | DN 100 | -1 / 63 | 265 | 650-2300 | 287 |
| 500 | T | 1620 | 550 | 500-4000 | 192 | 1255 | 0-215 | DN 100 | -1 / 63 | 476 | 800-4900 | 477 |
| 650 | K | 1750 | 730 | 500-4000 | 323 | 1153 | 0-230 | DN 200 | -1 / 63 | 450 | 850-5320 | 585 |
| | | 1750 | 730 | | 297 | 1205 | | | | | | |

Fonte: Guntner (2016).

Tabela 27 – Informações técnicas do trocador de calor.

| Informações técnicas | |
|-----------------------------|--|
| Tipo | Gaxetado e módulo semi-soldado |
| Aplicação | Evaporação, Condensação, Resfriamento, Aquecimento |
| Material Placas | AISI 304L, AISI 316L, SMO 254, Titânio Gr1 e outros |
| Material Estrutura | Aço carbono pintado |
| Gaskets | NBR, EPDM, Cloropreno, Butyl, FKM (Viton) e outros |
| Variação de conexões: | Flange com pescoço, Parafusos prisioneiros, Acoplamento roscado |
| Refrigerante | NH ₃ , CO ₂ , HC, H ₂ O, HFC, HC, Glicol,.... |

Fonte: Guntner (2016).

3.4.5. CONDENSADORES

As unidades condensadoras serão necessárias apenas no circuito com NH₃. Assim como os evaporadores, as unidades condensadoras também foram selecionadas a partir dos catálogos da Empresa Mipal. Utilizando o método de seleção sugerido pelo catálogo, tem-se a seguinte equação para correção de capacidades:

$$Q_{cd} = Q_{cp} \times F_{cp} \times F_1 \times F_2 \times F_3 \times F_4$$

Onde:

Q_{cd} → Capacidade térmica encontrada nas tabelas do catálogo;

Q_{cp} → Capacidade frigorífica do compressor;

F_{cp} → Coeficiente que leva em conta o tipo de compressor;

F_1, F_2, F_3, F_4 → Coeficientes que levam em conta as condições de operação (temperatura, fluido refrigerante, altitude).

O fator Q_{cp} pode ser obtido da Tabela 25. Já o fator F_{cp} pode ser obtido da Tabela 28, para uma temperatura de condensação de 45 ° C e temperatura de evaporação de 0° C.

Tabela 28 – Coeficiente F_{cp} para ajuste da capacidade térmica do condensador.

| Temperatura de Evaporação °C | Coeficiente F_{cp} para compressores abertos Temperatura de Condensação °C | | | | | |
|---------------------------------|---|------|------|------|------|------|
| | 32 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 |
| 10 | 1,09 | 1,11 | 1,13 | 1,16 | 1,18 | 1,21 |
| 5 | 1,12 | 1,13 | 1,16 | 1,18 | 1,21 | 1,24 |
| 0 | 1,14 | 1,15 | 1,18 | 1,21 | 1,24 | 1,28 |
| -5 | 1,16 | 1,18 | 1,21 | 1,24 | 1,28 | 1,32 |
| -10 | 1,19 | 1,21 | 1,24 | 1,28 | 1,32 | 1,36 |
| -15 | 1,23 | 1,25 | 1,28 | 1,32 | 1,36 | 1,40 |
| -20 | 1,26 | 1,28 | 1,32 | 1,36 | 1,40 | 1,45 |
| -25 | 1,30 | 1,32 | 1,36 | 1,40 | 1,45 | 1,49 |
| -30 | 1,34 | 1,36 | 1,40 | 1,45 | 1,49 | 1,55 |
| -35 | 1,37 | 1,40 | 1,45 | 1,49 | 1,55 | 1,62 |
| -40 | 1,39 | 1,45 | 1,50 | 1,55 | 1,62 | 1,67 |

Fonte: Mipal (2018), adaptada pelo autor.

Da Tabela 29, obtemos o fator F_1 , para um DT de 11° C, o fator F_4 , para uma altitude de 0 m (nível do mar). O fator F_3 pode ser tomado para a temperatura de 35° C (por não existir 34° C, desse modo estaremos do lado da segurança). O fator F_2 , por não existir valor para a amônia, pode ser considerado 1.

