



CURSOS DE BACHAREL EM ENGENHARIA MECÂNICA

ISRAEL COELHO

**DIMENSIONAMENTO DE UMA CÂMARA FRIA PARA O SUPERMERCADO
ALVES EM SANTA MARTA, DISTRITO DE IBITIRAMA - ES**

Itaperuna – RJ

2022

ISRAEL COELHO

**DIMENSIONAMENTO DE UMA CÂMARA FRIA PARA O SUPERMERCADO
ALVES EM SANTA MARTA, DISTRITO DE IBITIRAMA - ES**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial
para a obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica
ao Centro Universitário Redentor.

Orientador: Daniel Passos Gallo

Itaperuna – RJ

2022

FOLHA DE APROVAÇÃO

Autor (a) (es): ISRAEL COELHO

Título: DIMENSIONAMENTO DE UMA CÂMARA FRIA PARA O SUPERMERCADO ALVES EM SANTA MARTA, DISTRITO DE IBITIRAMA – ES

Natureza: Trabalho de Conclusão de Curso

Objetivo: Título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Instituição: Centro Universitário Redentor

Área de Concentração: Engenharia Mecânica

Aprovada em: ____/____/____

Banca Examinadora:

Prof^a.

M.Sc.

Instituição:

Prof^a.

M.Sc.

Instituição:

Prof^a.

D.Sc. (Dr. ou Dr^a.)

Instituição:

AGRADECIMENTO

Agradeço primeiramente a Deus, porque até aqui nos tem abençoado. É certo que novos desafios nos serão impostos, pois o fim de uma jornada é o início de uma nova etapa com desafios e dificuldades ímpares, mas sigo na certeza de que Deus é conosco. Agradeço à minha família pela base, educação, sustento e amor que me fazem seguir em frente meio às dificuldades.

Aos meus amigos e colegas que compartilharam comigo essa caminhada, fica aqui o meu muito obrigado. Expresso, ainda, minha gratidão aos professores que, com tanto louvor, nos transmitiram o seu conhecimento no decorrer desses anos. Em especial, agradeço ao professor Daniel Passos Gallo pelo apoio e instrução nesse último desafio. Por fim, agradeço a todos que direta ou indiretamente compartilharam comigo dessa etapa.

ISRAEL COELHO

RESUMO

Embora o distrito de Santa Marta na cidade de Ibitirama-ES esteja numa região montanhosa, nosso país possui clima tropical, quente e úmido. Portanto, mesmo que haja uma rotatividade diária nos açougues dos nossos mercados, é necessário que se desenvolva um ambiente propício para o armazenamento e conservação dos alimentos, em especial as carnes. Este projeto tem como objetivo dimensionar uma câmara fria para o supermercado Alves, que está situado no distrito de Santa Marta, pertencente a cidade de Ibitirama-ES. A câmara fria estará alocada no interior do mercado, logo, não receberá insolação. No cálculo de carga térmica, obteve-se o valor de 2.842,66 kcal/h. A seleção dos equipamentos foi feita com base no valor indicado, de acordo com os parâmetros de escolha descritos no capítulo 4 desse trabalho. Foram selecionados os seguintes equipamentos: evaporadora da fabricante Mipal modelo MI0031, condensadora da fabricante Danfoss modelo OP-HJM036, válvula de expansão da fabricante Emerson modelo TX7-N03-806852 e uma porta da fabricante Metal RIB de 2000x1000x100 mm de poliuretano injetado.

Palavras-chave: Câmara fria, carga térmica, armazenamento, conservação, evaporadora, condensadora, válvula de expansão.

ABSTRACT

Although the district of Santa Marta in the city of Ibitirama-ES is in a mountainous region, our country has a tropical, hot and humid climate. Therefore, even if there is a daily turnover in the butchers of our markets, it is necessary to develop an environment conducive to the storage and conservation of food, especially meat. This project aims to dimension a cold room for the supermarket Alves, which is located in the district of Santa Marta, belonging to the city of Ibitirama-ES. The cold room will be located inside the market, therefore, it will not receive heatstroke. In the calculation of the thermal load, the value of 2,842.66 kcal/h was obtained. Equipment selection was based on the indicated value, according to the choice parameters described in chapter 4 of this work. The following equipment was selected: evaporator made by Mipal model MI0031, condenser made by Danfoss model OP-HJM036, expansion valve made by Emerson model TX7-N03-806852 and a door made by Metal RIB with 2000x1000x100 mm of injected polyurethane.

Keywords: Cold room, thermal load, storage, conservation, evaporator, condenser, expansion valve.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Geladeira de gelo.....	15
Figura 2: Gráfico Pressão x Entalpia.....	18
Figura 3: O ciclo de refrigeração no diagrama P-H.....	19
Figura 4: Condensadora resfriada à água.....	21
Figura 5: Condensador evaporativo.....	21
Figura 6: Evaporador de câmara frigorífica.....	23
Figura 7: Câmara fria pré-moldada.....	28
Figura 8: Câmara fria de alvenaria.....	29
Figura 9: Evaporador.....	40
Figura 10: Condensador.....	43
Figura 11: Válvula de expansão.....	45
Figura 12: Porta da câmara fria.....	45

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Troca de ar por abertura de porta (n).....	31
Tabela 2: Carga de infiltração de calor removido (G).....	31
Tabela 3: Efetividade do dispositivo de expansão.....	31
Tabela 4: Coeficiente global do isolante térmico.....	32
Tabela 5: Valores para paredes ensolaradas.....	33
Tabela 6: Fatores determinantes de iluminação adequada.....	34
Tabela 7: Locais de armazenamentos diversos para iluminação.....	34
Tabela 8: Dados.....	37
Tabela 9: Carga térmica.....	38
Tabela 10: Carga térmica total.....	38
Tabela 11: ΔT	38
Tabela 12: Seleção evaporador.....	39
Tabela 13: Características do evaporador.....	40
Tabela 14: Temperatura de evaporação.....	41
Tabela 15: Tabelas dos coeficientes (kn).....	41
Tabela 16: Tabela condensador.....	43
Tabela 17: Dados válvula de expansão.....	44
Tabela 18: Tabela válvula de expansão.....	44
Tabela 19: Orçamento.....	46

SUMÁRIO

RESUMO.....	4
ABSTRACT.....	5
1 INTRODUÇÃO	10
1.1 Objetivos	11
1.1.1 Objetivo Geral	11
1.1.2 Objetivos Específicos	11
1.2 Justificativa.....	11
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	12
2.1 História do bovino	12
2.2 História da refrigeração	12
2.3 Controle de temperatura e qualidade da carne.....	17
2.4 Ciclo da refrigeração.....	17
2.5 Componentes do sistema frigorífico	19
2.5.1 Condensadores	19
2.5.1.1 Condensadores resfriados a ar	20
2.5.1.2 Condensadores resfriados a água.....	20
2.5.1.3 Condensadores Evaporativos	21
2.5.1.4 Condensadores de casco e tubo	22
2.5.2 Evaporadores	22
2.5.2.1 Evaporador seco	23
2.5.2.2 Evaporador inundado	24
2.5.2.3 Evaporador prensado	24
2.5.3 Compressores	25
2.5.3.1 Compressor parafuso	25
2.5.3.2 Compressor rotativo	26
2.5.3.3 Compressor alternativo	26
2.5.3.4 Compressor centrífugo	27
2.6 Tipos de câmara	27
2.6.1 Câmaras frias pré-moldadas	27

2.6.2 Câmaras frias de alvenaria.....	28
3 METODOLOGIA	30
3.1 Carga térmica	30
3.1.1 Carga por infiltração do ar externo (Qa).....	30
3.1.2 Transmissão de calor por paredes, teto e piso (Qp)	31
3.1.3 Carga devido a fatores diversos (Qd)	33
3.1.4 Carga devido a motores elétricos (Qm)	33
3.1.5 Carga por iluminação (Qi).....	33
3.1.6 Carga por ocupação (Qpe).....	35
3.1.7 Calor devido ao degelo (Qdeg)	35
3.1.8 Calor devido ao produto (Qh).....	36
3.2 Carga térmica total (Qt).....	36
3.3 Fator de segurança	36
4 RESULTADOS.....	37
4.1 Cálculo de carga térmica	37
4.2 Seleção de equipamentos	38
4.2.1 Seleção do evaporador	38
4.2.2 Seleção do condensador.....	40
4.2.3 Seleção da válvula de expansão.....	43
4.2.4 Seleção de porta da câmara frigorífica.....	45
4.3 Orçamento	46
5 CONCLUSÃO	47
6 REFERÊNCIAS.....	48
APÊNDICE A	51

1 INTRODUÇÃO

Desde o início dos tempos, a refrigeração é utilizada por meios naturais facilitando a vida do ser humano. Nas antigas civilizações, sua utilização era por meio de gelo ou por arrefecimento evaporativo, como por exemplo na conservação de chá, congelamento de alimento, preparo de bebidas. (JUNIOR, 2002).

Com a descoberta do gelo, outros fatores diversos provenientes da natureza como o difícil armazenamento na qual a conservação se dava por período pequeno e a difícil conservação de alimentos durante um transporte demorado foram beneficiados através dessa descoberta, pois o desperdício de produtos por derretimento era grande. (SILVA, 2016).

A refrigeração é um processo responsável pela remoção de calor em um determinado local de modo controlado, por meios mecânicos ou naturais, hoje em dia, a refrigeração teve um grande avanço tecnológico, é realizada por câmaras frigoríficas que fornecem recursos tecnológicos capazes de obter as melhores condições de conservação para tais produtos utilizados, levando ao seu tempo máximo de conservação, a fim de contribuir com a sustentabilidade e estocar alimentos para uso futuro sem que ele estrague (TRANSGEN, 2019).

A carne, que é um dos alimentos mais consumidos do Brasil segundo a EMBRAPA, é extremamente beneficiada com o uso das câmaras frias, pois se faz necessário a conservação desse produto durante toda sua cadeia, desde o abate do animal ainda em frigoríficos, prolongando sua vida útil até sua comercialização em supermercados e açougues garantindo a condição ideal para o consumidor (PEREIRA, 2021).

Nesse sentido, é cada vez maior a adoção desse equipamento tecnologicamente mais avançados e de menor consumo em mercados em geral e em açougues, pois esse equipamento possibilita uma maior eficiência na distribuição de ar, economia de energia e maior controle do funcionamento dos equipamentos (SILVA; SOUZA; ROCHA, 2014).

Buscando uma boa qualidade nos produtos, se faz necessário uma boa conservação para comercialização desses, portanto, nesse trabalho, será apresentado o dimensionamento de uma câmara frigorífica destinado ao açougue do

supermercado Alves que atualmente está em construção, na cidade de Santa Marta, distrito de Ibitirama – ES.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

O presente trabalho visa projetar e dimensionar uma câmara frigorífica para um supermercado em Santa Marta – ES, atendendo toda demanda do supermercado visando a conservação de tais produtos a serem armazenados.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Dimensionar uma câmara frigorífica para o açougue do supermercado Alves.
- Calcular a carga térmica.
- Realizar o memorial de cálculo do projeto.
- Selecionar os equipamentos.
- Apresentação de projeto com plantas e cortes.
- Realizar o orçamento.

1.2 Justificativa

Este projeto se justifica em dimensionar uma câmara frigorífica pelo poder de estocagem que esse equipamento apresenta e de uma melhor qualidade das carnes através de sua temperatura controlada.

Devido a garantia de acomodação de produtos mais volumosos como as peças bovinas inteiras e de suas temperaturas baixas, as estimativas de desperdícios das mercadorias nas câmaras frias são baixas, pois esses benefícios garantem a qualidade dos produtos em até 12 meses, concedendo tempo suficiente para comercialização desses, favorecendo a expansão dos negócios.

Outro benefício desse equipamento que é de suma importância para um supermercado é o retorno financeiro gerado ao longo do tempo devido sua praticidade e eficiência comparado a outros meios de armazenamento, como por exemplo os freezers e congeladores.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 História do bovino

A domesticação do gado selvagem foi de suma importância para o desenvolvimento da população humana, iniciando de 5.000 a 6.000 anos atrás. Os animais domesticados representavam uma importante fonte de carne, leite, pele e força de trabalho. (TRANSGEN, 2019).

Pode-se dizer que a chegada do rebanho bovino foi provocada pelos portugueses. Por volta de 1533, chegaram ao nosso país os primeiros rebanhos com outros rebanhos, principalmente do Cabo de São Vicente, no Algarve, no sul de Portugal, e de Martin Afonso de Souza, no sul de Portugal (DA SILVA, BOAVENTURA. FIORAVANTI, 2019).

Assim, com a implantação do bovino no Brasil, com o passar do tempo, a carne bovina foi se tornando um produto de grande consumo, atraindo o interesse de agricultores, formando assim fazendas de criação de gados para o fornecimento de carnes ao consumidor (DA SILVA, BOAVENTURA. FIORAVANTI, 2019).

