

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO CIÊNCIA E TECNOLOGIA  
DE MINAS GERAIS - *CAMPUS AVANÇADO ARCos*  
ENGENHARIA MECÂNICA

Raycos Augusto Maganha

**DIMENSIONAMENTO DE CÂMARA FRIA DE PEQUENO  
PORTE PARA UM ESTABELECIMENTO DE BEBIDAS**

Arcos-MG  
05/12/2022

RAYCOS AUGUSTO MAGANHA

**DIMENSIONAMENTO DE CÂMARA FRIA DE PEQUENO PORTE PARA  
UM ESTABELECIMENTO DE BEBIDAS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado  
ao curso de Engenharia Mecânica do Instituto  
Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de  
Minas Gerais *Campus* Avançado Arcos-MG,  
como requisito para obtenção do Título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof.Dr. Ricardo Carrasco Carpio.

Catalogação na Fonte Biblioteca IFMG - Campus Avançado Arcos

M189d Maganha, Raycos Augusto.  
2022 Dimensionamento de câmara fria de pequeno  
porte para um estabelecimento de bebidas / Raycos  
Augusto Maganha. - Arcos, 2022.  
67 f. : il. color.

Orientador: Ricardo Carrasco Carpio.  
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação  
em Engenharia Mecânica.) - Instituto Federal de  
Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais  
- Campus Avançado Arcos.

1. Refrigeração. 2. Câmara fria. I. Carpio,  
Ricardo Carrasco (orientador). III. Instituto Federal  
de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais  
– Campus Avançado Arcos. IV. Título.

CDD: 621.56

Elaborada por Meriely Ferreira de Almeida- CRB-6/2960

Raycos Augusto Maganha

**DIMENSIONAMENTO DE CÂMARA FRIA DE PEQUENO PORTE PARA  
UM ESTABELECIMENTO DE BEBIDAS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais *Campus Avançado Arcos-MG*, como requisito para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: \_\_\_\_/\_\_\_\_/\_\_\_\_\_ pela banca examinadora.

---

Prof.Dr.Ricardo Carrasco Carpio - IFMG (Orientador)

---

Prof. Francisco de Sousa Júnior - IFMG

---

Prof. Diego Luis Izidoro Silva - IFMG

*À minha família, por sua capacidade de acreditar em mim e investir em mim. Mãe, seu cuidado e dedicação foi que deram, em alguns momentos, a esperança para seguir. Pai, sua presença significou segurança e certeza de que não estou sozinho nessa caminhada.*

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus pela minha saúde e a da minha família. Agradecer aos meus pais que sempre batalharam para poder me proporcionar condições de estudar e me dedicar para que fosse possível a conclusão deste trabalho. Ao apoio moral, ao amor e incentivo para que fosse possível superar as adversidades. Pai e Mãe, meus mais sinceros agradecimentos!

Meu reconhecimento e admiração ao Professor e orientador Ricardo Carrasco, detentor de grande conhecimento técnico, que ao longo deste trabalho e toda a graduação, tive o privilégio de usufruir e absorver ao máximo todo o seu conhecimento compartilhado.

Agradeço também ao IFMG/Arcos, seu corpo docente, direção e administração que oportunizaram a janela que hoje vislumbro um horizonte superior, pautado pela confiança, mérito e ética aqui presentes.

Agradeço a todos os professores por compartilhar conhecimento e experiências preciosas do mundo acadêmico, não apenas de forma racional, mas sob a ótica do caráter e afetividade da educação no processo de formação profissional. Pela dedicação incansável e sentimento de missão cumprida na regência da arte de ensinar e aprender.

Aos demais que me ajudaram de forma direta ou indireta na minha formação acadêmica, meus sinceros agradecimentos.

*Não tentes ser bem-sucedido, tenta antes ser  
um homem de valor.*

***Albert Einstein***

## RESUMO

O objetivo do trabalho é dimensionar uma câmara fria para atender as necessidades de uma loja de bebidas. A motivação foi a necessidade criada após ser observado um aumento na taxa de desemprego no primeiro trimestre de 2020 e concomitante a este período, ter ocorrido um aumento no número de aberturas de estabelecimentos de bebidas no varejo. Sendo que na maioria das vezes nestes estabelecimentos, são utilizados vários *freezers* para manter todos os produtos nas condições ideais de armazenamento. E isto acarreta no aumento do consumo de energia elétrica do estabelecimento. Para o dimensionamento foi realizado o cálculo de carga térmica, seleção da espessura ideal do painel isotérmico, seleção dos principais componentes a serem utilizados. Inicialmente foi feita uma pesquisa sobre quais os materiais podem ser utilizados como isolantes térmicos. Considerado as restrições impostas pelo projeto, o material selecionado foi o Poliuretano, devido à sua propriedade de resistência à chama. Além disso, para evitar ao máximo a transmissão de calor nas paredes, a espessura deve ser de 100mm. A partir disso, foi realizado o cálculo analítico de carga térmica obtendo-se um valor de 6475,7 kcal/h. Após realizar os cálculos de carga térmica, esses valores são comparados com o valor obtido através do *Coolselector®2*. Ao comparar os valores calculados, nota-se uma divergência de 10,39% do valor calculado analiticamente com o resultado obtido pelo *software*. O motivo pela divergência pode ser explicado, devido o *software* não permitir a inserção de parâmetros mais específicos sobre o produto. Através do cálculo de carga térmica, é selecionado os principais equipamentos utilizados em uma câmara fria. Como resultado do dimensionamento, é selecionado a unidade evaporadora FXB+048, a unidade condensadora Optyma OP-HJZ040 e a válvula de expansão termostática com equalização externa de orifício 5;

**Palavras-chave:** Dimensionamento; Câmara fria; Refrigeração; Estabelecimento de bebidas.

## **ABSTRACT**

In the light of the concepts of thermodynamics and heat transfer, the present undergraduate thesis aims to dimension a cold room to meet the needs of a liquor store. The motivation was a need created after an increase in the unemployment rate that can be observed in the first quarter of 2020 and concomitantly to this period, an increase in the number of openings of retail drinking establishments. For the dimensioning, it is necessary that the objectives, for temperature calculation, selection of optimal thickness of the isothermal panel, selection of the main components to be used and understanding the working of the refrigeration cycle. The study begins with a survey of which materials can be used as thermal insulators. Taking into account polyurities imposed by the project, the selected material is ethane, due to its resistance property and based on heat transfer concepts, its thickness should be 100mm. From this, the thermal load calculation is performed of which the calculated value is 5887 kcal/h and then the results obtained are compared with the calculations in a program. After the calculations, there is a divergence of the value calculations with the result performed by the software, due to the way it is quite widespread. After the thermal load calculation, and based on it, the main equipment used in a cold room is selected. So, a unit FXB+048 evaporator, the Optyma OP-HJZ040 condensing unit and the thermostatic expansion with external equalization of holes 5; the selected equipment.