Tabela 29 – Coeficientes F_1 , F_2 , F_3 e F_4 para ajuste da capacidade térmica do condensador.

| F_1 | Fator relativo ao DT (*) | | | | | | | | | | |
|-------|--------------------------|------|------|----|------|------|------|------|------|------|-----|
| DT | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 18 | 20 |
| F_1 | 1,42 | 1,25 | 1,11 | 1 | 0,91 | 0,83 | 0,77 | 0,71 | 0,67 | 0,55 | 0,5 |

| F_2 | Fator relativo ao refrigerante | | | | |
|--------------|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| Refrigerante | R22 | R134A | R404A | R407C | R410A |
| F_2 | 1 | 1,01 | 0,983 | 0,98 | 0,95 |

| F_3 | Fator relativo à temperatura de entrada do ar | | | | | | | |
|------------------------|---|------|------|------|-----|------|------|------|
| Temperatura de Entrada | +15 | +20 | +25 | +30 | +35 | +40 | +45 | +50 |
| F_3 | 0,9 | 0,95 | 0,97 | 0,98 | 1 | 1,03 | 1,08 | 1,12 |

| F_4 | Fator relativo à altitude do local de instalação | | | | | | | | | |
|--------------|--|------|------|------|------|------|------|------|------|--|
| Altitude (m) | 0 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1400 | 1600 | 1800 | 2000 | |
| F_4 | 1,00 | 1,04 | 1,06 | 1,07 | 1,09 | 1,10 | 1,12 | 1,14 | 1,16 | |

Fonte: Mipal (2018).

Sendo assim, tem-se então que:

$$Q_{cd} = 74000 \times 1,21 \times 0,91 \times 1 \times 1 \times 1 = 81481 \text{ W}$$

Esse valor será dividido por dois, porque, por questões de segurança, serão seleccionadas duas unidades condensadoras. Assim,

$$Q_{cd_1} = 40741 \text{ W}$$

$$Q_{cd_2} = 40741 \text{ W}$$

Tabela 30 – Modelos de unidades condensadoras.

|  | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|--------|-------|--------------------------|----------------------|--------|------------|--------------------------|----------------------|------------|-------|--------------------------|------------|--------|-------|--------------------------|
| Motores AC Ø800mm 60Hz | | | | | | | | | | | | | | | |
| Ruído a 10m 44 dB(a) | | | | Ruído a 10m 39 dB(a) | | | | Ruído a 10m 33 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 | Modelo | Kcal/h | Watts | Dados Máximos de Consumo |
| VmaxE 052R | 47488 | 55219 | Potência 1,99 kW | VmaxE 043R | 37068 | 43103 | Potência 1,12 kW | VmaxE 018R | 26670 | 31011 | Potência 0,4 kW | VmaxE 018R | 26670 | 31011 | Potência 0,4 kW |
| VmaxF 052R | 51617 | 61182 | | VmaxF 043R | 41072 | 47758 | | VmaxF 018R | 29550 | 34360 | | | | | |
| VmaxE 064R | 58459 | 67976 | Corrente 220V 6,9A | VmaxE 047R | 43672 | 50781 | Corrente 220V 4,15 A | VmaxE 019R | 30793 | 35806 | Corrente 220V 2,0 A | VmaxE 019R | 30793 | 35806 | Corrente 220V 2,0 A |
| VmaxF 064R | 63311 | 73618 | | VmaxF 047R | 47297 | 54996 | | VmaxF 019R | 33349 | 38778 | | | | | |
| VmaxE 071R | 64766 | 75309 | Corrente 380V 3,78 A | VmaxE 053R | 46714 | 54319 | Corrente 380V 2,4 A | VmaxE 020R | 32160 | 37396 | Corrente 380V 1,15 A | VmaxE 020R | 32160 | 37396 | Corrente 380V 1,15 A |
| VmaxF 071R | 69170 | 80430 | | VmaxF 053R | 49891 | 58013 | | VmaxF 020R | 34347 | 39939 | | | | | |
| VmaxE 075R | 67670 | 78687 | VmaxE 054R | 47700 | 55465 | VmaxE 021R | 32616 | 37926 | VmaxE 021R | 32616 | 37926 | | | | |
| VmaxF 075R | 71257 | 82857 | VmaxF 054R | 50228 | 58405 | VmaxF 021R | 35033 | 40736 | | | | | | | |

Fonte: Mipal (2018), adaptada pelo autor.

Da Tabela 30, pode-se ver que o modelo selecionado foi o VmaxE043R, com capacidade de 43103 W. Além de atender à demanda térmica, esse modelo possui um motoventilador com baixo nível de ruído, o que é um ponto positivo, levando-se em conta sua aplicação em uma instalação comercial.

Uma imagem das duas unidades condensadoras selecionadas (do mesmo modelo), bem como suas características dimensionais podem ser vistos na Figura 31 e na Tabela 31.