O Brasil tem o segundo maior rebanho bovino do mundo, com 226,3 milhões de animais, ficando somente atrás do rebanho indiano com 303,5 milhões, segundo o senso do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE, 2016), com uma média de 24 milhões de cabeças de gado abatida sob inspeção, totalizando em aproximadamente 5,6 milhões de toneladas de carcaças bovinas abatidas no Brasil; sendo 1,4 milhões de toneladas destinadas à exportação brasileira de carne bovina, colocando o país como o maior exportador de carne bovina do mundo. (CNA BRASIL, *online*).

2.2 História da refrigeração

Nas antigas civilizações, a aplicabilidade do conhecimento dos meios de refrigeração já era existente entre os seres humanos. Podemos usar como exemplo a civilização chinesa que muitos séculos antes do nascimento de Cristo usava o gelo natural com a finalidade de conservar o chá que consumiam. Já outras civilizações

como as gregas e romanas se beneficiavam do gelo que era colhido no alto das montanhas para o preparo de bebidas e alimentos gelados. Assim, ficando dependente diretamente da natureza para a obtenção da matéria primordial pois o gelo só se formava no inverno e nas regiões de clima bastante frio (MARTINELLI, 2003).

Já na civilização egípcia, que devido a sua situação geográfica e ao clima de seu país, não obtinham o gelo natural, refrescavam a água por evaporação, usando potes de barro. O barro, por ser poroso deixa passar um pouco da água contida no seu interior. A evaporação desta, para o ambiente, faz baixar a temperatura do sistema. Porém, por um longo período de tempo, de fato, ao longo dos séculos, os humanos descobriram que o único uso do gelo é para refrigerar alimentos e bebidas para melhorar seu paladar (MARTINELLI, 2003).

Antigos monarcas, utilizando o trabalho escravo em grande escala, mandavam trazer enormes pilhas de neve das montanhas próximas com objetivo de produzir brisas refrescantes na primavera e esfriar os refrescos. Na Europa, durante a Idade Média, os nobres mandavam encher de neve buracos e trincheiras, durante o inverno, para que pudessem preparar bebidas frias e sobremesas geladas durante os meses de verão. (MENDES, 1984).

Acima foram descritos alguns dispositivos engenhosos onde se usava a evaporação da água para esfriar o ar e tornar a vida mais amena. A água é o primeiro refrigerante com uma longa história que remonta aos tempos modernos. Ao longo dos anos, os métodos de armazenamento e manuseio melhoraram, mas o gelo natural continua a ser usado em todo o mundo. (MENDES, 1984).

Com a invenção do microscópio no século XVIII, verificou-se a existência de microrganismos (micróbios, bactérias, enzimas). Estudos realizados por cientistas, entre eles o célebre químico francês Louis Pasteur, demonstraram que alguns tipos de bactérias são responsáveis pela putrefação dos alimentos e por muitos tipos de doenças e epidemias, outros estudos comprovaram que a contínua reprodução das bactérias podia ser impedida em muitos casos, ou pelo menos limitada pela aplicação do frio, isto é, baixando suficientemente a temperatura do ambiente em que os mesmos se proliferam. Essas conclusões provocaram, no século XVIII, uma grande expansão na indústria do gelo, que até então se mostrava incipiente. (SILVA, 2004).

Antes de ser descoberto, o alimento manterá seu estado natural e se deteriorará rapidamente. Para mantê-los por mais tempo, é necessário realizar alguns

tratamentos sobre eles, como salga, defumação ou uso de condimentos. Na maioria dos casos, esse tratamento reduz a qualidade da comida e altera seu sabor. Com esta descoberta, a possibilidade de conservar alimentos frescos de qualidade e de qualidade está aberta há mais tempo. Porém, o uso do gelo natural trouxe uma série de condições desfavoráveis, prejudicou severamente o desenvolvimento da refrigeração, e seu valor é relativamente pequeno, só se forma no inverno e em áreas com clima muito frio (SILVA, 2004).

Portanto, a obtenção da substância original, ou seja, o gelo dependia diretamente da natureza, e a substância original só se forma no inverno e em áreas de climas muito frios. Portanto, o abastecimento é bastante irregular e, em países mais quentes, o seu transporte é demorado, sendo a maior parte perdida por de gelo, principalmente por falta de meios para preservá-lo durante o transporte. Mesmo em locais onde o gelo se forma naturalmente, ou seja, em áreas frias, porque o armazenamento é muito difícil e só pode ser concluído em um período de tempo relativamente curto, as áreas frias têm grande influência (SILVA, 2004).

Por estes motivos citados acima e conhecendo os benefícios do gelo engenheiros e pesquisadores voltaram-se para a busca de meios e processos que permitissem a obtenção artificial de gelo, liberando o homem da dependência da natureza. E no ano de 1755 já se conhecia o efeito de resfriamento causado pelo éter ($\text{CH}_3\text{CH}_2\text{-O-CH}_2\text{CH}_3$) ao se evaporar sobre a pele. Naquele tempo, o professor de química, William Cullen, demonstrou a formação de gelo na água em contato com um recipiente contendo éter. Ao reduzir a pressão sobre o éter promoveu sua ebulição a uma temperatura baixa o suficiente para proporcionar a formação do gelo (ADIERS; REOLON; MARCANTE, 2011).

Em 1834 foi inventado, nos Estados Unidos, o primeiro sistema mecânico de fabricação de gelo artificial e, que constituiu a base precursora dos atuais sistemas de compressão frigorífica. Em 1855 surgiu na Alemanha um outro tipo de mecanismo para a fabricação do gelo artificial, este, baseado no princípio da absorção, descoberto em 1824 pelo físico e químico inglês Michael Faraday (MARTINELLI, 2003).

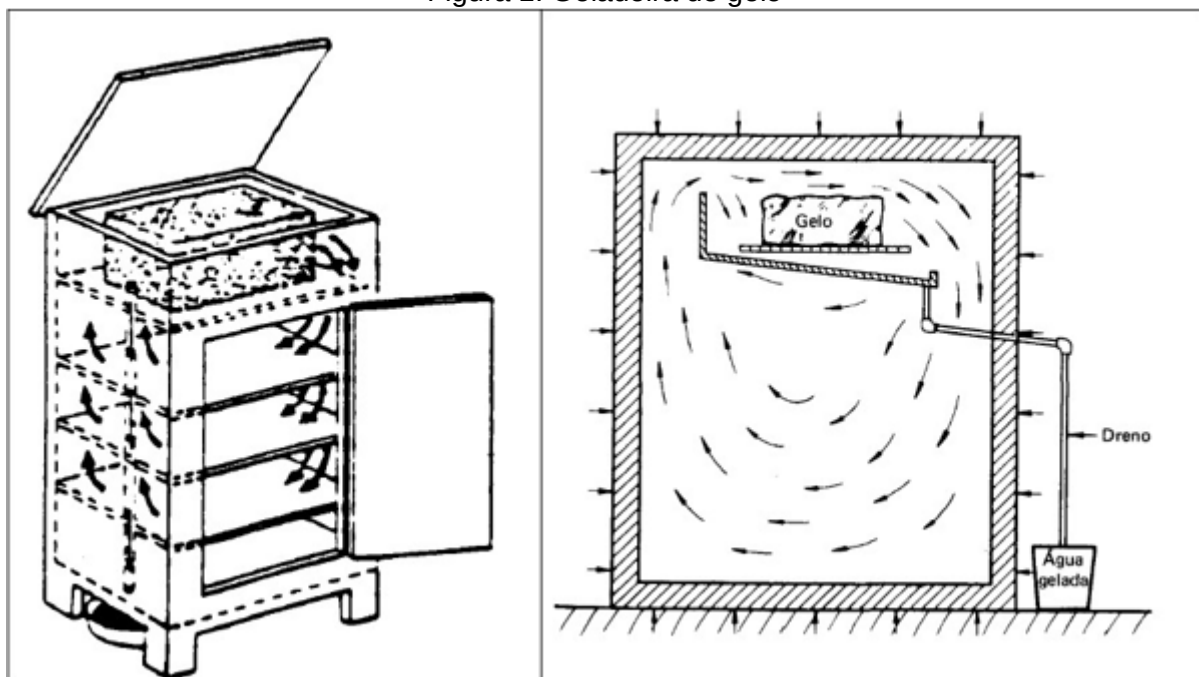
Cari Von Linde, em 1870, foi o primeiro a introduzir a Amônia como refrigerante. Por ter um ponto de ebulição de $-33,3^\circ\text{C}$ proporcionava temperaturas bem mais baixas do que as disponíveis anteriormente, apesar de apresentar pressões em torno de dez atmosferas ou mais no condensador, requerendo assim construções mais robustas

(ADIERS; REOLON; MARCANTE, 2011).

Durante cerca de meio século os aperfeiçoamentos nos processos de fabricação de gelo artificial foram se acumulando, surgindo sistematicamente melhorias nos sistemas, com maiores rendimentos e melhores condições de trabalho. Entretanto, a produção propriamente dita fez poucos progressos neste período, em consequência da prevenção do público consumidor contra o gelo artificial, pois apesar de todos estarem cientes das vantagens apresentadas pela refrigeração, era crença geral que o gelo produzido pelo homem era prejudicial à saúde humana (MARTINELLI, 2003).

De acordo com Martinelli (2003), em 1890, o inverno nos Estados Unidos, que era um dos maiores produtores de gelo natural da época, não foi como esperado, sendo fraco. Em consequência, quase não houve formação de gelo neste ano. Como não havia gelo natural, a situação obrigou que se usasse o artificial, quebrando o tabu existente contra este último e mostrando que o mesmo era ainda melhor que o produto natural, por ser feito com água mais pura e poder ser produzido à vontade, conforme as necessidades de consumo. A utilização do gelo natural levou a criação, no princípio do século XIX, das primeiras geladeiras (Figura 1).

Figura 1: Geladeira de gelo



Fonte: Martinelli (2003).

Este dispositivo consiste num único contentor, quase sempre isolado por placas

de cortiça, no qual são colocados cubos de gelo e alimentos a conservar. O derretimento do gelo absorve parte do calor dos alimentos e reduz bastante a temperatura dentro da geladeira (SILVA, 2004).

Os aparelhos eram constituídos por um recipiente, quase sempre isolados por meio de placas de cortiça, dentro do qual eram colocadas pedras de gelo e os alimentos a conservar. A fusão do gelo absorvia parte do calor dos alimentos e reduzia, de forma considerável, a temperatura no interior da geladeira. Surgiu, dessa forma, o impulso que faltava à indústria de produção mecânica de gelo. Uma vez aceito pelo consumidor, a demanda cresceu vertiginosamente e passaram a surgir com rapidez crescente as usinas de fabricação de gelo artificial por todas as partes (MARTINELLI, 2003).

Isso cria um impulso que falta à indústria de gelo mecânico. Uma vez aceita pelos consumidores, a demanda aumentou drasticamente e as fábricas de gelo artificial floresceram rapidamente em todos os lugares (MARTINELLI, 2003).

Embora o gelo artificial seja totalmente aceito e disponível para todas as classes sociais, sua fabricação continua em instalações especiais, fábricas de gelo e, portanto, não pode ser produzido nas próprias casas dos consumidores (REFRIMAQ, 2019).

No início do século 20, outra grande conquista da energia elétrica começou a se espalhar. As casas começaram a usar lâmpadas elétricas em substituição às lâmpadas de óleo, querosene e gás. Esta foi uma invenção notável de Edison e tinha eletricidade para mover pequenas máquinas e motores. Usando essa nova energia, os técnicos estão procurando maneiras de produzir ar-condicionado em pequena escala na própria casa do usuário (MARTINELLI, 2003).

O primeiro refrigerador doméstico foi lançado em 1913, mas por ser composto por um sistema operacional manual, requer atenção frequente, é trabalhoso e tem baixo desempenho, por isso a aceitação é extremamente baixa. Somente em 1918 a Kelvinator Company nos Estados Unidos produziu o primeiro refrigerador automático movido à eletricidade. Desde 1920, com o aumento contínuo da produção de refrigeradores mecânicos, seu desenvolvimento foi tremendo (MARTINELLI, 2003).

2.3 Controle de temperatura e qualidade da carne

Devido à necessidade urgente de acelerar, a eficiência do espaço frigorífico é fundamental para toda a cadeia da carne. Em todo o processo de processamento, além de reduzir a contaminação microbiana, a contaminação microbiana afetará a qualidade da carne. Portanto, a temperatura experimentada pela carcaça tornou-se crítica para a qualidade da carne (PARDI et al., 2001).

Para satisfazer o consumidor, no que diz respeito ao consumo de carne bovina, a temperatura da carne de todos os 14 componentes da cadeia deve ser monitorada durante todo o processo de proteção (frigorífico, supermercados, consumidor) (PARDI et al., 2001).