**Keywords:** Sizing; Cold chamber; Refrigeration; Beverage establishment.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Taxa de desemprego a partir de 2012 até 2021 . . . . .	17
Figura 1.2 – Projeção do consumo de cerveja . . . . .	18
Figura 2.1 – Câmara fria em alvenaria . . . . .	20
Figura 2.2 – Câmara fria do tipo modular . . . . .	21
Figura 2.3 – Variação da condutividade térmica em função da densidade do Poliuretano	24
Figura 2.4 – Modelo de refrigeração . . . . .	25
Figura 2.5 – Ciclo de refrigeração Pressão - Entalpia . . . . .	25
Figura 2.6 – Unidade condensadora . . . . .	26
Figura 2.7 – Evaporador com convecção forçada . . . . .	27
Figura 2.8 – Dispositivo de expansão - Válvula Termostática . . . . .	28
Figura 2.9 – Esquema de funcionamento de uma válvula termostática . . . . .	28
Figura 2.10–Parcela de calor devido à transmissão . . . . .	30
Figura 2.11– <i>Software</i> para calcular carga térmica . . . . .	32
Figura 3.1 – Quantidade de freezers no estabelecimento . . . . .	33
Figura 3.2 – Local de instalação da câmara fria . . . . .	34
Figura 3.3 – Estudo das dimensões através do AutoCAD . . . . .	35
Figura 3.4 – Temperaturas máximas durante 1991-2020 . . . . .	36
Figura 3.5 – Umidade relativa média entre 1991-2020 . . . . .	36
Figura 3.6 – Recomendação para temperatura de armazenamento . . . . .	37
Figura 3.7 – Temperatura <i>versus</i> Fluxo de calor . . . . .	39
Figura 3.8 – Peso da garrafa e do engradado . . . . .	42
Figura 3.9 – Coeficiente global de transferência de calor dos painéis isotérmicos . . . . .	44
Figura 3.10–Calor cedido ar externo ao entrar na câmara fria . . . . .	45
Figura 3.11–Calor gerado pelos motores . . . . .	46
Figura 3.12–Diagrama Pressão de saturação <i>versus</i> temperatura de evaporação . . . . .	49
Figura 3.13–Diagrama Pressão <i>versus</i> Entalpia do ciclo . . . . .	50
Figura 3.14–Condições de armazenamento em função das classes de produtos . . . . .	50
Figura 3.15–Catálogo evaporadores . . . . .	52
Figura 3.16–Catálogo unidade condensadora . . . . .	54
Figura 3.17–Envelope do compressor . . . . .	55
Figura 3.18–Intervalo de operação das válvulas de expansão termostática . . . . .	55
Figura 3.19–Seleção do tamanho do orifício de expansão . . . . .	56
Figura 4.1 – Diferença de temperatura <i>versus</i> Fluxo de calor . . . . .	58
Figura 4.2 – Planilha para o cálculo da carga térmica do produto . . . . .	59
Figura 4.3 – Planilha para o cálculo da carga térmica devido à transmissão . . . . .	59
Figura 4.4 – Planilha para o cálculo da carga térmica devido à infiltração . . . . .	60

Figura 4.5 – Planilha para o cálculo da carga térmica devido à iluminação . . . . .	60
Figura 4.6 – Planilha para o cálculo da carga térmica de motor e ocupação . . . . .	61
Figura 4.7 – Resultado do cálculo de carga térmica baseado no <i>software</i> . . . . .	61
Figura 4.8 – Aba para inserção de informações sobre os produtos armazenados . . . . .	62
Figura 4.9 – Resultado da seleção do modelo do evaporador . . . . . . . . . . .	63
Figura 4.10–Resultado da seleção da unidade condensadora . . . . . . . . . . .	64
Figura 4.11–Orifício selecionado para a válvula de expansão . . . . . . . . . . .	65

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 2.1 – Tipos de isolantes térmicos . . . . .	22
Tabela 2.2 – Propriedades físicas do Poliestireno Expandido . . . . .	23
Tabela 2.3 – Espessuras de Painéis Isotérmicos . . . . .	24
Tabela 2.4 – Número de trocas de ar por dia . . . . .	30
Tabela 2.5 – Carga térmica devido à pessoas . . . . .	31
Tabela 2.6 – Calor liberado pelos motores do evaporador . . . . .	31
Tabela 3.1 – Condutividade térmica do EPS e PUR para a mesma espessura . . . . .	37
Tabela 3.2 – Fluxo de calor em função da qualidade . . . . .	38
Tabela 3.3 – Fluxo de calor em função da qualidade . . . . .	47
Tabela 4.1 – Fluxo de calor em função da qualidade . . . . .	57

# SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO . . . . .	16
1.1	Objetivos . . . . .	16
1.1.1	<i>Objetivo Geral</i> . . . . .	16
1.1.2	<i>Objetivos específicos</i> . . . . .	16
1.2	Justificativa . . . . .	17
1.3	Estrutura do trabalho . . . . .	18
2	REFERENCIAL TEÓRICO . . . . .	20
2.1	Câmaras Frias . . . . .	20
2.1.1	<i>Câmara fria de alvenaria</i> . . . . .	20
2.1.2	<i>Câmara fria do tipo modular</i> . . . . .	20
2.2	Isolamento Térmico em Câmaras Frias . . . . .	21
2.3	Ciclo de refrigeração por compressão a vapor e seus componentes aplicados a uma câmara fria . . . . .	24
2.3.1	<i>Unidade Condensadora</i> . . . . .	26
2.3.2	<i>Evaporador</i> . . . . .	27
2.3.3	<i>Dispositivo de Expansão</i> . . . . .	27
2.4	Cargas Térmicas . . . . .	29
2.4.1	<i>Carga térmica de Transmissão</i> . . . . .	29
2.4.2	<i>Carga térmica do produto</i> . . . . .	30
2.4.3	<i>Carga térmica de Infiltração</i> . . . . .	30
2.5	Carga térmica diversas . . . . .	31
2.6	Software de Cálculo de Carga Térmica . . . . .	31
3	METODOLOGIA . . . . .	33

<i>3.0.1</i>	<i>Levantamento de dados</i>	33
3.1	Temperatura Interna e Externa	35
3.2	Seleção do isolante térmico	37
<i>3.2.1</i>	<i>Espessura do isolante</i>	38
3.3	Cálculo de carga térmica	39
<i>3.3.1</i>	<i>Carga térmica do Produto</i>	39
<i>3.3.2</i>	<i>Carga térmica de Transmissão</i>	43
<i>3.3.3</i>	<i>Carga térmica de Infiltração</i>	44
<i>3.3.4</i>	<i>Carga térmica devido a iluminação</i>	46
<i>3.3.5</i>	<i>Carga térmica de motor e ocupação</i>	46
3.4	Carga térmica total	47
3.5	Seleção dos equipamentos	48
<i>3.5.1</i>	<i>Evaporador</i>	49
3.6	Unidade condensadora	52
3.7	Seleção da válvula de expansão	54
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	57
4.1	Cálculo da espessura do isolante térmico	57
4.2	Calculo de carga térmica	58
<i>4.2.1</i>	<i>Carga térmica do produto</i>	58
<i>4.2.2</i>	<i>Carga térmica de Transmissão</i>	59
<i>4.2.3</i>	<i>Carga térmica de Infiltração</i>	59
<i>4.2.4</i>	<i>Carga térmica de Iluminação</i>	60
<i>4.2.5</i>	<i>Carga térmica de motor e ocupação</i>	60
<i>4.2.6</i>	<i>Carga térmica total</i>	61
4.3	Comparação de carga térmica utilizando o <i>software</i>	61

4.4	<b>Seleção de equipamentos . . . . .</b>	62
4.4.1	<i>Seleção do evaporador . . . . .</i>	62
4.4.2	<i>Seleção da Unidade Condensadora . . . . .</i>	63
4.4.3	<i>Seleção da válvula de expansão . . . . .</i>	64
4.4.4	<i>Discussão . . . . .</i>	65
5	<b>CONCLUSÃO . . . . .</b>	66
5.0.1	<i>Sugestões para Trabalhos Futuros . . . . .</i>	66
	<b>REFERÊNCIAS . . . . .</b>	67

# 1 INTRODUÇÃO

A refrigeração é empregada nos dias atuais nas mais diversas áreas como a industrial, comercial e doméstica. A diminuição da temperatura e o controle de umidade é capaz de paralisar o desenvolvimento microbiano, fazendo com que os alimentos tenham uma maior validade (PEREDA et al., 2005).