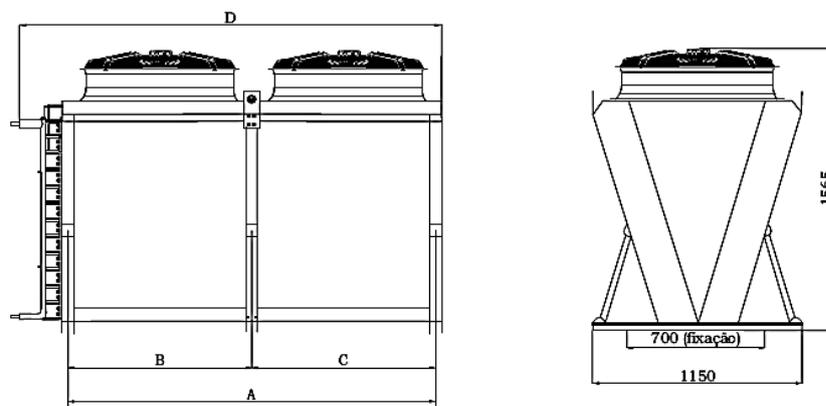


Figura 31 – As duas unidades condensadoras selecionadas.

Fonte: Mipal (2018).

Tabela 31 – Características dimensionais das unidades condensadoras.

| Vmax | mm | Dimensional | | | |
|----------------|----|-------------|------|----------|------|
| | | mm | | | |
| | | A | B | C | D |
| 1 ventilador | 1 | 1000 | - | - | 1320 |
| 2 ventiladores | 2 | 2000 | 1000 | 1000 | 2320 |
| 3 ventiladores | 3 | 3000 | 1000 | 1000(2x) | 3320 |
| 4 ventiladores | 4 | 4000 | 1000 | 1000(3x) | 4320 |
| 5 ventiladores | 5 | 5000 | 1000 | 1000(4x) | 5320 |
| 6 ventiladores | 6 | 6000 | 1000 | 1000(5x) | 6320 |
| 7 ventiladores | 7 | 7000 | 1000 | 1000(6x) | 7320 |

Fonte: Mipal (2018).

4. CONCLUSÃO

Diante de tudo o que foi abordado no presente trabalho, o que se pode concluir é que é impossível fugir do fato de que a negligência, por parte dos seres humanos, com relação ao cuidado com o meio ambiente tem trazido diversos impactos negativos em todo o planeta. Esses impactos têm produzido uma maior conscientização dos indivíduos de sua responsabilidade para com a preservação do bem-estar na terra. E um dos reflexos disso na refrigeração é a ciência de que se deve procurar por alternativas de fluidos refrigerantes ambientalmente menos agressivos. Mas claro sem abrir mão dos patamares de rendimento e eficiência que hoje se tem alcançado.

Os fluidos refrigerantes naturais se mostram então como uma alternativa. Estes fluidos são gerados através de processos bioquímicos naturais, por isso não oferecem risco à camada de ozônio e apresentam índices muito baixos ou nulos de contribuição para o efeito estufa, quando comparados aos fluidos sintéticos. Por mais que tenham sido abandonados parcialmente no passado, o nível tecnológico dos dias atuais já permite que eles sejam utilizados de uma maneira mais eficiente e segura.

O CO_2 e o NH_3 são dois fluidos que merecem destaque, principalmente quando se fala de aplicações no setor supermercadista. Algo já bastante consolidado na Europa e que vem crescendo aqui no Brasil. As características desses fluidos permitem sua implementação em um ciclo de refrigeração do tipo cascata, esse tipo de disposição ameniza problemas de segurança, como também se mostra bastante eficiente. Permitindo que o sistema atinja COPs de mesmo nível ou até mesmo superiores aos de sistemas que utilizam fluidos mais tradicionais.