Uma etapa do processo é a pré-rigidez, onde surge um problema no qual as carcaças são congeladas rapidamente e estocadas em baixas temperaturas. Este estágio é formado no momento do derretimento, levando a um maior endurecimento e reduzindo a maciez. No entanto, no Brasil, a maior proporção de carnes vermelhas comercializadas é refrigerada, não congelada. Da mesma forma, a temperatura da carne que deve ser mantida depende do tempo que leva para industrializá-la ou utilizá-la em diferentes setores de mercado. No que diz respeito ao mercado local, a faixa de temperatura é de 4 a 7 °C. Além disso, quando transportados em longas distâncias, são mais convenientes em temperaturas de refrigeração de 0°C a -1,5°C (PARDI et al., 2001).

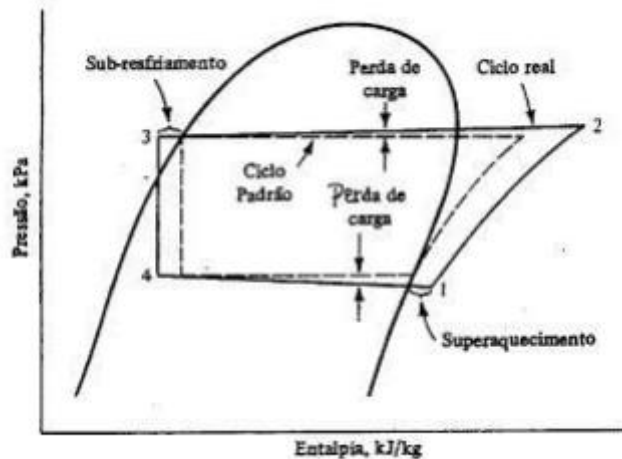
2.4 Ciclo da refrigeração

Como mostrado na figura 2 abaixo, o refrigerante sai do compressor e então entra no processo 2–3 que ocorre no condensador, (a condensação que pode ser a água ou ao ar, convecção forçada ou natural) é um processo de rejeição de calor do refrigerante para o meio de resfriamento desde a temperatura de saída do compressor até a temperatura de condensação (TC) e em seguida rejeição de calor na temperatura TC até que todo o vapor tenha se tornado líquido saturado na pressão de condensação (PC) (AMBIENTE GELADO, online).

Na sequência, a entrada na válvula de expansão onde ocorre o processo 3–4 é uma expansão irreversível desde a PC e líquido saturado. Finalmente o processo

4–1 que ocorre no evaporador, transferência de calor a pressão constante, consequentemente à temperatura constante, desde vapor úmido no estado 4 até vapor saturado seco no estado 1. Observa-se que o calor transferido no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda o seu estado. A Figura 3 define os pontos de pressão e entalpia do Ciclo de Refrigeração, no processo 1–2 citado anteriormente, a compressão ocorre à entropia constante $S_1=S_2$. O título nesse processo é igual a 1. No estágio 2 até 3 observa-se que a pressão se mantém constante ao longo da condensação e também no processo de evaporação 4–1. A expansão ocorre com entalpia constante. (AMBIENTE GELADO, *online*).

Figura 2: Gráfico pressão x Entalpia

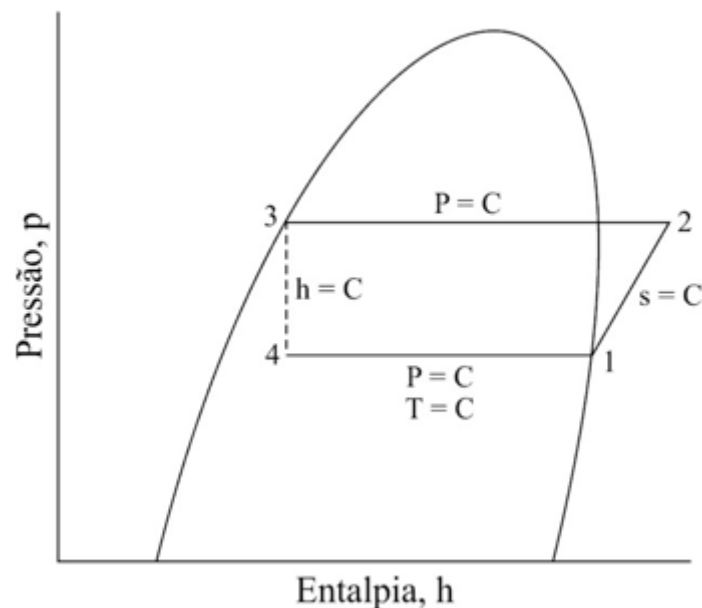


Fonte: Associação Brasileira de Educação em Engenharia (*online*).

Compreender o ciclo de refrigeração através do gráfico p-h é de fundamental importância para o entendimento do processo. No ciclo de Carnot, que é o de maior eficiência, o processo ocorre com duas etapas isotérmicas e duas isoentrópicas, que se desenvolvem dentro da curva de saturação. Na prática, isso significaria ter um compressor operando com parte de líquido, o que é impossível. Por isso a curva teórica no diagrama p-h é um pouco diferente (BORGNAKKE e SONNTAG, 2009).

Segundo Borgnakke e Sonntag (2009), a primeira é utilizá-lo como ciclo de refrigeração, em que o objetivo é manter o espaço refrigerado com a temperatura do evaporador, que será inferior à do ambiente. A segunda situação é utilizar o ciclo bomba de calor. Neste caso o objetivo é manter o espaço a temperatura do condensador, que é maior que a temperatura do ambiente.

Figura 3: O ciclo de refrigeração no diagrama p-h.



Fonte: Adaptado de Ashrae (2003).

O funcionamento deste ciclo se inicia quando o compressor descarrega o gás de alta pressão e temperatura no condensador, através das instalações e mangueiras existentes. No condensador, o gás refrigerante se condensa e se transforma para o estado líquido através da liberação de calor com o uso dos ventiladores, que captam o ar à temperatura ambiente. Este líquido flui para um reservatório no qual é armazenado (AMBIENTE GELADO, online).

Na válvula de expansão, este líquido sofre uma modificação e abaixa sua temperatura e pressão, se transformando em uma mistura típica líquido-gás. Tal mistura flui para o evaporador e se transforma em gás novamente para retornar ao compressor, fechando assim o ciclo de refrigeração (AMBIENTE GELADO, online).

2.5 Componentes do sistema frigorífico

2.5.1 Condensadores

Segundo Laund (1999), o condensador serve basicamente para liquefazer os vapores formados no evaporador, através do processo de ebulição, sendo constituído por várias serpentinas que atravessam uma malha de ferro que melhora a dissipação do calor.

A maioria das linhas de refrigeração residencial utiliza compressores com circulação natural do ar, ou seja, convecção natural. Já as linhas industriais, ar condicionado e câmaras frigoríficas, utilizam condensadores que recebem uma circulação forçada provocada por ventiladores, convecção forçada. As aletas utilizadas nos condensadores servem para melhorar a transferência de calor entre o fluido refrigerante e o meio em que está instalado, o ar do ambiente (SILVA, 2004).

De acordo com Menezes (2010), o calor total a ser rejeitado pelo condensador é devido ao calor adicionado ao refrigerante pela operação do equipamento frigorífico, o calor de fricção do compressor e no caso de compressor hermético e semi-hermético o calor gerado pelos enrolamentos do motor.

2.5.1.1 Condensadores resfriados a ar

Tem como função deslocar o calor absorvido de modo direto para o ar externo. Em um momento normal de projeto e funcionamento (carga máxima do sistema), o refrigerante está aproximadamente 14 a 16°C mais quente do que o ar externo. Comparado a um condensador a água, o sistema arrefecido a ar requer uma diferença maior de temperatura entre o refrigerante e o ar externo. Ainda que essa característica os torne menos eficazes em termos energéticos, seu projeto simples permite baixos custos de instalação e manutenção (COSTA, 2011).

Estes condensadores são geralmente utilizados em pequenas unidades de refrigeração, como refrigeradores domésticos, comerciais e pequenas câmaras frigoríficas (COSTA, 2011).

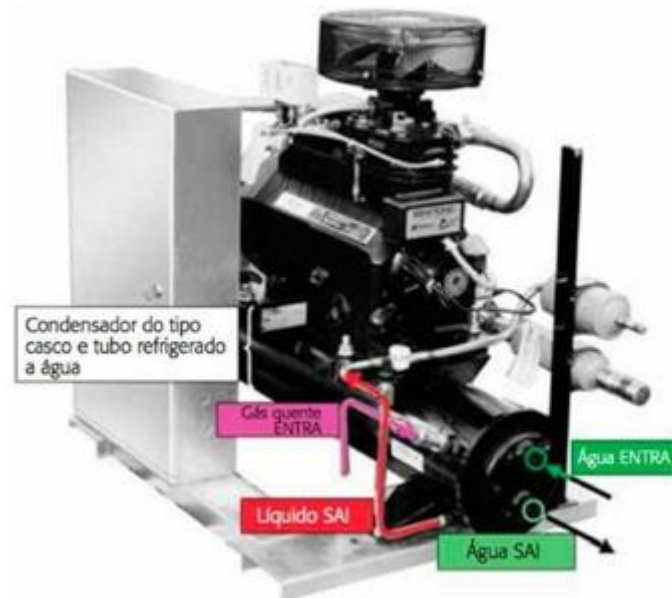
2.5.1.2 Condensadores resfriados a água

Os condensadores a água, como demonstrado na figura 4, são utilizados em conjunto com uma torre de resfriamento, sendo mais comum em instalações de maior porte. A temperatura de condensação, por sua vez, deve ser fixada em um valor entre 5,0 °C e 8,0 °C maior que a temperatura da água que entra no condensador, isto é, da água que deixa a torre (GOMES; FERRAZ, 2008).

A transmissão de calor no condensador duplo se processa através da separação adequada dos fluidos envolvidos. Um dos fluidos é resfriado enquanto o

outro é aquecido (GOMES; FERRAZ, 2008).

Figura 4: Condensadora resfriada à água



Fonte: Wirz (2012).

2.5.1.3 Condensadores Evaporativos

Essa categoria de condensador, como demonstrado na figura 5, é formado por uma torre de arrefecimento que combina as funções de um condensador a ar e uma torre de arrefecimento de água, no interior da qual é instalada uma série de tubos, por onde escoam o fluido refrigerante. No topo destes condensadores são instalados injetores que atomizam a água sobre tubos onde circula o fluido (SILVA, 2004).

Figura 5: Condensador evaporativo



Fonte: Catálogo Mebrafe (2014).

O contato da água com as regiões de elevada temperatura da serpentina, onde o fluido frigorífico ainda se encontra superaquecido, pode provocar a formação excessiva de incrustações sobre a superfície dos tubos. Assim, em alguns condensadores evaporativos, instala-se uma primeira serpentina, acima da região onde a água é borrifada. Esta serpentina é também chamada de superaquecedor, que tem a função de reduzir a temperatura do refrigerante pela troca de calor com o ar saturado que deixa o condensador, o que reduz a formação de incrustações na região onde há água (SILVA, 2004).

2.5.1.4 Condensadores de casco e tubo

Um condensador de casco e tubo, consiste de uma carcaça cilíndrica, na qual é instalada uma determinada quantidade de tubos horizontais e paralelos, conectados a duas placas de tubos dispostas em ambas as extremidades. Nos condensadores menores, a carcaça pode ser um tubo comum, mas, nos maiores, usam-se carcaças soldadas (MARTINELLI, 2003).

As chapas de tubos, são soldadas à carcaça (casco) e perfuradas para receber os tubos. Os tubos, com as extremidades retificadas ou polidas, são inseridos nos respectivos furos das chapas de tubos e suas extremidades são soldadas ou trefiladas de modo a manter uma junta estanque ao gás. O gás refrigerante flui dentro da carcaça, em volta dos tubos, ao passo que a água passa dentro dos tubos (MARTINELLI, 2003).

2.5.2 Evaporadores

O evaporador é um dos principais sistemas mecânico de refrigeração, que tem como finalidade, extrair o calor do meio, evaporando o fluido refrigerante que sofre mudança de estado, saindo da fase líquida para a fase gasosa (TASSINI, 2012).

Segundo York Refrigeration (2008) os evaporadores são a interface entre o sistema de refrigeração e o processo, ou seja, é nos evaporadores que a troca térmica entre o fluido refrigerante e o produto a ser resfriado ocorre, fazendo com que a carga de calor do segundo seja transferida e absorvida pelo primeiro, e este se evapora.

O líquido vem do reservatório com alta pressão, passa pela válvula de

expansão e entra no evaporador. Há um sistema de controle na válvula de expansão, que tem a função de manter, entre o reservatório e o evaporador, um diferencial de pressão para que, dentro do evaporador, se inicie a ebulição a uma temperatura menor que a da substância que está sendo resfriada (TASSINI, 2012).

Figura 6: Evaporador de câmara frigorífica



Fonte: Catálogo da Mult Frio refrigeração (2019).

2.5.2.1 Evaporador seco

O evaporador “seco” possui um dispositivo de controle do refrigerante que admite apenas a quantidade de líquido suficiente para que ele seja totalmente evaporado até atingir a saída da serpentina. Todo refrigerante sai da serpentina em estado seco, como vapor seco (MARTINELLI, 2003).