O desenvolvimento da refrigeração é datado de mais de dois mil anos quando se utilizavam o gelo e a neve natural para conservar as bebidas das civilizações antigas. Há descobertas recentes de vestígios de construções milenares, que tinham como objetivo a conservação do gelo através de materiais isolantes como cortiça e serragem, tais vestígios estão localizados na América, Europa e Irã. A Real Fábrica de Gelo situada em Portugal, iniciada em 1741, foi encarregada de receber e distribuir o gelo na primeira metade do século XVIII para à Casa Real com a finalidade de servir bebidas frias à corte, além de distribuir gelo aos comerciantes e hospitais (SILVA, 2019).

De acordo com Briley (2004), foi somente por volta de 1850 que os sistemas de refrigeração começaram a ser desenvolvidos. E foi em torno de 1880 que o sistema de refrigeração de absorção por amônia começou a ser utilizado para a obtenção de gelo artificial. A utilização deste sistema por absorção se deu entre 1950 e 1960, período ao qual este começou a ser mais utilizado. Concomitante à este período, iniciou-se o desenvolvimento de compressores, sendo que tal avanço permitiu a criação de sistemas de refrigeração menores e mais acessíveis e, deste modo, o sistema de refrigeração a vapor foi sendo utilizado cada vez mais.

## 1.1 Objetivos

### 1.1.1 *Objetivo Geral*

O objetivo do presente trabalho de conclusão de curso é dimensionar uma câmara fria, de forma que esta atenda ao volume de venda de um estabelecimento de bebidas.

### 1.1.2 *Objetivos específicos*

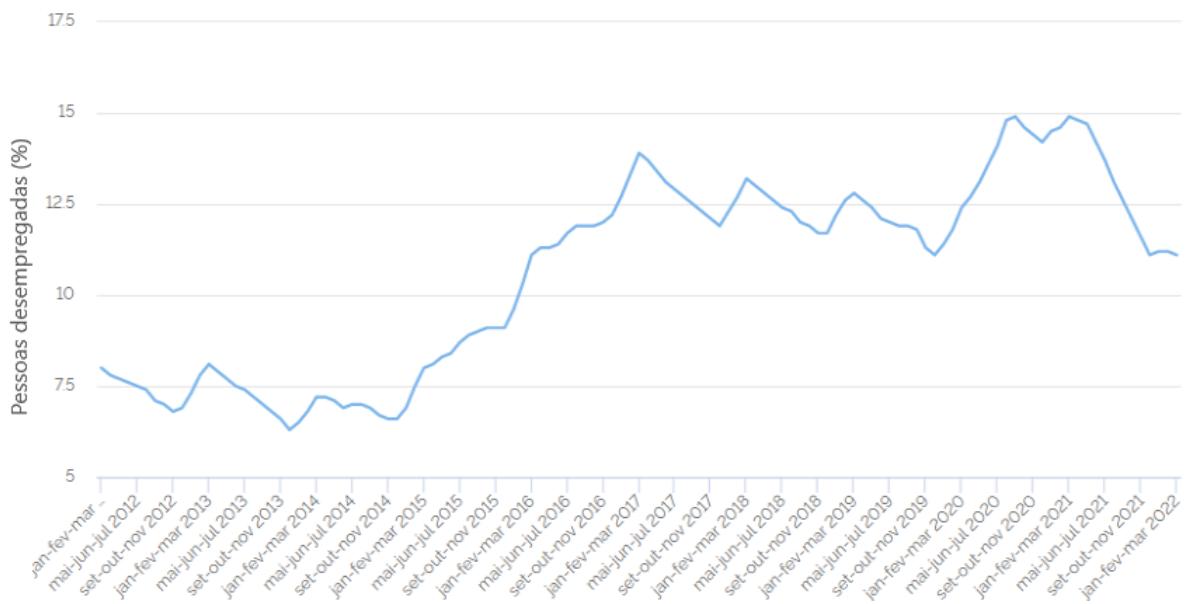
- Realizar o cálculo de carga térmica envolvido no dimensionamento de uma câmara fria ;
- Especificar a espessura ideal do painel isotérmico;

- Especificar o material isolante térmico;
- Selecionar os principais equipamentos utilizados em um ciclo de refrigeração de uma câmara fria;

## 1.2 Justificativa

A instabilidade econômica que o Brasil vem passando nos últimos anos e que foi agravada ainda mais com a pandemia do COVID-19, fez com que a taxa de desempregados no país aumentasse ainda mais. Segundo o Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE) (2022), a taxa de desemprego no país foi de 14,9 % apenas no terceiro trimestre de 2020 após o inicio da pandemia, ao passo que se manteve com uma média de 12,46 % ao longo dos anos de 2017 até o final 2019. Isto mostra um crescimento da taxa de desemprego no início da pandemia como mostra a Figura 1.1.

**Figura 1.1 – Taxa de desemprego a partir de 2012 até 2021**



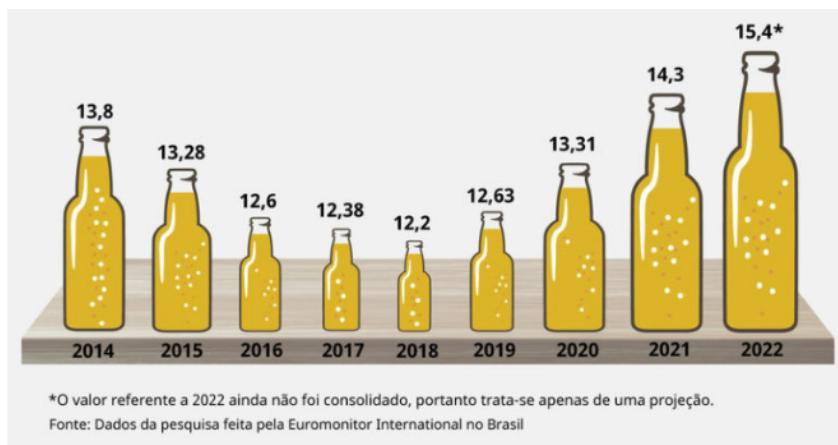
Fonte: adaptado de IBGE (2022)

Diante deste cenário, buscando abrir seus próprios negócios e contornar os problemas causados pela pandemia uma grande parte da população de desocupados iniciaram um negócio. Segundo Governo do Brasil (2022), no ano de 2021 o país registrou um número recorde de abertura de novas empresas os dados mostram que foram certa de 19,5% em relação ao de 2020, tal valor se resume numericamente em aproximadamente 3,9 milhões de novos empreendimentos, sendo que desta porção 80% são de Microempreendedores Individuais (MEI).

Aliado a este crescente número de aberturas de microempresas, o setor mais explorado durante o ano de 2021 foi o setor de comércio varejista de bebidas. Segundo Ministério da Economia (2021) o setor cresceu 94,5% em relação ao quadrimestre de 2020 e permaneceu sendo o mais procurado para investimento durante o ano de 2021. Além disso, ainda de acordo com Ministério da Economia (2021), o comércio varejista de bebidas está entre os únicos setores que obtiveram saldo positivo de abertura *versus* fechamento, possuindo uma proporção de quatro vezes maior do que o número de fechamento, demonstrando ser um mercado bastante aquecido e estável.