REFERÊNCIAS

- ABNT NBR 16401. “Instalações de ar-condicionado: Sistemas centrais e unitários”. Rio de Janeiro, RJ, 2008.
- BITZER Software. [Software].
- CARRIER. “Chilled and Frozen Food Islands: Irios, Ivando, Wisalo”. Disponível em: <<http://www.celsior.de/files/celsior/downloads/dl-modular-line/dl-inseln/Irios-Ivando-Wisalo.pdf>>. Acesso em: jul. 2018.
- CARRIER. “Modular Line 2018”. Disponível em: <<https://www.utcccs-cdn.com/hvac/docs/2000/Public/0C/RM-MS-009-DE-EN-FR-IT-ES-0118.pdf>>. Acesso em: jul. 2018.
- COELHO, F. “Aplicação do DT no Sistema”. 2014. Disponível em: <<http://www.resfriando.com.br/aplicacao-dt-sistema/>>. Acesso em ago. 2018.
- COOLPACK. [Software].
- COOISELECTOR2. [Software].
- DALAVECHIA, A. L. “Otimização da Performance de Congelamento de Produtos Frigoríficos em Túneis Contínuos”. Monografia, UFSM-RS, Santa Maria, RS, 2017.
- DANFOSS. “Manual de Aplicação, Refrigeração Industrial: Aplicações da Amônia e do CO₂”. 2014. Disponível em: <http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCI.PA.000.C6.28_IR%20application%20handbook.pdf>. Acesso em: set. 2018.
- FERRAZ, F.; GOMES, M. “O Histórico da Refrigeração, Fluidos Refrigerantes, Ozônio: Processo de Formação e Destruição, Sistemas de Refrigeração, Componentes de um Sistema de Refrigeração”. CEFET-BA, Santo Amaro, BA, 2008.
- FERREIRA, F. D.; MARQUES, T. H. T. “Carga Térmica: Princípios Básicos”. 2018. Disponível em: <<http://www.engenhariaarquitectura.com.br/2018/01/carga-termica-principios-basicos/>>. Acesso em: dez. 2018.
- GENIÊR, F. S. et al. “Ciclos de Refrigeração: Conceitos e Estudos de Eficiência”. In: Enciclopédia Biosfera, Centro Científico Conhecer, Goiânia, GO, 2013.
- GUT, J. A. W. “Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas”. Tese de Doutorado, USP, São Paulo, SP. 2003
- KALUME, D. “Fluidos Naturais na Refrigeração”. 2016. Disponível em: <<http://www.resfriando.com.br/fluidos-naturais-na-refrigeracao/>>. Acesso em: jul. 2018.
- KALUME, D. “Seleção de Evaporadores”. 2017. Disponível em: <<http://www.resfriando.com.br/fluidos-naturais-na-refrigeracao/>>. Acesso em: jan. 2019.

LADEIRA H. M. S, FILHO B. E. P. “Estudo do Dióxido de Carbono, CO₂, Operando como Fluido Refrigerante em Sistemas de Refrigeração”. In: 15º POSMEC - Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Uberlândia, MG ,2005.

LUMERTZ, R. “Entenda como Funciona o Sistema de Refrigeração e Climatização”. 2015. Disponível em: < <https://climatizacaolumertz.com.br/2015/05/09/refrigeracao-climatizacao/>>. Acesso em: Ago. 2018.

MENDES, F. F.; SESSA, G. D. “Projeto Básico de um Sistema de Refrigeração com CO₂ (R-744) Aplicado a Supermercado”. Monografia, UFES, Vitória, ES, 2016.

MIPAL. “Linha Comercial”. 2018. Disponível em: <<http://www.mipal.com.br/site/linha-comercial/>>. Acesso em: jan. 2019.

MTE. “Nota Técnica nº 03/DSST/SIT: Refrigeração Industrial por Amônia: Riscos, Segurança e Auditoria Fiscal”. Brasília, DF, 2004.

MTE. “NR 13: Caldeiras e Vasos de Pressão”. 2014. Disponível em: < <http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr13.htm>>. Acesso em: Ago. 2018.

PINHEIRO, A. P. B. “Retomada dos Refrigerantes Naturais”. 2013. Disponível em: < <http://www.sindicatodaindustria.com.br/publicacoes/2014/01/72,31717/retomada-dos-refrigerantes-naturais.html>>. Acesso em: Ago. 2018.

RAMOS, R. G. “Projeto de um Sistema de Refrigeração e Climatização em um Supermercado Utilizando CO₂ como Refrigerante” UFRJ/Escola Politécnica, Rio de Janeiro, RJ, 2014.

SILVA, A. “Aplicação dos Fluidos Naturais na Refrigeração para Supermercados: Sistemas Cascata com CO₂/NH₃”. In: Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado, Artigos Técnicos, Brasília, DF, 2011.

SILVA, A. “Difusão do Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado”. Brasília, DF, 2011.

SILVA A., EUZEBIO M. “Uma visão geral da experiência obtida da aplicação do CO₂ na refrigeração de supermercados no Brasil”. XIII Conbrava, São Paulo, SP, 2013.

SILVA, A. “Câmaras Frigoríficas: Aplicação, Tipos, Cálculo da Carga Térmica e Boas Práticas de Utilização Visando a Racionalização da Energia Elétrica”. Brasília, DF, 2014.

SILVA, A. “Sistema em Booster para Baixas Temperaturas de Evaporação: Projeto e Instalação”. 2016. Disponível em: <<https://pt.slideshare.net/rossianorenatocasari/sistema-booster>>. Acesso em: set. 2018.

SONNTAG, R. E.; BORGNACKE, C.; VAN WYLLEN, G. J. “Fundamentos da Termodinâmica”. 6ª ed., Edgard Blucher, São Paulo, 2003.