Nestes evaporadores, o refrigerante entra no evaporador, de forma intermitente, através de uma válvula de expansão, geralmente do tipo termostática, sendo completamente vaporizado e superaquecido ao ganhar calor em seu escoamento pelo interior dos tubos (CASTRO, 2008).

Assim, em uma parte do evaporador existe fluido frigorífico saturado (líquido mais vapor) e na outra parte, fluido superaquecido. Estes evaporadores são bastante utilizados com fluidos frigoríficos halogenados, especialmente em instalações de capacidade não muito elevadas (CASTRO, 2008).

2.5.2.2 Evaporador inundado

O evaporador “inundado” é disposto com um tanque ou tambor compensador localizado acima da serpentina, de modo que o interior do evaporador permaneça inundado com refrigerante. Os evaporadores inundados podem ter ainda sua alimentação classificada em alimentação por gravidade e recirculação de líquido (MILLER, 2010).

Nos sistemas de alimentação por gravidade, os separadores de líquido, que podem ser individuais, parciais ou único, alimentam por gravidade todos os evaporadores da instalação. Já por recirculação os evaporadores são alimentados, geralmente por meio de uma bomba, em uma vazão maior que a taxa de vaporização, portanto o interior destes evaporadores também sempre contém fluido frigorífico líquido (CASTRO, 2008).

Estes evaporadores são muito usados em sistemas frigoríficos que utilizam amônia como refrigerante, porém seu emprego é limitado em sistemas com refrigerantes halogenados, devido à dificuldade de se promover o retorno do óleo ao cárter do compressor (MILLER, 2010).

Segundo Martinelli (2003), a superfície da troca de calor dos evaporadores são classificadas em evaporadores de superfície primária e de superfície estendida. Os evaporadores de superfície primária são feitos apenas de canos ou tubos lisos e os evaporadores de superfície estendida também são feitos de canos ou tubos lisos, mas possuem extensões da superfície feitas de chapas ou placas metálicas ou ondulações fundidas ou usinadas na superfície da tubulação (aletas).

2.5.2.3 Evaporador prensado

Este tipo de evaporador vem sendo cada vez mais utilizado devido ao seu elevado coeficiente de transmissão de calor. Pode ser usado com alimentação por gravidade, recirculação por bomba ou por expansão direta (válvulas termostáticas) (SILVA; TORRES, 2011).

Estes evaporadores são construídos a partir de lâminas de metal interligadas por curvas de tubo soldadas as placas. Pode ser feita também de placas rebaixadas ou ranhuras soldadas entre si, de modo que as ranhuras formem uma trajetória

determinada ao fluxo do refrigerante (SILVA; TORRES, 2011).

2.5.3 Compressores

São máquinas de compressão (prensa, oprime, reduz para um menor volume). O termo é usado para designar qualquer máquina que devido um aumento de pressão, é capaz de deslocar fluidos compressíveis como, por exemplo, os gases. Os compressores para refrigeração mais usada são:

- Alternativos: Compressores que possuem pistões que se movimentam alternadamente, forçando assim o fluido sempre parar a linha de descarga (SILVA, SILVA, 2007).
- Rotativo: Compressores que também conta com pistão, se diferenciando dos alternativos pelo movimento, tendo o movimento de “rolete” criando uma região de baixa pressão e outra de alta pressão, criando uma sucção e seguidamente uma descarga do fluido (JABARDO; TOECKER, 2002).
- Scroll: Compressores que possuem dois caracóis, sendo um fixo e outro móvel, fazendo um movimento orbital entre o fixo e o móvel, criando bolsas de gás que vão diminuindo de volume e aumentando a pressão do fluido refrigerante (SILVA, SILVA, 2007).
- Parafuso: Compressores que possuem fusos, que comprimem o fluido criando uma pressão de saída no fluido refrigerante (SILVA; SILVA, 2007).

Estes são divididos em diferentes conceitos, destacando-se entre eles o tipo aberto, semi-hermético e hermético (JABARDO; TOECKER, 2002).

2.5.3.1 Compressor parafuso

No compressor de parafuso a compressão é obtida pelo engrenamento de 2 rotores conjugados dispostos em um cilindro apropriado, equipado com orifício de entrada e saída. O rotor macho normalmente é o rotor de acionamento e consiste de uma série de ressaltos ao longo do comprimento do rotor que se engrenam com os sulcos helicoidais correspondentes, formado de modo semelhante no rotor fêmea, comprimindo o refrigerante. Na região de aspiração do compressor é produzido vácuo, induzindo a entrada do vapor de refrigerante (MENEZES, 2010).

A utilização deste tipo de compressor se dá na faixa de 300 a 500 kW de refrigeração, normalmente para resfriamento da água (MENEZES, 2010).

O centro de capacidade é realizado pelo uso de uma válvula corredeira que é localizada na carcaça do compressor. Quando a válvula está aberta, ocorre um retardamento do início de compressão. A capacidade pode ser modulada até 10% da capacidade máxima (MENEZES, 2010).

2.5.3.2 Compressor rotativo

Os compressores rotativos possuem um eixo que gira excentricamente no interior de uma carcaça, contendo uma série de pás, podendo ser simples ou de múltiplas palhetas, onde o fluido refrigerante é comprimido pelo movimento do eixo (SILVA; SILVA, 2007).

Segundo Silva (2004), no compressor de palhetas simples a linha de centro do eixo de acionamento coincide com a do cilindro, mas é excêntrica com relação ao rotor, de modo que este compressor apresenta um divisor atuado por mola, dividindo as câmaras de aspiração e descarga.

Nesses compressores, quando o rotor realiza movimentos giratórios reduzindo o espaço de compressão, o fluido refrigerante ficará preso entre as palhetas e comprimido, sendo forçado posteriormente a seguir para a tubulação de descarga. Esses compressores apresentam como vantagem uma menor vibração durante seu funcionamento, sendo fundamental que esses ruídos estejam em níveis baixos (SILVA, 2007).

2.5.3.3 Compressor alternativo

Os compressores alternativos são os mais utilizados em sistemas de refrigeração e são amplamente utilizados em sistemas de pequena e média capacidade. Neste tipo de equipamento o efeito de compressão é realizado através do movimento alternativo do pistão que fica conectado ao motor através de um sistema de transmissão tipo biela manivela (CASTRO, 2008).

Seu funcionamento consiste na movimentação do êmbolo, onde o gás refrigerante é aspirado pela válvula de admissão, que pode estar localizada no próprio

ênbolo ou no cabeçote. Durante a compressão, o êmbolo comprime o refrigerante, empurrando-o para fora através da válvula de descarga, localizada normalmente no cabeçote do cilindro (CASTRO, 2008).

2.5.3.4 Compressor centrífugo

Os compressores centrífugos são amplamente utilizados em sistemas de grande porte. Seu princípio de funcionamento é semelhante ao de uma bomba centrífuga. O refrigerante entra pela abertura central do rotor e, devido à ação da força centrífuga, ganha energia cinética à medida que é deslocado para a periferia. Ao atingir as pás do difusor, parte de sua energia cinética é transformada em pressão. Em situações onde são necessárias altas razões de pressão podem-se utilizar esses tipos de compressores com múltiplos estágios (SILVA; TORRES, 2011).

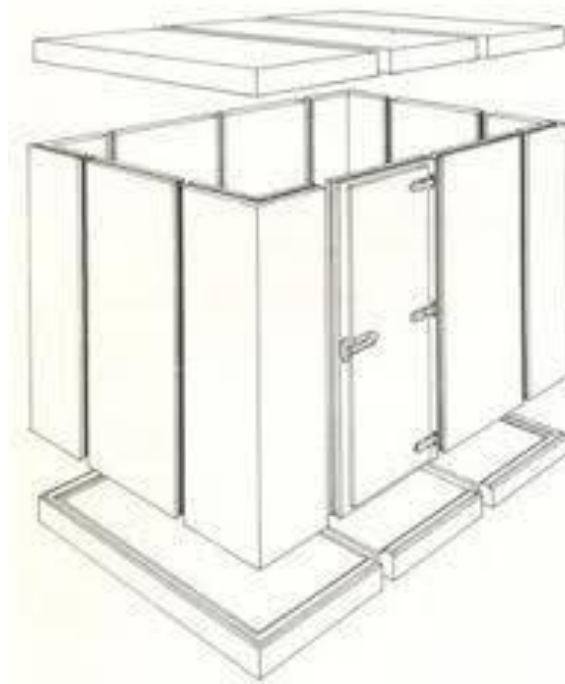
2.6 Tipos de câmara

2.6.1 Câmaras frias pré-moldadas

As câmaras pré-moldadas, podem ser feitas em qualquer dimensão com o uso de painéis isolantes modulares, permite um rápido tempo de construção, economia nas fundações, fácil junção dos painéis por meio de juntas metálicas e facilidade em sua ampliação e remoção. Essas câmaras são construídas por painéis isolantes pré-moldados, com característica de rigidez estrutural obtida com acoplamento do isolante propriamente dito e camadas de revestimentos (TORRES; SILVA, 2011).

A ampla disponibilidade de materiais para revestimento dos painéis hoje disponíveis no mercado, tais como o aço inox, permitem, a construção de câmaras frigoríficas resistentes com ótimas características de isolamento e impermeabilidade (TORRES; SILVA, 2011).

Figura 7: Câmara fria pré-moldada



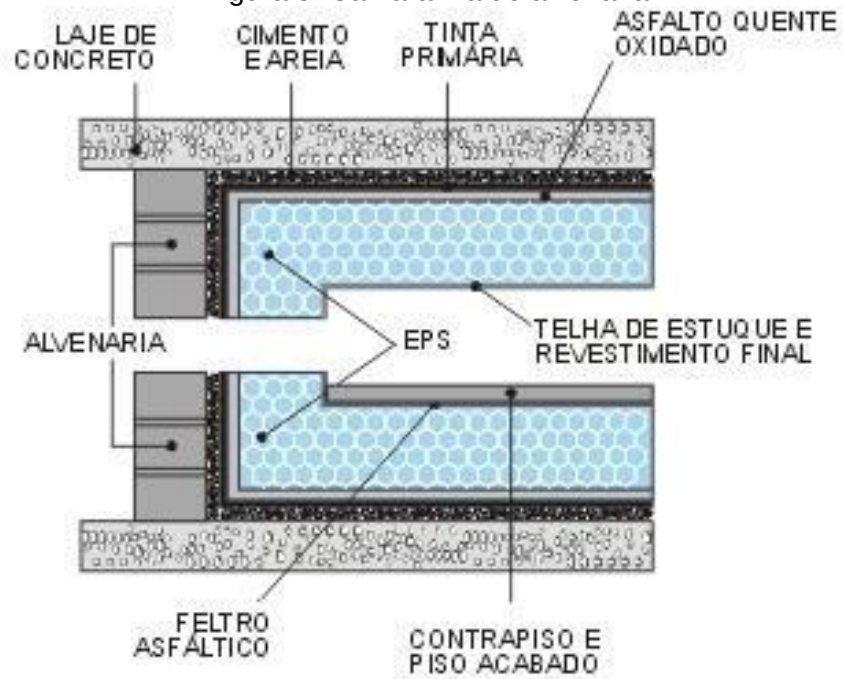
Fonte: TORRES e SILVA (2011).

2.6.2 Câmaras frias de alvenaria

As câmaras frigoríficas de alvenaria, são amplamente utilizadas quando deseja-se armazenar grande quantidade de produtos. Como característica, esse tipo de câmara deve ser montado no local onde irá atuar. Sendo assim, para a construção dela e armazenagem de produtos, é necessário um perímetro relativamente grande (OLIVEIRA; PAIVA, 2016).

As câmaras em alvenaria apoiam-se em fundações convencionais, no interior das quais é aconselhável que se realize uma camada de pedras com sucessivo lançamento de concreto para a formação de um primeiro lastro. Nas câmaras de média e alta temperatura, as paredes são construídas diretamente sobre a fundação e o material isolante é colocado entre a primeira e a segunda laje em concreto feita para evitar as solicitações localizadas produzidas por possíveis empilhadeiras trabalhando no interior das câmaras (TORRES; SILVA, 2011).

Figura 8: Câmara fria de alvenaria



Fonte: OLIVEIRA e PAIVA (2016).

3 METODOLOGIA

3.1 Carga térmica

A carga térmica deve ser calculada de forma que possa retirar o calor ao nível desejado, levando em conta o calor transmitido através das paredes, o piso e o teto, a infiltração de ar no interior da câmara, o calor do produto e embalagens, além da carga térmica transmitida por motores, empilhadeiras, iluminação, aberturas de portas, pessoas e demais fontes que se façam presentes (GIRARD, 2004).