Uma pesquisa encomendada pelo Sindicato Nacional da Indústria da Cerveja (SINDCERV) (2022b) mostrou que mesmo com as dificuldades impostas pela pandemia no que diz respeito a venda de cervejas, como paralisação completa das atividades de bares e restaurantes, o consumo da bebida aumentou 11% no varejo. Para corroborar com tal afirmação de que o mercado está aquecido, ainda de acordo com o Sindicato Nacional da Indústria da Cerveja (SINDCERV) (2022a), é esperado que em 2022 o consumo de cerveja cresça mais 8% em relação a 2021, devido à copa do mundo ocorrer no verão. A Figura 1.2 mostra o consumo de cerveja entre o período de 2014 à 2021.

**Figura 1.2 – Projeção do consumo de cerveja**



Fonte: adaptado de (SINDCERV) (2022a)

Diante dos fatos apresentados surge a necessidade de que as lojas de bebidas estejam devidamente preparadas para suprir as demandas do setor. Logo, ter uma câmara fria devidamente dimensionada, se faz necessário para que não haja um consumo elevado de energia elétrica e nem gastos desnecessários na compra de vários *freezers*.

### 1.3 Estrutura do trabalho

Este trabalho é apresentado na forma de capítulos, conforme descrito a seguir:

**Capítulo 1 - Introdução:** apresenta-se brevemente um conteúdo introdutório do tema, contendo os objetivos gerais e específicos, a justificativa do trabalho, onde é descrito quais foram os motivos e circunstâncias que fomentaram a pesquisa.

**Capítulo 2 - Referencial Teórico:** este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica acerca dos principais temas que estarão envolvidos na pesquisa: isolamento térmico em câmaras frias, tipos de câmaras frias, ciclo de refrigeração por compressão a vapor e seus componentes aplicados a uma câmara fria e o *software* de cálculo de carga térmica.

**Capítulo 3 - Metodologia:** neste capítulo encontra-se descrição do método de pesquisa utilizado no trabalho, bem como a base para todos os cálculos que foram realizados no mesmo.

**Capítulo 4 - Resultados:** no presente capítulo é apresentado os resultados obtidos, assim como, é realizado a análise do resultado obtido utilizando o *software* de carga térmica.

**Capítulo 5 - Conclusão:** finalmente, este capítulo avalia se os objetivos propostos foram alcançados.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 Câmaras Fria

As câmaras frias são espaços de armazenamento que possuem sua temperatura controlada por um sistema de refrigeração responsável pela promoção do frio. São amplamente utilizadas no armazenamento e conservação de alimentos e bebidas sob baixas temperaturas. O processo de conservação de alimentos através da refrigeração é feito de forma que a temperatura seja mantida superior a 0°C. De forma antagônica, o processo de congelamento é realizado quando as temperaturas de operação são inferiores a 0°C (SILVA, 2010)

#### 2.1.1 Câmara fria de alvenaria

As câmaras frias do feitas de alvenaria são modelos de câmaras frias mais indicadas quando se tem a necessidade de armazenar uma grande quantidade de um determinado produto sob temperaturas de congelamento. Estas necessitam de espaço e tempo para serem construídas, devido ao seu método de construção, como mostra a Figura 2.1. Esse modo de construção tem a necessidade de que o piso esteja devidamente tratado e isolado, para que não haja infiltração (BOWATER, 1996).

**Figura 2.1 – Câmara fria em alvenaria**



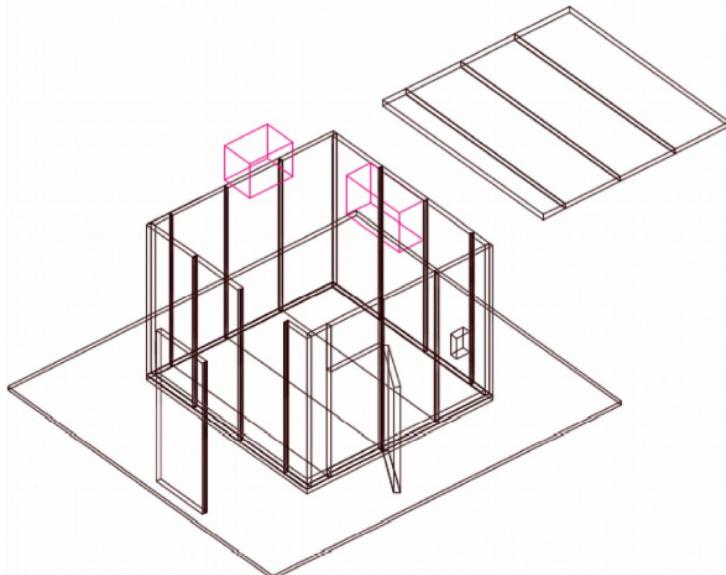
Fonte: adaptado de Leme (2009)

#### 2.1.2 Câmara fria do tipo modular

Um modo de construção totalmente diferente das câmaras frias de alvearia são as câmara frias modulares, que são construídas utilizando painéis isotérmicos. Este modo de construção é mais indicadas para locais de pequeno e médio porte, sendo o modelo ideal para padarias, restaurantes, laboratórios, lojas de bebidas e etc. A construção de câmaras utilizando os painéis isotérmicos, faz com que o tempo de montagem seja menor

se comparado com o da câmara de alvenaria. Este modo de construção está sendo cada vez mais requisitado por empresas que tenham um pequeno e médio estoque de produtos perecíveis, devido a sua facilidade de ampliação, agilidade na execução ou transporte (OLIVEIRA, 2020).

**Figura 2.2 – Câmara fria do tipo modular**



Fonte: adaptado de Silva (2019)

## 2.2 Isolamento Térmico em Câmaras Frias

Para que seja possível refrigerar as bebidas na temperatura correta, a câmara deve manter um gradiente de temperatura entre a temperatura externa e a interna, sendo necessário que exista um material capaz de promover o isolamento térmico. De acordo com Çengel e Ghajar (2009) os materiais isolantes têm a finalidade de oferecer uma resistência ao fluxo de calor. Esta resistência oferecida pelo material isolante tem o objetivo de reduzir os custos com energia elétrica na refrigeração (ou aquecimento) fazendo com que a carga térmica seja reduzida e mantendo a temperatura da parede externa da câmara próxima à do ambiente externo, a fim de evitar problemas relacionados à condensação de umidade atmosférica (COSTA, 2018).

De acordo com Silva (1996) os isolantes térmicos podem ser classificados como sendo de origem sintética, mineral, vegetal e animal. A Tabela 2.1 mostra alguns tipos de isolantes térmicos e suas origens.

**Tabela 2.1 – Tipos de isolantes térmicos**

Material	Tipo	Condutividade (k) (W/m°C)
Lã de rocha	Mineral	0,040 à 0,045
Lã de vidro	Mineral	0,040 à 0,045
Cortiça	Vegetal	0,045
Poliestireno expandido	Sintético	0,045
Poliuretano	Sintético	0,023
Lã de ovelha	Animal	0,038

Fonte: adaptado de Manuel (2013)

Os isolantes térmicos sintéticos são mais utilizados em aplicações de refrigeração comercial, pois possuem uma maior praticidade e leveza. Podem ser citados o poliestireno expandido e o poliuretano (PUR), como isolantes térmicos sintéticos. O poliestireno expandido (EPS) ou mais popularmente conhecido como isopor, possui em sua composição cerca de 98% de ar e 2% de poliestireno. Devido ao fato de ser constituído predominantemente de ar, isto lhe confere a propriedade de ser um ótimo isolante térmico, haja vista que o ar é um ótimo isolante. Por existir células de ar em seu interior, o poliestireno tem um ótimo poder de amortecimento a impactos, sendo utilizado muitas das vezes como proteção de produtos em embalagens (MAGALHÃES et al., 2009).