3.1.1 Carga por infiltração do ar externo (Q_a)

Segundo Melo (2018), a carga térmica pela infiltração do ar externo é função direta do calor que infiltra pelas aberturas (frestas) da câmara de resfriamento, especialmente pelas portas, em que há uma renovação do ar. Sendo que a infiltração adiciona calor sensível e calor latente ao ambiente. O cálculo de infiltração é realizado através da equação 1:

$$Q_a = n . V . G (1 - E) \quad (1)$$

Em que:

Q_a = Carga térmica pela infiltração de ar externo [kcal/h]

n = troca de ar por abertura de porta e infiltração

V = Volume da câmara [m^3]

G = calor removido do ar [kcal/ m^3]

E = efetividade do dispositivo de proteção

O volume da câmara é dado pela equação 2:

$$V = L . C . H \quad (2)$$

V = volume [m^3]

L = largura [m]

C = comprimento [m]

H = altura [m]

Tabela 1: Troca de ar por abertura de porta (n)

V câmara (m ³)	n	
	Ti < 10	Ti > 10
15	19,6	25,3
20	16,9	21,2
30	13,5	16,7
50	10,2	12,8
75	8,0	10,1
100	6,7	8,7
150	5,4	7,0

Fonte: VILAIN (2008)

O Calor removido do ar, é dado analisando a temperatura externa da câmara, o valor da umidade relativa externa e a temperatura interna da câmara.

Tabela 2: Carga de infiltração de calor removido (G)

Temp. interna °C	Temperatura do ar entrando (°C)									
	25			30			35		40	
	50	60	70	50	60	70	50	60	50	60
15	3.05	4.44	5.87	5.71	8.52	10.5	11.9	13.4	15.8	18.9
10	6.35	7.71	9.12	7.61	11.7	13.7	14.1	16.5	16.9	23.7
5	8.26	10.6	12.0	12.8	14.5	16.5	16.9	19.3	21.6	24.7
0	11.7	13.1	14.4	15.2	17.0	18.9	19.3	21.7	23.9	27.2

Fonte: VILAIN (2008)

Tabela 3: Efetividade do dispositivo de expansão

Dispositivo	Efetividade E
Cortina de ar vertical	0,79
Cortina de ar horizontal	0,76
Cortina de tiras de plástico	0,96
Cortina de ar + cortina de plástico	0,91

Fonte: ADAPTADO MACAGNAN (2015)

3.1.2 Transmissão de calor por paredes, teto e piso (Q_p)

A carga térmica de penetração (Q_p) se refere ao calor que penetra pelo isolamento térmico adotado do teto, piso e das paredes da câmara de resfriamento. Conforme Loncan (2019), através da Equação 3 pode-se encontrar a carga térmica de penetração:

$$Q_p = \{U.A. [(T_{ar\ ext} - T_{ar\ int}) + \Delta T]\} .24 \quad (3)$$

Onde:

Q_p = Carga térmica por penetração [kcal/h]

U = Coeficiente global de transmissão de calor do isolante térmico [kal/h.m².°C]

A = Área do isolamento [m²]

$T_{ar\ ext}$ = Temperatura externa da câmara

$T_{ar\ int}$ = Temperatura interna da câmara

ΔT = Valores de ΔT para paredes ensolaradas

Onde a área do isolamento pode ser calculada através da Equação 4:

$$A_{paredes} = L \cdot P_d \quad (4)$$

$A_{paredes}$ = Área das paredes [m²]

L = Largura da câmara [m]

P_d = Pé direito da câmara [m]

E a área do teto pode ser calculada pela Equação 5:

$$A_{teto} = C \cdot L \quad (5)$$

A_{teto} = Área do teto [m²]

C = Comprimento [m]

L = Largura [m]

Tabela 4: Coeficiente global do isolante térmico

Informações Técnicas – StyroPainel - EPS						
Espessura do núcleo isolante	Largura útil	Coeficiente Global de Transmissão de Calor	Peso próprio	Comprimento mínimo	Comprimento máximo	Vão máximo**
(mm)	(mm)	(W.m ² .k)	(Kg/m ²)	(mm)	(mm)	(mm)
50	1144	0.7229	9.72	2500	1200	2800
75	1144	0.5054	10.09	2500	1200	3400
100	1144	0.3835	10.47	2500	1200	3900
125	1144	0.3156	10.81	2500	1200	4350
150	1144	0.2657	11.22	2500	1200	4750
200	1144	0.2018	11.97	2500	1200	5450
250	1144	0.1627	12.72	2500	1200	7000

Fonte: CATÁLOGO DANICA

*Fator de conversão 1 W/m²K = 0.86 kcal/h.m².C

Tabela 5: Valores para paredes ensolaradas

Orientação	Cor da Parede		
	Escura	Média	Clara
Leste/Oeste	6 K	3,5 K	2 K
Norte	3,2 K	2 K	1 K
Sul	1 K	0,2 K	0 K
Teto	10 K	6 K	3,5 K

Fonte: SILVA (2004)

3.1.3 Carga devido a fatores diversos (Q_d)

A carga por fatores diversos corresponde à soma do calor que é gerado pelos motores elétricos dos evaporadores de convecção forçada (Q_m), por iluminação (Q_i) e por ocupação (Q_{pe}).

$$Q_d = Q_m + Q_i + Q_{pe} \quad (6)$$

3.1.4 Carga devido a motores elétricos (Q_m)

Conforme Loncan (2019), a carga térmica devido aos motores dos evaporadores (Q_m) pode ser calculada através da Equação 7:

$$Q_m = \frac{cv}{fs} \cdot 632 \quad (7)$$

Onde:

Q_m = Carga térmica pelos motores dos evaporadores [kcal/h]

CV = Potência instalada dos motores [CV]

FS = Fator de segurança adotado na seleção dos motores [1,2]

632 = Fator de conversão [kcal/h.CV]

3.1.5 Carga por iluminação (Q_i)

Conforme Loncan (2019), pode-se calcular a parcela de carga térmica gerada pela iluminação (Q_i) pela Equação 8:

$$Q_i = W \cdot 0,86 \cdot T_f \cdot N_l \quad (8)$$

Onde:

Q_i = carga térmica por iluminação [kcal/24h]

W = Potência de iluminação instalada [W]

T_f = tempo de funcionamento durante um dia [h]

0,86= fator de conversão watts para kcal/h

N_l = número de lâmpadas

Para a determinação do número de lâmpadas necessárias, é necessário determinar a iluminância (Lx) adequada para o local de armazenamento.

Tabela 6: Fatores determinantes de iluminância adequada.

Características da tarefa e do observador	Peso		
	-1	0	+1
Idade	Inferior a 40 anos	40 a 55 anos	Superior a 55 anos
Velocidade e precisão	Sem importância	Importante	Crítica
Refletância do fundo da tarefa	Superior a 70%	30 a 70%	Inferior a 30%

Fonte: ABNT NBR 5413

Tabela 7: Locais de armazenamentos diversos para iluminância.

- armazéns gerais (não usados frequentemente)	75	100	150
- armazéns de fábricas (usados frequentemente)			
- armazéns de volumes grandes	150	200	300
- armazéns de volumes pequenos	150	200	300
- armazéns de volumes muito pequenos	200	300	500

Fonte: ABNT NBR 5413

Após determinada a iluminância necessária para o ambiente de refrigeração, é necessário determinar o fluxo luminoso necessário (L_n), dado pela equação 9:

$$L_n = L_x \cdot A \quad (9)$$

L_n = Fluxo luminoso

L_x = Iluminância

A = área da base da câmara

Enfim, determinar o número de lâmpadas, usando a equação:

$$N_l = \frac{L_n}{F_l} \quad (10)$$

N_l = número de lâmpadas

L_n = Fluxo luminoso

F_l = fluxo luminoso dado pelo fabricante

3.1.6 Carga por ocupação (Q_{pe})

O metabolismo do ser humano adquire energia, na qual tem 20% de sua totalidade convertida em trabalho, e o restante convertido em calor, calor que deve ser dissipado para garantir o equilíbrio do organismo. O calor gerado pelo corpo humano, o número de pessoas que trabalham dentro da câmara e o tempo de permanência de cada um dentro da mesma, dão origem à equação de carga térmica de ocupação. (SILVA; SILVA, 2007). O calor transmitido pelo metabolismo dos ocupantes é dado através da equação:

$$Q_{pe} = N_p \cdot 0,86 [272 - (6 \cdot T_{int})] \cdot N_h \quad (11)$$

Q_{pe} = carga térmica por ocupação [kcal/24h]

N_p = número de pessoas

T_{int} = temperatura interna da câmara

N_h = número de horas de uso de trabalho dentro da câmara por dia

3.1.7 Calor devido ao degelo (Q_{deg})

A carga térmica do degelo deve ser avaliada considerando a necessidade do degelo em forçar o derretimento das camadas de gelo formadas na superfície do evaporador. A equação 12 apresenta os parâmetros de cálculo da carga de degelo.

$$Q_{deg} = P_{deg} \cdot 0,86 \cdot N_{hs} \cdot E_f \quad (12)$$

Onde:

P_{deg} = A potência de degelo do evaporador selecionado (W);

N_{hs} = O número de horas de operação do sistema de degelo;

E_f = A (variando entre 0 e 1).

3.1.8 Calor devido ao produto (Q_h)

Se refere ao calor sensível que será retirado do produto partindo de sua temperatura de entrada até que ele alcance a temperatura desejada. Pode ser calculado por meio da equação 13:

$$Q_h = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (13)$$

Onde:

m = Massa da carcaça bovina a se resfriar [kg];

c = Calor específico da carcaça bovina antes do congelamento [kcal/kg °C];

ΔT = Diferença entre temperatura de chegada e equilíbrio [°C].

3.2 Carga térmica total (Q_t)

Enfim realizado todos os devidos cálculos apresentados, é realizado o somatório de ambos, conforme a equação 14:

$$Q_t = Q_a + Q_p + Q_d + Q_{deg} + Q_h \quad (14)$$

3.3 Fator de segurança

Tendo em vista possíveis discrepâncias que podem ocorrer durante a metodologia faz-se necessário a utilização de um fator de segurança, conforme indicado por ASHRAE (2003), se adiciona 10% do valor total da carga térmica.

$$Q_f = Q_t + 10\% \quad (15)$$

Onde:

Q_f = Carga térmica final

4 RESULTADOS

Visando as necessidades do cliente e conforme os objetivos propostos, espera-se capacitar este novo mercado a fim de que sua capacidade de armazenamento seja ampla, além de uma boa otimização em seu poder de estocagem de alimentos, resultando na boa qualidade da conservação, garantindo as condições ideais de armazenamento e a durabilidade do produto final a ser consumido pelos clientes deste supermercado.

Desenvolver uma câmara fria para que o custo-benefício do supermercado seja grande, gerando um retorno financeiro ao longo do tempo, tanto no consumo de energia comparado a outros meios de armazenamento, quanto no maior espaço de estocagem que ocasiona ao não desperdício dos alimentos, além de expandir os negócios.

4.1 Cálculo de carga térmica

O cálculo de carga térmica deve ser feito de modo que possibilite a remoção da carga térmica no nível desejado. Para o cálculo de carga térmica total foram consideradas as variáveis apresentadas na etapa anterior, que são: Carga por infiltração de ar exterior, carga por condução/penetração, carga por fatores diversos e a carga térmica do produto. Essa parte do trabalho tem como base a metodologia apresentada no capítulo anterior. Todos os cálculos podem ser observados de forma detalhada no apêndice A. A tabela 8 apresenta os dados utilizados no projeto.

Tabela 8: Dados

Parrâmetros	Dados
Produto	Carne bovina
Temperatura interna	4 °C
Temperatura externa	25 °C
Altura da câmara	3 m
Capacidade de armazenamento	4200 kg
Movimentação diária	1200 kg
Temperatura de chegada da carne	10 °C
Temperatura interna	4 °C
Insolação	NÃO
Profissionais	2
Dispositivo de proteção	Cortinas de tiras de plástico

Área	14 m ²
Volume	42 m ³

A tabela 9 apresenta os valores encontrados nos cálculos de carga térmica. Os cálculos detalhados podem ser consultados no anexo A.

Tabela 9: Carga térmica

Referência	Carga térmica (kcal/h)
Infiltração de ar	204,8
Condução/penetração	425,5
Fatores diversos	1.723,24
Produto	230,7

A tabela 10 explicita a carga térmica total da câmara fria, assim como a carga térmica acrescida do coeficiente de segurança.

Tabela 10: Carga térmica total

Referência	Carga térmica (kcal/h)
Carga térmica total (Q_t)	2.584,24
Carga termica final ($Q_t + 10\%$)	2.842,66

4.2 Seleção de equipamentos

Nessa etapa serão selecionados os equipamentos que comporão o sistema da câmara fria. Essa seleção tem como base os valores apresentados na tabela 10 e o detalhamento dos cálculos se encontram no apêndice A.

4.2.1 Seleção do evaporador

A seleção do evaporador leva em conta o valor de carga térmica final apresentado na tabela 10 que é de 2.842,66 kcal/h. A tabela 11 servirá como base para o cálculo de temperatura de evaporação através da equação 16.