Outra característica muito importante do poliestireno expandido (EPS), é que este material não é higroscópico, tal característica é representada pelo seu fator de difusão do vapor de água ( $\mu$ ) como mostra a Tabela 2.2, ou seja, isto faz com que o material não absorva umidade para o seu interior. Tal propriedade é fundamental para aplicações na refrigeração, no que diz respeito a isolamento térmico, visto que uma quantidade maior de umidade infiltrada pelas paredes poderá aumentar significativamente a quantidade de calor que deverá ser retirada do ambiente. Além de possuir uma baixa absorvidade ao vapor de água, esse material não se deteriora com o tempo, fazendo com que suas propriedades não sejam alteradas com o passar dos anos.

A sua nomenclatura diz respeito a resistência à deformação, sendo indicado à pressão necessária para que haja uma deformação por compressão de 10%, ou seja, o EPS 30 necessita de uma pressão de 30 kPa para se ter uma deformação de 10% do material (MAGALHÃES et al., 2009).

**Tabela 2.2 – Propriedades físicas do Poliestireno Expandido**

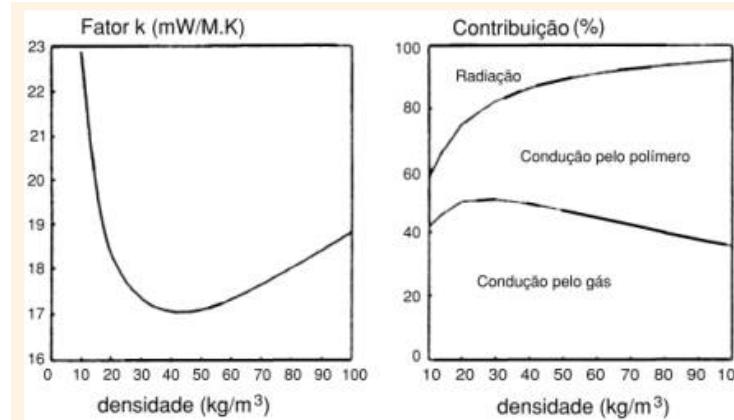
Tipo de EPS	Unidade	EPS30	EPS60	EPS100	EPS150	EPS200	EPS250
Condutividade Térmica	[w/m°C]	0.044	0.040	0.038	0.036	0.035	0.035
Resistência a compressão (deformação <2 %)	kPa	5	15	25	35	50	70
Resistência a compressão (deformação 10%)	kPa	30	60	100	150	200	250
Resistência à flexão	kPa	50	100	150	200	250	350
Difusão do vapor de água	$\mu$	20-40	20-40	30-70	30-70	10-1000	40-1000
Absorção de água por imersão	% volume	<5	<3	<2	<2	<2	<1
Coef. de dilatação térmica	$^{\circ}\text{C}^{-1}$				5-7*10 <sup>-5</sup>		
Reação ao fogo (EPS não inflamável)						Não inflamável	

Fonte: adaptado de Magalhães et al. (2009)

O poliuretano (PUR) empregado na refrigeração é um isolante térmico na forma de uma espuma rígida expandia, e em seu processo de fabricação utiliza-se alguns gases como o hidrofluorcarboneto (HFC) e o clorofluorcarboneto (CFC) como agente expensor auxiliar (AEA), afim de diminuir a densidade do material através da expansão. De modo semelhante ao EPS, o Poliuretano possui uma baixa massa específica, porém, esta varia de acordo com o processo de fabricação do mesmo, situando entre 10 Kg/m<sup>3</sup> a 1000 kg/m<sup>3</sup>. O coeficiente de condutividade (k) está em função da quantidade de AEA que está contido na estrutura molecular do material, como mostra a Figura 2.3. Com base nessa informação, a faixa de densidade mais utilizada para aplicações de isolamento térmico é de 28 kg/m<sup>3</sup> a 50 kg/m<sup>3</sup>. Tal peculiaridade é que devido à composição nesta faixa de massa específica, ser predominantemente constituída de AEA, como é o caso do Poliuretano de densidade de 32 kg/m<sup>3</sup> sua composição é de aproximadamente 3% de Poliuretano e 97% AEA.

Vale ressaltar que a transferência de calor por convecção no interior das células é desconsiderado e a transferência de calor por radiação só terá influência quando a massa específica for inferior a 30 kg/m<sup>3</sup>, devido a espessura da célula não ser o suficiente para oferecer resistência a este meio de propagação do calor. Um fato bastante relevante deste material é que além de ser resistente a chamas, a sua condutividade térmica tende a diminuir com o passar do tempo devido ao envelhecimento, fazendo com que as células fechadas onde contem AEA seja substituídas pelo ar, sendo este um ótimo isolante térmico (VILAR, 2004).

**Figura 2.3 – Variação da condutividade térmica em função da densidade do Poliuretano**



Fonte: adaptado de Vilar (2004)

Contudo, para se tornar prático e viável a utilização do poliestireno expandido e do poliuretano, eles são vendidos na forma de painéis isotérmicos. Tais painéis visam facilitar a montagem das câmara frias, sendo vendidos em diversas espessuras como mostra a Tabela 2.3. A seleção dos painéis é feita basicamente através da espessura, para que se tenha o devido isolamento térmico. Os painéis possuem um revestimento de aço galvanizado e recebem uma pintura de fábrica como meio de proteção anticorrosivo (SILVA, 2019).

**Tabela 2.3 – Espessuras de Painéis Isotérmicos**

Espessura (mm)	Largura Padrão (mm)	Peso Próprio (kg/m²)	Vão máximo (mm)
50	1150	10,91	3460
80	1150	12,10	4820
100	1150	12,86	5560
120	1150	13,70	6180
150	1150	14,96	6980
200	1150	17,06	8100

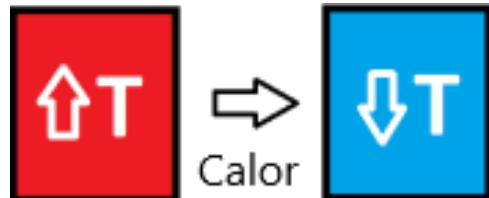
Fonte: adaptado de Silva (2019).

### 2.3 Ciclo de refrigeração por compressão a vapor e seus componentes aplicados a uma câmara fria

Um objeto que possui uma temperatura maior do que a do ambiente ao qual está inserido, tem a tendência natural de estabelecer um fluxo de calor na direção de menor temperatura. Sendo assim, o calor sempre fluirá do corpo de maior temperatura para o de menor temperatura, fazendo com que ocorra o processo de transferência de calor. A Figura 2.4 ilustra este fenômeno. Logo, a refrigeração é realizada através do fluxo de calor

estabelecido entre as garrafas que estão em uma temperatura superior a do ar frio da câmara (OLIVEIRA, 2020).

**Figura 2.4 – Modelo de refrigeração**

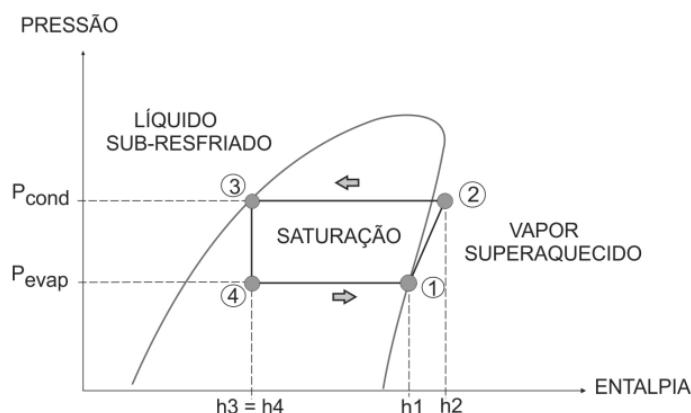


Fonte: adaptado de Oliveira (2020)

A medida que as garrafas vão cedendo energia térmica para o meio que se encontra frio no interior da câmara, este irá se aquecer até que o sistema entre em equilíbrio térmico. Logo, para que este fenômeno não ocorra é necessário retirar este calor e transferi-lo para um sumidouro, que neste caso, é o ar atmosférico. De acordo com Stoecker e Jones (1985), como este fluxo não é algo espontâneo é necessário que um ciclo de refrigeração seja empregado utilizando o trabalho externo para retirar o calor de uma fonte a baixa temperatura e transferi-lo a uma fonte a alta temperatura.

O diagrama Pressão-Entalpia de um ciclo ideal de compressão a vapor é mostrado na Figura 2.5.

**Figura 2.5 – Ciclo de refrigeração Pressão - Entalpia**



Fonte: adaptado de Silva (2010)

Os Processos deste ciclo são:

- **Compressão (1-2):** Compressão Isentrópica.
- **Condensação (2-3):** Rejeição de calor à pressão constante para o ar atmosférico através da utilização de um condensador.

- **Expansão (3-4):** Estrangulamento em um dispositivo de expansão (válvula de expansão ou tubo capilar) até uma mistura de líquido-vapor.
- **Evaporação (4-1):** Absorção de calor a pressão constante em um evaporador.

Para que o ciclo termodinâmico de refrigeração possam ser executado, são utilizados alguns equipamentos que permitem a sua execução. Cada um dos equipamentos que serão listados a seguir, tem funções específicas e que quando combinados, promovem a geração do frio. Para que o sistema (câmara fria) seja eficiente, ou seja, promova o máximo de frio com o mínimo de energia elétrica, eles devem ser selecionados corretamente através dos catálogos que os fabricantes disponibilizam.

### **2.3.1 Unidade Condensadora**

Em um ciclo de refrigeração, o trabalho é realizado pelo compressor que ao efetuar a compressão do refrigerante, eleva a sua pressão e temperatura de modo a alterar o estado termodinâmico do gás. Assim, o refrigerante é admitido para o interior do compressor e comprimido até o estado 2, onde estará na condição de vapor superaquecido como é mostrado na Figura 2.5. Após ser comprimido, o refrigerante passa pelo condensador, sendo este, um dispositivo de troca de calor que visa remover a energia térmica do refrigerante. Ao passar pelo condensador, o refrigerante altera seu estado gasoso para o estado líquido.

Quando se refere à aplicações de pequeno e médio porte, como é o caso de câmaras frias modulares para estabelecimento de bebidas, o compressor e o condensador são montados em conjunto sobre uma estrutura, como é mostrado na Figura 2.6. Esta estrutura é chamada de Unidade Condensadora, e o seu agente de condensação é o ar atmosférico, logo, o refrigerante cederá calor para o ambiente (OLIVEIRA, 2020).

**Figura 2.6 – Unidade condensadora**



Fonte: adaptado de Oliveira (2020)

### **2.3.2 Evaporador**

De acordo com Stoecker e Jones (1985) os evaporadores utilizados em refrigeração são chamados de evaporadores de expansão direta, já que a evaporação do refrigerante ocorre no interior dos tubos. Quando o refrigerante deixa a válvula de expansão, no estado líquido e entra no evaporador, o mesmo evapora, absorvendo calor ambiente. Vale ressaltar que como o refrigerante se encontra no estado de mudança de fase no interior da tubulação, a sua temperatura se mantém constante dentro do evaporador. Isto faz com que seja estabelecido um fluxo de calor do ar no interior da câmara fria para o refrigerante no estado de vapor que se encontra a uma temperatura inferior. Para aumentar a quantidade de calor absorvido são instalados ventiladores, fazendo com que haja convecção forçada e consequentemente, aumente a taxa de remoção de calor. A Figura 2.7 mostra o evaporador utilizado em câmaras frias de pequeno porte.

**Figura 2.7 – Evaporador com convecção forçada**



Fonte: adaptado de Silva (2010)

### **2.3.3 Dispositivo de Expansão**

Antes que o refrigerante passe pelo evaporador, é necessário que o mesmo passe por um dispositivo capaz de reduzir sua pressão. Tal dispositivo é chamado de dispositivo de expansão, e que segundo Stoecker e Jones (1985) visa diminuir a pressão, temperatura e controlar a vazão do refrigerante que entra no evaporador. Para que seja possível haver uma queda abrupta na pressão de forma que a temperatura também caia, é necessário que haja um estrangulamento do fluxo de refrigerante que passa através deste dispositivo. Os dispositivos mais utilizados para desempenhar esta função são as válvulas termostáticas, como pode ser observado na Figura 2.8.

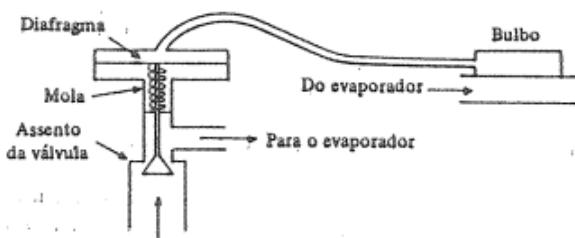
**Figura 2.8 – Dispositivo de expansão - Válvula Termostática**



Fonte: adaptado de Silva (2019)

De acordo com Stoecker e Jones (1985) as válvulas podem ser divididas em equalização externa e equalização interna, sendo sua vazão controlada pelo superaquecimento do refrigerante. Para controlar a vazão de refrigerante que passa pela válvula é utilizado um bulbo termostático, que contém em seu interior, o mesmo refrigerante utilizado no ciclo de refrigeração, cujo nome é fluido ativo. Este bulbo é instalado na saída da unidade evaporadora, onde o refrigerante após absorver calor se encontra no estado superaquecido. O objetivo deste equipamento é atingir o equilíbrio térmico. O fluido ativo exerce pressão sobre o diafragma, enquanto o evaporador exerce pressão na região inferior do diafragma, fazendo com que permaneça na condição de equilíbrio mecânico. Quando a temperatura de vapor superaquecido é maior que a prevista pela regulagem da válvula, a pressão no bulbo faz com que empurre o diafragma para baixo, vencendo a resistência da pressão exercida pelo evaporador. Isto faz com que ocorra a abertura da válvula, e permite a passagem de refrigerante.

**Figura 2.9 – Esquema de funcionamento de uma válvula termostática**



Fonte: adaptado de Stoecker e Jones (1985)

A válvula de equalização externa se difere da equalização interna, pelo fato de que

a pressão utilizada para equalizar a pressão imposta pelo bulbo, ser a pressão da tubulação. Isso é feito inserindo uma tubulação imediatamente após a saída do evaporador. Esse tipo de configuração anula a perda de carga que o refrigerante sofre ao escoar pelo evaporador. Isso faz com que este modelo seja obrigatório quando há a necessidade de se utilizar um distribuidor de líquido na unidade evaporadora, devido a alta perda de carga que este equipamento induz sobre o refrigerante (STOECKER; JONES) (1985).