Tabela 11: ΔT

ΔT (°C)	Tipo de produto	Umidade relativa
4 – 5	Ovos e derivados do leite	90 – 95%
5 – 6	Cortes de carne e frutas	85 – 95%
6 – 9	Carnes peça e frutas com casca dura	80 – 85%

9 – 12	Enlatados e produtos embalados	75%
--------	--------------------------------	-----

$$T_{\text{evaporação}} = T_{\text{conservação}} - \Delta T \quad (16)$$

Onde:

$\Delta T = 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (Tabela 11)

$T_{\text{conservação}} = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (Tabela 8)

Portanto,

$$T_{\text{evaporação}} = 4 - 6 = -2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

A partir das variáveis encontradas ($T_{\text{evaporação}} = -2 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $Q_f = 2.842,66 \text{ kcal/h}$) e após análise do catálogo da fabricante MIPAL, foi selecionado o evaporador do modelo MI 0031. Tal evaporador atende os requisitos de carga térmica requerida, entregando para $T_{\text{evaporação}} = -2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ carga térmica de 2.925,6 kcal/h. Além disso é de fácil instalação e manutenção, além de oferecer grande vazão de ar e potência e bom custo-benefício. Para a seleção do evaporador utiliza-se a tabela 12. A figura 9 ilustra o MI 0031. A tabela 13 apresenta as características do evaporador.

Tabela 12: Seleção Evaporador

Mi 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	946	983	1015	1047	1077	1107	1141	1231	1284		1100	1143	1180	1217	1252	1287	1326	1431	1493	
0015	1186	1232	1272	1312	1350	1387	1430	1543	1610		1379	1432	1479	1525	1569	1612	1662	1794	1871	
0018	1350	1403	1448	1494	1537	1579	1628	1757	1832		1569	1631	1683	1736	1786	1836	1892	2042	2130	
0025	1892	1966	2029	2093	2153	2213	2281	2462	2567		2199	2285	2358	2432	2502	2572	2651	2861	2984	
0031	2317	2407	2485	2562	2636	2710	2793	3014	3144		2692	2797	2888	2978	3064	3149	3246	3503	3654	
0038	2837	2947	3042	3138	3228	3318	3420	3691	3849		3297	3425	3536	3647	3751	3856	3975	4289	4474	
0046	3463	3598	3714	3830	3940	4051	4175	4505	4699		4025	4182	4317	4452	4580	4708	4852	5236	5462	
0051	3782	3930	4057	4184	4304	4424	4560	4921	5133		4396	4567	4715	4862	5002	5142	5300	5719	5965	
0062	4630	4810	4966	5121	5268	5416	5582	6024	6283		5381	5591	5771	5952	6123	6294	6487	7001	7302	
0078	5797	6023	6217	6412	6596	6781	6989	7542	7867		6737	7000	7226	7452	7666	7881	8123	8766	9143	
0094	6930	7200	7433	7665	7886	8106	8355	9016	9404		8054	8368	8638	8909	9165	9421	9710	10479	10930	
0110	8103	8419	8691	8962	9220	9478	9769	10542	10996		9417	9784	10100	10416	10716	11015	11354	12252	12779	
0125	9285	9647	9958	10270	10565	10860	11194	12080	12600		10791	11212	11574	11936	12279	12622	13010	14039	14644	

Fonte: Catálogo MIPAL, 2020

Figura 9: MI 0031.



Fonte: Catálogo MIPAL, 2020

Tabela 13: Características do evaporador

		Dimensionais (mm)						Peso (Kg)	
		A	B	C	D	Z	ØS	Líquido	Bruto
0013	1	388	-	-	-	673	1/2"	8,3	8,9
0015	1	388	-	-	-	673	1/2"	8,6	9,2
0018	2	751	-	-	-	1036	1/2"	11,4	12,2
0025	2	751	-	-	-	1036	1/2"	12,2	13,0
0031	2	751	-	-	-	1036	5/8"	14,2	15,0
0038	3	1114	-	-	-	1399	5/8"	20,0	21,0
0046	3	1114	-	-	-	1399	7/8"	20,2	21,2
0051	4	1477	726	-	751	1762	7/8"	23,3	24,6
0062	4	1477	726	-	751	1762	1 1/8"	26,5	27,8
0078	5	1840	726	363	751	2125	1 1/8"	31,7	33,2
0094	6	2203	1089	-	1114	2488	1 1/8"	36,3	38,0
0110	7	2566	726	1089	751	2851	1 1/4"	42,1	44,0
0125	8	2929	1089	726	1114	3214	1 1/4"	48,0	50,2

Fonte: Catálogo MIPAL, 2020

4.2.2 – Seleção do condensador

Segundo Refrio Coils; Coolers (2019), a capacidade requerida do condensador é determinada pela equação 17:

$$Q_{con} = Q_{evap} \cdot F_c \quad (17)$$

Onde:

Q_{con} = Carga térmica requerida do condensador;

Q_{evap} = Capacidade do evaporador selecionado;

Fc = Coeficiente segundo o tipo de compressor utilizado em relação às condições de trabalho (Tabela 14).

Tabela 14: Temperatura de Evaporação

T condensação (°C)	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10
35	1.60	1.53	1.47	1.41	1.35	1.31	1.27	1.23	1.19	1.14
40	1.66	1.58	1.51	1.44	1.39	1.34	1.29	1.25	1.21	1.18
45	1.74	1.63	1.55	1.48	1.43	1.38	1.33	1.29	1.24	1.21
50	1.86	1.72	1.62	1.54	1.48	1.42	1.37	1.33	1.28	1.24
55	2.08	1.70	1.75	1.62	1.53	1.46	1.41	1.37	1.32	1.25

Fonte: Adaptado do Catálogo Refrio Coils & Coolers, 2019.

A capacidade final do condensador é definida através da equação 18:

$$Q_{condf} = Q_{cond} \cdot K1 \cdot K2 \cdot K3 \cdot K4 \cdot K5 \quad (18)$$

Onde:

Q_{condf} = Capacidade do condensador nas condições de referência;

K1 = É o coeficiente relativo a ΔT (K) (Tabela 15);

K2 = É o coeficiente relativo ao refrigerante utilizado (Tabela 15);

K3 = É o coeficiente relativo à temperatura do ar de entrada no condensador (Tabela 15);

K4 = É o coeficiente da altitude da instalação (Tabela 15);

K5 = É o coeficiente relativo ao material das aletas (Tabela 15).

Tabela 15: Tabela dos coeficientes (kn)

Δt (K)	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
K1	2.0	1.67	1.43	1.25	1.11	1.00	0.91	0.83	0.77	0.71	0.67	0.63
K1(EN327)	3.0	2.5	2.14	1.87	1.67	1.50	1.36	1.25	1.15	1.07	1.00	0.94

Refrigeração	R22	R134	R404A / R507A	R407C
K2	1.00	1.02	1.05	1.21

K2 (EN327)	1.04	1.07	1	1.15
------------	------	------	---	------

Temperatura de Entrada do ar (°C)	15	20	25	30	35	40	45	50
K3	0.95	0.96	0.97	0.98	1	1.05	1.07	1.1
K3 (EN327)	0.97	0.98	1	1.01	1.03	1.05	1.06	1.07

Altitude(m)	0	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
K4	1.0	1.04	1.06	1.07	1.09	1.10	1.12	1.14	1.16

Material das Aletas	Alumínio Standart	Alumínio pintado
K5	1.00	1.06

Fonte: Adaptado do Catálogo Refrio Coils & Coolers, 2019.

Portanto,

$$Q_{condf} = Q_{evap} \cdot Fc \cdot K1 \cdot K2 \cdot K3 \cdot K4 \cdot K5$$

$$Q_{condf} = 2925,6 \cdot 1,26 \cdot 1,67 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 1,11 \cdot 1$$

$$Q_{condf} = 2925,6 \cdot 1,26 \cdot 1,67 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 1,11 \cdot 1$$

$$Q_{condf} = 6.628,22 \text{ kcal/h}$$

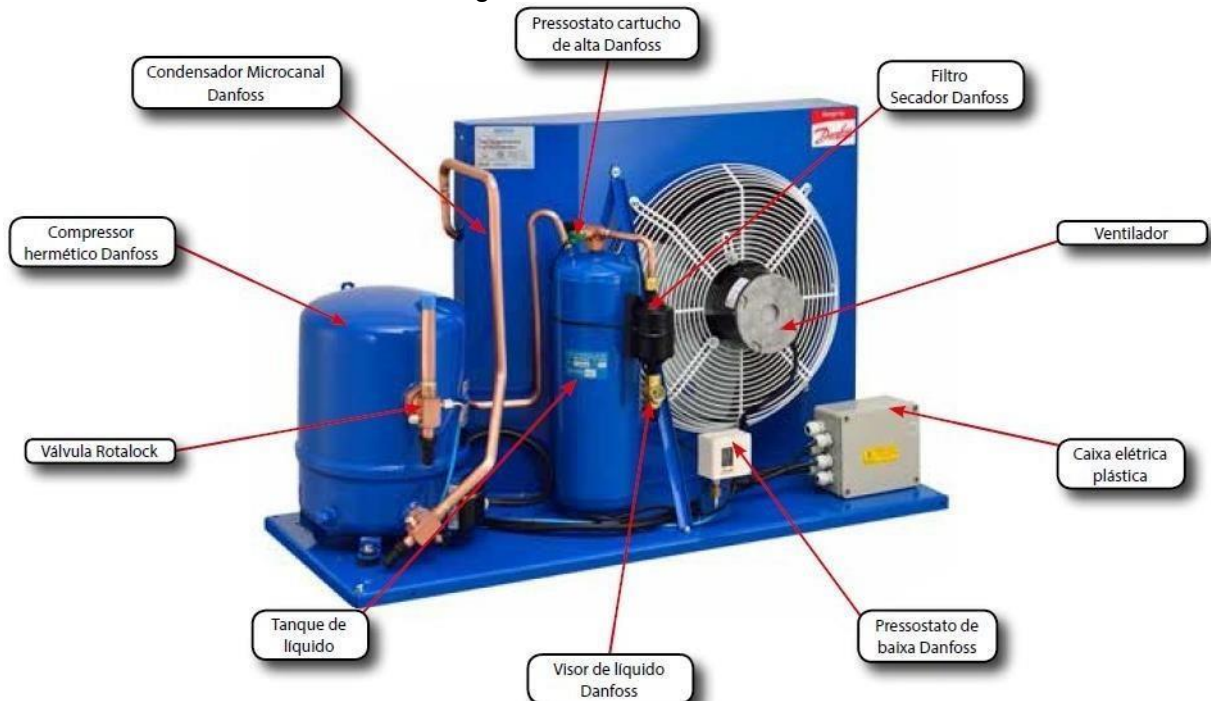
Desta forma, considerando os parâmetros envolvidos, foi selecionado o condensador do fabricante Danfoss, modelo OP-HJM036, D20, código 115F0021. Tal condensador tem compressor MT036 com capacidade frigorífica de 7.796 kcal/h, atendendo, assim, a demanda de 6.628,22 kcal/h. A tabela 16 serve de base para a seleção. A figura 10 ilustra o condensador utilizado.

Tabela 16: Condensador

Ventiladores	Modelo	Código por versão			Código elétrico	Compressor	Temperatura ambiente °C	Capacidade de refrigeração (Kcal/h) na temperatura de evaporação													
		D20	D39	D49				-20°C		-15°C		-10°C		-5°C		0°C		5°C		10°C	
								CC	PC	CC	PC	CC	PC	CC	PC	CC	PC	CC	PC	CC	PC
	OP-HJM019	115F0001	115F0127	115F0227	N	MT019	32	1075	1155	1498	1291	2010	1425	2618	1553	3324	1675	4130	1791	5034	1900
		115F0002	115F0128	115F0228	Q		35	1008	1172	1415	1313	1907	1452	2490	1586	3168	1716	3942	1840	4812	1959
		115F0004	115F0129	115F0229	V		38	944	1188	1333	1333	1803	1478	2361	1619	3011	1757	3752	1890	4586	2018
							43	843	1210	1200	1365	1631	1519	2145	1673	2744	1824	3430	1972	4202	2117
	OP-HJM022	115F0006	115F0131	115F0230	N	MT022	32	1569	1384	2160	1590	2832	1792	3586	1989	4421	2179	5334	2360	6321	2532
		115F0007	115F0132	115F0231	Q		35	1451	1402	2026	1612	2678	1821	3408	2026	4215	2225	5097	2416	6051	2600
		115F0009	115F0133	115F0232	V		38	1333	1415	1891	1630	2523	1846	3229	2059	4008	2268	4859	2470	5777	2666
							43	1141	1428	1669	1653	2263	1881	2926	2108	3657	2334	4454	2555	5314	2771
	OP-HJM028	115F0011	115F0135	115F0233	N	MT028	32	2558	2564	3363	2783	4269	2993	5279	3189	6395	3370	7616	3534	8943	3679
		115F0012	115F0136	115F0234	Q		35	2414	2580	3202	2810	4086	3034	5071	3247	6156	3449	7344	3635	8632	3806
		115F0014	115F0137	115F0235	V		38	2269	2593	3038	2834	3900	3072	4857	3304	5912	3526	7064	3736	8313	3934
							43	2025	2604	2761	2867	3581	3132	4492	3394	5492	3653	6584	3905	7765	4149
	OP-HJM032	115F0016	115F0139	115F0236	N	MT032	32	2691	2847	3531	3101	4494	3351	5584	3596	6806	3834	8159	4065	9643	4290
		115F0017	115F0140	115F0237	Q		35	2524	2873	3345	3136	4284	3399	5347	3660	6535	3917	7850	4170	9291	4419
		115F0019	115F0141	115F0238	V		38	2363	2895	3164	3170	4079	3447	5112	3725	6266	4001	7542	4276	8939	4550
							43	2113	2927	2879	3222	3748	3524	4729	3831	5824	4141	7032	4454	8353	4771
	OP-HJM036	115F0021	115F0143	115F0239	N	MT036	32	3277	3081	4247	3358	5324	3642	6508	3934	7796	4234	9185	4542	10670	4861
		115F0022	115F0144	115F0240	Q		35	3085	3122	4034	3409	5087	3707	6241	4015	7495	4333	8844	4663	10280	5006
		115F0024	115F0145	115F0241	V		38	2891	3162	3820	3460	4846	3772	5970	4097	7188	4434	8497	4786	9892	5153
							43	2569	3225	3459	3543	4438	3880	5508	4233	6665	4604	7905	4993	9223	5402
	OP-HJM040	115F0026	115F0147	115F0242	N	MT040	32	3692	3222	4791	3573	6032	3912	7421	4232	8967	4526	10670	4790	12550	5020
		115F0027	115F0148	115F0243	Q		35	3466	3286	4553	3650	5779	4006	7150	4346	8675	4664	10360	4957	12210	5220
		115F0028	115F0149	115F0244	V		38	3239	3343	4314	3720	5524	4093	6877	4455	8380	4799	10040	5121	11860	5417
							43	2865	3419	3917	3822	5096	4226	6417	4624	7882	5012	9597	5384	11270	5738

Fonte: Adaptado Catalogo Danfoss, 2021.

Figura 10: Condensador



Fonte: Adaptado Catalogo Danfoss, 2021.

4.2.3 Seleção da válvula de expansão

Para selecionar a válvula de expansão, primeiro é necessário saber a carga térmica em Tonelada de refrigeração (TR), por meio da equação 19.

$$TR = \frac{kcal}{h} \cdot 3,3083 \cdot 10^{-4} \quad (19)$$

Logo,

$$TR = 2842,66 \cdot 3,3083 \cdot 10^{-4}$$

$$TR = 0,94 \text{ TR}$$

A tabela 17 apresenta os dados necessários para a escolha da válvula de expansão e, a partir deles, é possível consultar o catálogo do fabricante e escolher a válvula correta.

Tabela 17: Dados Válvula de expansão

Parâmetro	Valor
Temperatura de evaporação	-2 °C
Fluido refrigerante	R22
Carga térmica	0,94 TR

Tendo em vista os parâmetros indicados pela tabela 17 e, após consulta ao catálogo do fabricante Emerson (tabela 18), foi selecionada a válvula de expansão modelo TX7-N03-806852, que atende cargas térmicas de ½ até 6 TR e tem entrada e saída com os tamanhos necessários. A figura 11 ilustra a válvula escolhida.

Tabela 18: Tabela Válvula de expansão

SYSTEM REFRIGERANT CODE	CAPACITY (NOMINAL TONNAGE)	PRESSURE LIMITING	INLET X OUTLET CONNECTION	ADJUSTABLE SUPERHEAT	INTERNAL CHECK	EQUALIZER	BLEED	CAP LENGTH	MODEL NUMBER	ITEM NUMBER
N (R-407C) *R-22	6-1/2	No	1/2" X 5/8" ODF	Yes	No	External	No	5 Ft.	TX7-N03 806852	806852
	8	No	5/8" X 7/8" ODF	Yes	No	External	No	5 Ft.	TX7-N04 806854	806854
	10	No	5/8" X 7/8" ODF	Yes	No	External	No	5 Ft.	TX7-N05 806856	806856
	16	No	7/8" X 1-1/8" ODF	Yes	No	External	No	5 Ft.	TX7-N06 806858	806858
	20	No	7/8" X 1-1/8" ODF	Yes	No	External	No	5 Ft.	TX7-N07 806860	806860
	26	No	7/8" X 1-1/8" ODF	Yes	No	External	No	5 Ft.	TX7-N08 806862	806862
	37	No	7/8" X 1-1/8" ODF	Yes	No	External	No	5 Ft.	TX7-N09 806864	806864
Z (R-410A) *R-32	20	175 (MOP)	7/8" X 1-1/8" ODF	Yes	No	External	No	5 Ft.	TX7-Z16 806816	806816
	25	175 (MOP)	7/8" X 1-1/8" ODF	Yes	No	External	No	5 Ft.	TX7-Z17 806818	806818
	33	175 (MOP)	7/8" X 1-1/8" ODF	Yes	No	External	No	5 Ft.	TX7-Z18 806820	806820
	47	175 (MOP)	7/8" X 1-1/8" ODF	Yes	No	External	No	5 Ft.	TX7-Z19 806822	806822

Fonte: Adaptado catálogo Emerson, 2022.

Figura 11: Válvula de expansão



Fonte: Adaptado catálogo Emerson, 2022.

4.2.4 Seleção de porta da câmara frigorífica

A seleção da porta foi feita de maneira que atenda as necessidades de projeto da câmara, seguindo a espessura das paredes da câmara e mantendo uma boa abertura, permitindo o fluxo adequado para os funcionários. Foi selecionada a porta da fabricante Metal RIB de 2000x1000x100 mm. A figura 12 ilustra a porta escolhida.

Figura 12: Porta da câmara fria



Fonte: Site fabricante Metal RIB

4.3 Orçamento

O orçamento indicado leva em conta os valores médios encontrados para compra online considerando a aquisição por pessoa física. Para um orçamento mais detalhado para pessoa jurídica o cliente deverá entrar em contato com as fabricantes ou distribuidoras para orçar o modelo designado ou equivalente. A tabela 19 indica o orçamento sugerido.

Tabela 19: Orçamento

Produto	Quantidade	Valor total (R\$)
Painel de 100 mm Poliuretano	62 m ²	13.445,00
Unidade condensadora		8.000,00
Unidade evaporadora		2.500,00
Porta da câmara		2.000,00
Válvula de expansão		1.110,00
Quadro elétrico		2.000,00
Acessórios		4.500,00
Isolante térmico p/ piso		2.120,00
Mão de obra		6.000,00
Total:		41.665,00

5 CONCLUSÃO

O cliente expressou a necessidade de ter uma câmara fria para armazenamento das carnes do açougue do super mercado. A partir da planta baixa foi possível designar o espaço que alojará a câmara e devido cálculos de carga térmica foi possível dimensionar os equipamentos necessários. O valor de carga térmica encontrado é de 2.842,66 kcal/h e isso se deve ao fato de que a câmara fria estará num ambiente interno controlado (sem insolação e com temperatura controlada).

Toda a metodologia utilizada nos cálculos de apêndice A foi descrita no capítulo 3 desse trabalho. Foi feito o cálculo de carga térmica total, que é composto por: carga térmica por infiltração de ar, por condução, fatores diversos e a carga térmica devida ao próprio produto.

Levando em conta a necessidade explicitada pelo cliente de promover um ambiente controlado para armazenamento e conservação das carnes, foram designados os seguintes equipamentos para o mercado: Evaporadora da fabricante Mipal modelo MI0031, condensadora da fabricante Danfoss modelo OP-HJM036, válvula de expansão da fabricante Emerson modelo TX7-N03-806852 e uma porta da fabricante Metal RIB de 2000x1000x100 mm de poliuretano injetado.

Por fim, foi feito um orçamento médio para a aquisição dos produtos, levando em conta um contato feito por pessoa física. Vale ressaltar, ainda, que para um valor mais preciso é aconselhável que o cliente entre em contato com a fabricante ou revendedor autorizado para a obtenção de um orçamento para Pessoa Jurídica. O valor estipulado para a aquisição de todos os produtos, incluindo a mão de obra é de R\$ 41.665,00.

6 REFERÊNCIAS

ADIER, A., REOLON, E. A., & MARCANTE, L. G. **Bancada didática para comparar os efeitos de diferentes compressores e dispositivos de expansão em um sistema de refrigeração**. Trabalho de conclusão de curso, 2011.

ASHRAE. **Ashrae Handbook – Refrigeration, American Society of Heating, refrigerating and air conditioning engineers**. Atlanta: 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 5413**. Iluminância de interiores. Rio de Janeiro: ABNT, 1992.

AMBIENTE GELADO, G. **Câmaras frigoríficas**. Disponível em: <http://www.ambientegegado.com.br/v51/index.php/artigos-tecnicos/camaras-frigorificas>. Acesso em: 28 jan. 2019.

CASTRO, J. **Engenharia Mecânica: Apostila de Refrigeração**, Universidade Federal do Vale do Rio São Francisco, Petrolina, 2008.

CHAGAS, José Augusto Castro. **Projeto e Construção de Câmaras Frigoríficas**. York Refrigeration, Joinville, 2008.

CNA BRASIL. **Bovino cultura: corte balanço**. Disponível em: https://www.cnabrasil.org.br/assets/arquivos/bovinocultura_corte_balanco_2017.pdf. Acesso em: 20 abr. 2019.

COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. Porto Alegre: Blucher, 2011.

DANFOSS. **Unidades condensadoras OPTYMA: Instalação rápida e manutenção simples**. Osasco: Danfoss, 2021.

DA SILVA, M.C.; BOAVENTURA, V.M.; FIORAVANTI, M.C.S. **História do povoamento bovino no Brasil Central**. Revista UFG, v. 13, n. 13, 2019.

EMERSON; WHITE-RODGERS; SENSI. **Wholesale Catalog**. St. Louis, Emerson Electric Co., 2022.

GOMES, M.; FERRAZ, F. **O histórico da refrigeração fluidos refrigerantes ozônio/processo de formação/destruição sistemas de refrigeração componentes de um sistema de refrigeração**. Apostila de refrigeração, agosto, 2008.

JABARDO, J.M.S.; STOECKER, W.F. **Refrigeração industrial**. 2. ed. Rio de Janeiro: Blucher, 2002.

JÚNIOR, J. **Ar Condicionado e Ventilação**. Material Didático — Centro Universitário Redento, Itaperuna/RJ, 2002.

LAUAND, C A. **Manual Prático de Geladeiras, Refrigeração Industrial e Domiciliar**. 1999.

MARTINELLI, L C. **Refrigeração**. Panambi: Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, 2003.

MELO, Marcus Vinicius Silvestrin de. **Projeto de uma fábrica de pescado utilizando túnel de congelamento e câmara de estocagem com o fluido refrigerante R404A**. Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, MG, 2018.

MENDES, L. M. O. Refrigeração e ar-condicionado. Rio de Janeiro: Editora Ediouro, 1984.

MENEZES, M. S. **Refrigeração Industrial de Alimentos**. Universidade de passo fundo do estado do Rio grande do Sul, 2010.

METAL RIB. Ribeirão Preto: Porta Giratória para Câmara Fria de Congelados com Fechadura Chave, 2022. Versão online. Disponível em: <https://www.metalrib.com.br/porta-giratoria-para-camara-fria-de-congelados-com-fechadura-chave>. Acesso em: 03 julho 2022.

MILLER, R.; MILLER, M. R.: **Refrigeração e Ar Condicionado**: 1. ed. Rio de Janeiro. LTC, 2010.

MIPAL. **Evaporador forçado de ar de baixo perfil**. Cabreúva: Mipal, 2020.

OLIVEIRA, M.; PAIVA, T. V. **Análise de desempenho das câmaras frigoríficas do RU-UFES**. Trabalho de conclusão de curso. Vitória, 2016.

PARDI, M.C.; SANTOS, I.F.; SOUZA, E.R. et al. **Ciência, higiene e tecnologia da carne**. 2.ed. Goiânia: Editora UFG, 2001.

PEREIRA, A. S. C.. **Temperatura e qualidade da carne**. Disponível em: <https://www.beefpoint.com.br/temperatura-e-qualidade-da-carne18821/>. Acesso em: 06 mar. 2021.

REFRIMAQ. **História da refrigeração**. Disponível em: <https://refrimaq.org/historia-darefrigeracao> Acesso em: 12 abr. 2019.

REFRIO COILS & COOLERS. **Catálogo Geral**. Hortolândia: Refrio, 2022.

SILVA, J. G. **Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização**. 2. ed. São Paulo: ARTLIBER, 2004.

SILVA, J.C, SILVA, A.C. **Refrigeração e climatização para técnicos e engenheiros** – Rio de Janeiro: Editora Ciência Moderna Ltda. 2007.

SILVA, Lucas de Menezes e. **SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM NAVIO MERCANTES**. Rio de Janeiro: 2016.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. 2009.