## 2.4 Cargas Térmicas

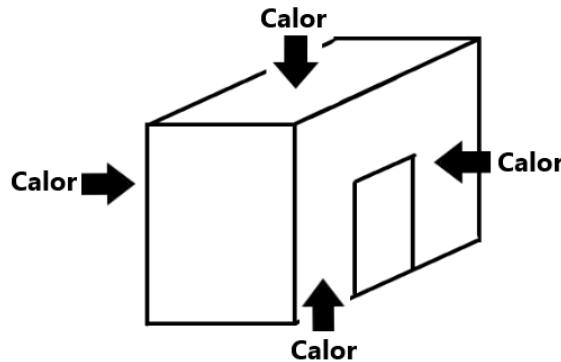
Para que uma substância possa passar de um estado de alta temperatura para um estado de baixa temperatura havendo ou não mudança de estado físico, é necessário que seja retirado calor. Esta quantidade de calor retirada é denominada carga térmica. Esta pode ser interpretada como sendo toda a quantidade de calor que deve ser retirada ou fornecida ao ambiente para que possa ser mantidas as condições previstas em projeto, quando este experimenta uma situação crítica de seu funcionamento (MAGALHÃES, 2011).

Como o objetivo de uma câmara fria é manter os produtos em baixas temperaturas, logo, deve-se contabilizar toda e qualquer fonte de calor que faça com que o ambiente aumente sua temperatura para que o sistema de refrigeração possa refrigerar. O aumento da temperatura de uma câmara fria é devido ao ganho de calor vindo de diversas fontes (SILVA, 2019).

### 2.4.1 *Carga térmica de Transmissão*

Como a câmara fria estará em um ambiente mais quente que seu interior, haverá uma parcela de calor que o ambiente irá transmitir para o seu interior através da condução pelas paredes, tetos e pisos. Esta carga depende do gradiente de temperatura do ambiente externo e interno, do material das paredes da câmara fria e da área superficial (SILVA, 2019).

**Figura 2.10 – Parcela de calor devido à transmissão**



Fonte: O autor

#### **2.4.2 Carga térmica do produto**

A temperatura de acondicionamento do produto estabelece qual será a carga térmica, ou seja, a quantidade calor que deverá ser retirada para que se estabeleça a temperatura ideal de armazenamento. Para produtos que serão refrigerados, retira-se calor sensível e para produtos que serão congelados, além do calor sensível, é acrescido também do calor latente de mudança de estado físico (OLIVEIRA, 2020).

#### **2.4.3 Carga térmica de Infiltração**

De acordo com Venturini e Pirani (2005), ao abrir a porta da câmara fria haverá a infiltração de ar quente através da porta (ar externo), e consequentemente isto acarretará na saída de ar frio para o ambiente externo. A abertura da porta faz com que a carga térmica da câmara aumente, haja vista que o sistema deverá resfriar o ar quente proveniente do ambiente externo. Este valor pode ser estimado a partir do fator de troca de ar (FTA) que está em função do volume da câmara. Na Tabela 2.4 é mostrado o número de trocas (ou renovação de ar) por dia.

**Tabela 2.4 – Número de trocas de ar por dia**

Volume da câmara fria [m <sup>3</sup> ]	Trocas 24 h
5	36
7	30
10	24
15	20
20	17
25	15
30	13

Fonte: adaptado de Ferreira (2021).

## 2.5 Carga térmica diversas

De acordo com Silva (2019), esta parcela de carga térmica é referente a diversos tipos de geração de calor no interior da câmara fria como: lâmpadas, pessoas e outros equipamentos que venham ser utilizados. Os ventiladores do evaporador também são uma fonte de calor e, devem ser contabilizados nos cálculos de carga térmica. A Tabela 2.5 mostra o calor dissipado por uma pessoas no interior da câmara, e a Tabela 2.6 mostra o calor gerado pelos motores do evaporador no interior da câmara.

**Tabela 2.5 – Carga térmica devido à pessoas**

Temperatura interna [°C]	Calor dissipado [W]
10	209
5	244
0	273
-5	302
-10	331
-15	360
-20	395

Fonte: adaptado de Silva (2019)

**Tabela 2.6 – Calor liberado pelos motores do evaporador**

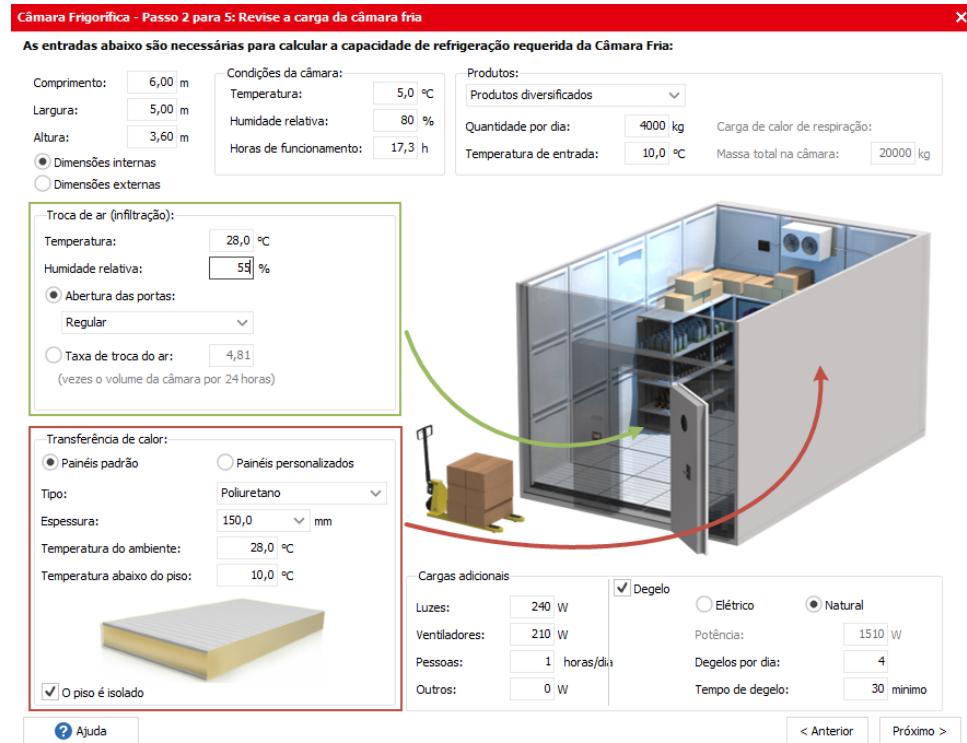
Volume da câmara [m <sup>3</sup> ]	Calor dissipado nos motores [W]
20	121
40	242
60	363
80	484

Fonte: adaptado de Silva (2019)

## 2.6 Software de Cálculo de Carga Térmica

A empresa Danfoss (2022) possui seu *software* para cálculo de carga térmica, o *Coolselector®2* de acesso livre. Este programa é específico para ciclos de refrigeração por compressão a vapor. Tal programa tem como *inputs* os parâmetros de projetos como a dimensão da câmara, temperatura de evaporação, temperatura de condensação. E tem como *outputs*, sugestões de equipamentos com base nos dados de entrada e a carga térmica do equipamento. A Figura 2.11 mostra a interface da seção de cálculo para câmaras frias.