TASSINI, J.O. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial: Estudo de Caso**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia - Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

TORRES, O. M.; SILVA, W. R. **Dimensionamento de câmara fria de médio porte**. Trabalho de conclusão de curso, 2011.

TRANSGEN. **Origem**. Disponível em: <http://transgen.vet.br/origem.htm>. Acesso em: 10 jan. 2019.

VILAIN, R. – **Projetos de Câmaras Frigoríficas de Pequeno Porte, Apostila**. CEFET/SC: 2006.

APÊNDICE A

Memorial de cálculo

Carga térmica por infiltração de ar externo

A carga térmica devida à infiltração pode ser calculada por meio da equação 1:

$$Q_a = n \cdot V \cdot G (1 - E)$$

Em que:

Q_a = Carga térmica pela infiltração de ar externo [kcal/h]

$n = 11,5$ (tabela 1)

$V = 42 \text{ m}^3$

$G = 10,6 \text{ kcal/m}^3$ (tabela 2)

$E = 0,96$ (tabela 3)

Logo,

$$Q_a = 11,5 \cdot 42 \cdot 10,6 (1 - 0,96)$$

$$Q_a = 204,8 \text{ kcal/h}$$

Carga térmica por condução

A carga térmica por condução se dá através de paredes e teto. Pode ser obtida por meio da equação 3:

$$Q_p = \{U \cdot A \cdot [(T_{ar \text{ ext}} - T_{ar \text{ int}}) + \Delta T]\}$$

Onde:

Q_p = Carga térmica por penetração [kcal/h]

U = Coeficiente global de transmissão de calor do isolante térmico [kal/h.m².°C]

A = Área do isolamento [m²]

$T_{ar \text{ ext}}$ = Temperatura externa da câmara

$T_{ar \text{ int}}$ = Temperatura interna da câmara

ΔT = Valores de ΔT para paredes ensolaradas

Parede Norte

Primeiramente calcula-se o U que pode ser calculado por meio da tabela 4, tendo em vista as devidas conversões.

$$U = 0,3835 \cdot 0,86$$

$$U = 0,33 \frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$A = 15,6 \text{ m}^2$$

$$T_{ar \text{ ext}} = 25 \text{ }^\circ C$$

$$T_{ar \text{ int}} = 4 \text{ }^\circ C$$

$$\Delta T = 0 \text{ }^\circ C$$

Logo,

$$Q_{pn} = \{0,33 \cdot 15,6 \cdot [(25 - 4) + 0]\}$$

$$Q_{pn} = 108,11 \text{ kcal/h}$$

Parede Sul

Primeiramente calcula-se o U que pode ser calculado por meio da tabela 4, tendo em vista as devidas conversões.

$$U = 0,3835 \cdot 0,86$$

$$U = 0,33 \frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$A = 15,6 \text{ m}^2$$

$$T_{ar \text{ ext}} = 25 \text{ }^\circ C$$

$$T_{ar \text{ int}} = 4 \text{ }^\circ C$$

$$\Delta T = 0 \text{ }^\circ C$$

Logo,

$$Q_{ps} = \{0,33 \cdot 15,6 \cdot [(25 - 4) + 0]\}$$

$$Q_{ps} = 108,11 \text{ kcal/h}$$

Parede Leste

Primeiramente calcula-se o U que pode ser calculado por meio da tabela 4, tendo em vista as devidas conversões.

$$U = 0,3835 \cdot 0,86$$

$$U = 0,33 \frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$A = 8,1 \text{ m}^2$$

$$T_{ar \text{ ext}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{ar \text{ int}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Logo,

$$Q_{pl} = \{0,33 \cdot 8,1 \cdot [(25 - 4) + 0]\}$$

$$Q_{pl} = 56,13 \text{ kcal/h}$$

Parede Oeste

Primeiramente calcula-se o U que pode ser calculado por meio da tabela 4, tendo em vista as devidas conversões.

$$U = 0,3835 \cdot 0,86$$

$$U = 0,33 \frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$A = 8,1 \text{ m}^2$$

$$T_{ar \text{ ext}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{ar \text{ int}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Logo,

$$Q_{po} = \{0,33 \cdot 8,1 \cdot [(25 - 4) + 0]\}$$

$$Q_{po} = 56,13 \text{ kcal/h}$$

Telhado

Primeiramente calcula-se o U que pode ser calculado por meio da tabela 4, tendo em vista as devidas conversões.

$$U = 0,3835 \cdot 0,86$$

$$U = 0,33 \frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$A = 14 \text{ m}^2$$

$$T_{ar \text{ ext}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{ar \text{ int}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Logo,

$$Q_{pt} = \{0,33 \cdot 14 \cdot [(25 - 4) + 0]\}$$

$$Q_{pt} = 97,02 \text{ kcal/h}$$

Calor total condução

A carga térmica total devido às paredes e telhados se dá pela soma de cada carga térmica específica, portanto:

$$Q_p = Q_{pn} + Q_{ps} + Q_{pl} + Q_{po} + Q_{pt}$$

$$Q_p = 108,11 + 108,11 + 56,13 + 56,13 + 97,02$$

$$Q_p = 425,5 \text{ kcal/h}$$

Carga térmica devido a fatores diversos

A carga térmica devido a fatores diversos é a soma entre as cargas dos motores elétricos, iluminação e ocupação. Pode ser encontrada, portanto, através da equação 6:

$$Q_d = Q_m + Q_i + Q_{pe}$$

Motores Elétricos

A carga térmica devida aos motores elétricos se dá pela equação 7:

$$Q_m = \frac{cv}{fs} \cdot 632$$

Onde:

Q_m = Carga térmica pelos motores dos evaporadores [kcal/h]

CV = 2,4 CV

FS = Fator de segurança adotado na seleção dos motores [1,2]

632 = Fator de conversão [kcal/h.CV]

Logo,

$$Q_m = \frac{2,4}{1,2} \cdot 632$$

$$Q_m = 1.264 \text{ kcal/h}$$

Iluminação

A carga devido à iluminação pode ser calculada por meio da equação 8:

$$Q_i = W \cdot 0,86 \cdot N_l$$

Onde:

Q_i = carga térmica por iluminação [kcal/h]

W = 19W

0,86= fator de conversão watts para kcal/h

$$N_l = 2$$

Portanto,

$$Q_i = 19 \cdot 0,86 \cdot 2$$

$$Q_i = 32,68 \text{ kcal/h}$$

Carga por ocupação

A carga devida à ocupação pode ser calculada por meio da equação 11:

$$Q_{pe} = N_p \cdot 0,86 [272 - (6 \cdot T_{int})]$$

Onde:

Q_{pe} = carga térmica por ocupação [kcal/h]

$$N_p = 2$$

$$T_{int} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$$

Logo,

$$Q_{pe} = 2 \cdot 0,86 [272 - (6 \cdot 4)]$$

$$Q_{pe} = 426,56 \text{ kcal/h}$$

Carga térmica total devida a fatores diversos

$$Q_d = 1264 + 32,68 + 426,56$$

$$Q_d = 1.723,24 \text{ kcal/h}$$

Carga térmica devido ao produto

Se refere ao calor sensível retirado do produto partindo de sua temperatura de entrada até que alcance equilíbrio térmico com a câmara fria, pode ser calculada pela equação 13:

$$Q_h = m \cdot c \cdot \Delta T$$

Onde:

$m = 50 \text{ kg};$

$c = 0,769 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C};$

$\Delta T = 6 \text{ } ^\circ\text{C}.$

Logo,

$$Q_h = 50 \cdot 0,769 \cdot 6$$

$$Q_h = 230,7 \text{ kcal/h}$$

Carga térmica total

A carga térmica total se dá pela soma de todas as solicitações do sistema, pode ser calculada por meio da equação 14:

$$Q_t = Q_a + Q_p + Q_d + Q_{deg} + Q_h$$

Logo,

$$Q_t = 204,8 + 425,5 + 1723,24 + 0 + 230,7$$

$$Q_t = 2.584,24 \text{ kcal/h}$$

Carga térmica final

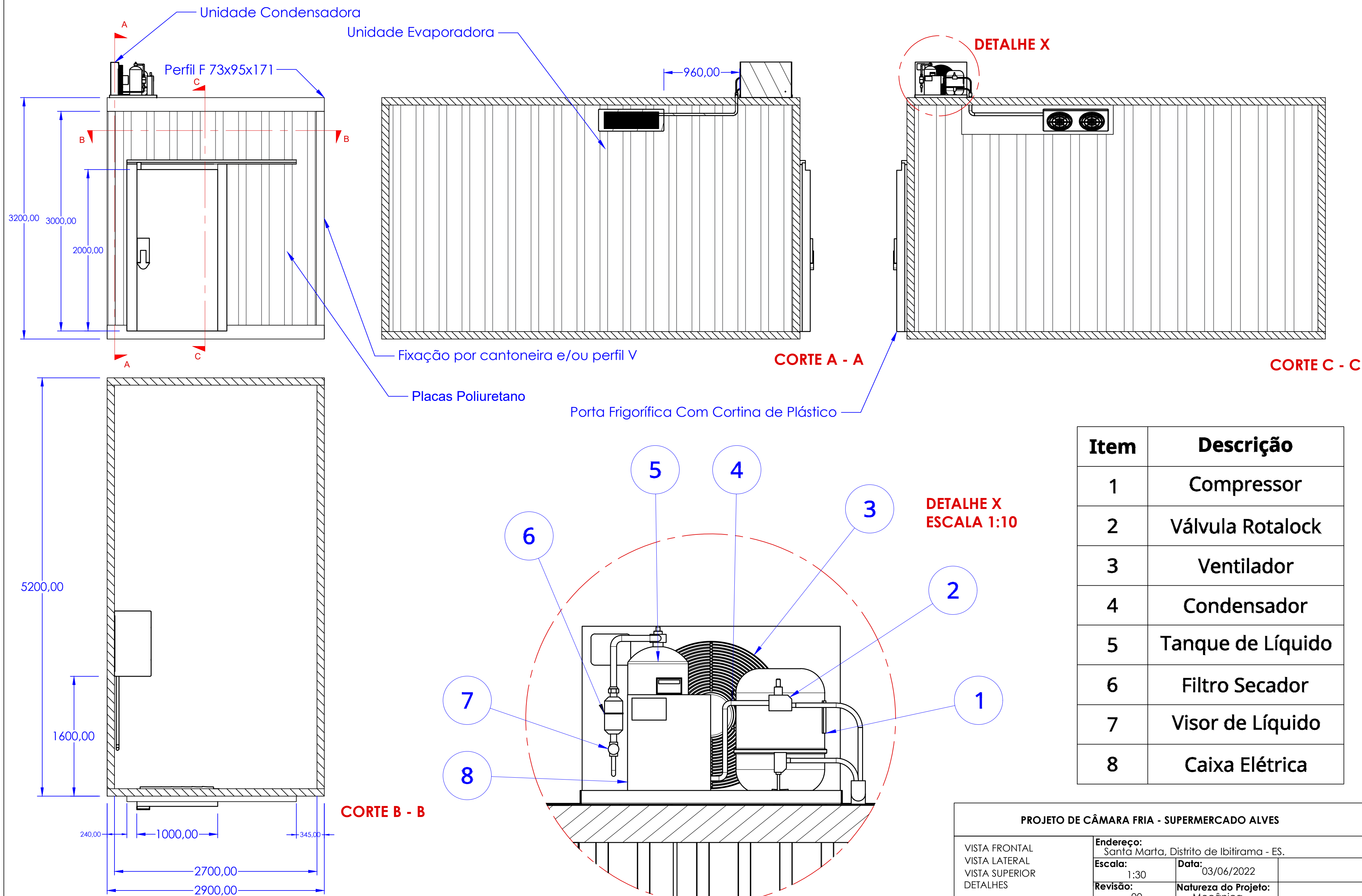
A carga térmica final é a que será utilizada no projeto, é definida pela carga térmica total acrescentando-se o coeficiente de segurança de 10%. Pode ser definida pela equação 15:

$$Q_f = Q_t + 10\%$$

Portanto,

$$Q_f = 2584,24 \cdot 1,1$$

$$Q_f = 2.842,66 \text{ kcal/h}$$



Item	Descrição
1	Compressor
2	Válvula Rotalock
3	Ventilador
4	Condensador
5	Tanque de Líquido
6	Filtro Secador
7	Visor de Líquido
8	Caixa Elétrica

PROJETO DE CÂMARA FRIA - SUPERMERCADO ALVES

VISTA FRONTAL VISTA LATERAL VISTA SUPERIOR DETALHES	Endereço: Santa Marta, Distrito de Ibitirama - ES.		
	Escala: 1:30	Data: 03/06/2022	
	Revisão: 00	Natureza do Projeto: Mecânica	
	Unidade de Medida: Milímetros	Tamanho da Folha: A2	
 UniREDENTOR Centro Universitário	Desenho Técnico: Israel Coleho	Professor Orientador Daniel Gallo	01/01