**Figura 2.11 – Software para calcular carga térmica**



Fonte: adaptado de Danfoss (2022)

Para efetuar o cálculo do volume da câmara, é necessário que seja inserido as dimensões da câmara fria no software e informar se estas são dimensões externas ou internas. As condições de armazenamento são inseridas na aba de condições da câmara, sendo necessário informar a temperatura de armazenamento, umidade relativa e horas de funcionamento. Para especificar o tipo de produto, há a possibilidade de selecionar apenas os tipos de produtos cadastrados na biblioteca do software. Na aba produtos, é necessário selecionar a temperatura de entrada e a quantidade movimentada diariamente. Como o método de cálculo utilizado para calcular a infiltração é baseado no fator de troca de ar, é necessário selecionar esta função no software. Posteriormente é necessário inserir os dados de infiltração, e informar ao software qual a espessura do isolamento térmico. Após ser inseridos tais parâmetros, basta inserir as cargas adicionais de pessoas e ventiladores.

## 3 METODOLOGIA

### 3.0.1 *Levantamento de dados*

Para realizar o levantamento de dados, foi selecionada uma distribuidora de cerveja que contém um alto volume de vendas e um alto número de *freezers* em operação. De acordo com o proprietário do estabelecimento, este possuí 17 *freezers* em operação, fazendo com que o consumo de energia elétrica no estabelecimento seja elevado. A Figura 3.1 mostra alguns dos *freezers* do estabelecimento. Foi proposto, o dimensionamento de uma câmara fria que atendesse toda a demanda do estabelecimento, e ficando à critério do proprietário, a construção da mesma.

**Figura 3.1 – Quantidade de freezers no estabelecimento**



Fonte: O autor

De acordo com o proprietário, o local para instalação não poderia ser no interior do estabelecimento, devido a redução de área útil que a câmara fria iria causar no interior da mesma, caso o projeto fosse realizado. Um outro fator decisivo que foi levado em conta, era a capacidade de reabastecimento da câmara fria sem que houvesse tumulto dentro do estabelecimento, e a facilidade para poder realizar as entregas. Com base nessas informações, o local escolhido foi no fundo do estabelecimento, onde existe uma maior área disponível, como é mostrado na Figura 3.2. Para aproveitar o espaço disponível, o proprietário optou por posicionar a câmara fria no local do mezanino, caso a mesma for construída.

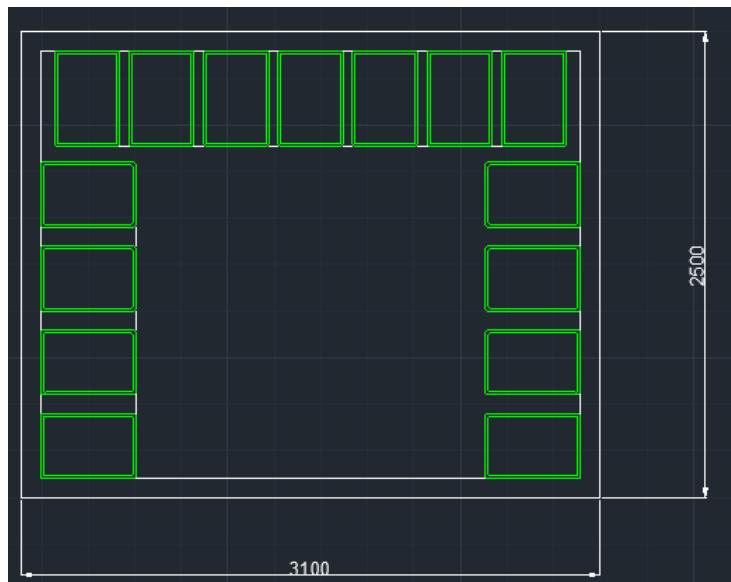
**Figura 3.2 – Local de instalação da câmara fria**



Fonte: O autor

Para saber qual seria as dimensões do equipamento para atender as demandas do estabelecimento, foi necessário realizar um levantamento de qual era o volume de vendas semanal, e quais eram os tipos de garrafas mais vendidas. Segundo o proprietário o volume de vendas de cerveja de 600 ml é de 60 caixas por semana, e as garrafas de 1 L cerveja são de 20 caixas por semana. Com isso, foi tomado como base as dimensões da caixa de cerveja de 600 ml devido a esta possuir a maior dimensão. Com isso, a câmara fria deveria ter as dimensões de: 3,1 x 2,5 x 2,5 m (comprimento x largura x altura), como pode ser observado na Figura 3.3.

**Figura 3.3 – Estudo das dimensões através do AutoCAD**



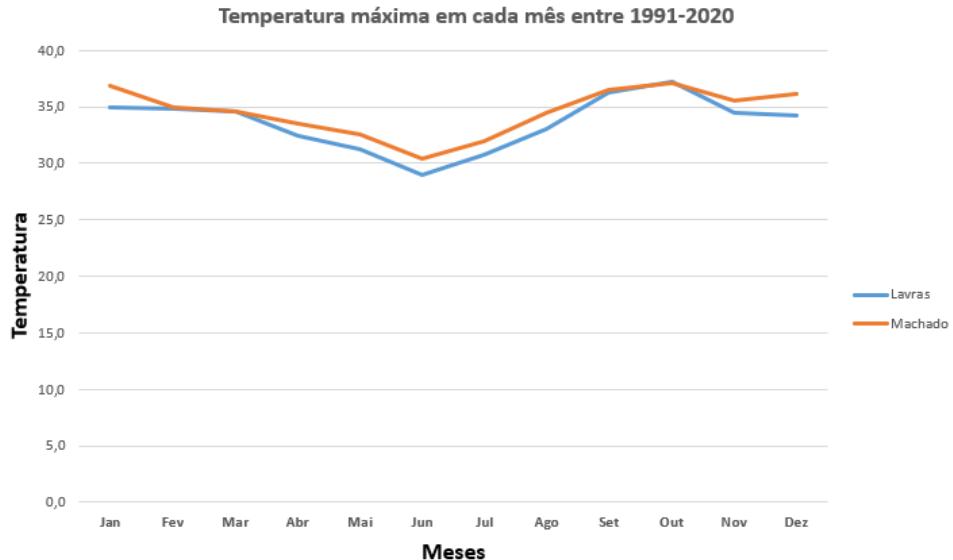
Fonte: O autor

### 3.1 Temperatura Interna e Externa

O Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) é responsável por monitorar e divulgar a previsão do tempo, avisos e boletins meteorológicos diariamente em nível nacional. Para realizar os estudos climáticos, o instituto conta com várias estações meteorológicas espalhadas pelo Brasil, que diariamente coletam dados da atmosfera gerando informações gratuitas.

Como o estabelecimento está localizado na cidade de Três Pontas e esta não possui estação meteorológica, são utilizados os dados históricos disponibilizados pelo INMET (1991-2020) das cidades mais próximas que as possuem. As cidades mais próximas distam em média 89,5 km do local de instalação da câmara fria, sendo elas Lavras-MG e Machado-MG. Logo, para proporcionar uma maior segurança em relação a previsão dos cálculos quando se diz respeito às temperaturas mais quentes experimentadas durante os anos, se assume a média das temperaturas máximas nas duas cidades entre 1991 à 2020 como sendo a condição para a temperatura externa de projeto. A Figura 3.4 mostra um mapa histórico das temperaturas máximas em cada mês, e através de uma análise é possível assumir que a temperatura máxima média nas duas cidades é de aproximadamente 34,1 °C, logo esta será a temperatura externa à câmara fria.

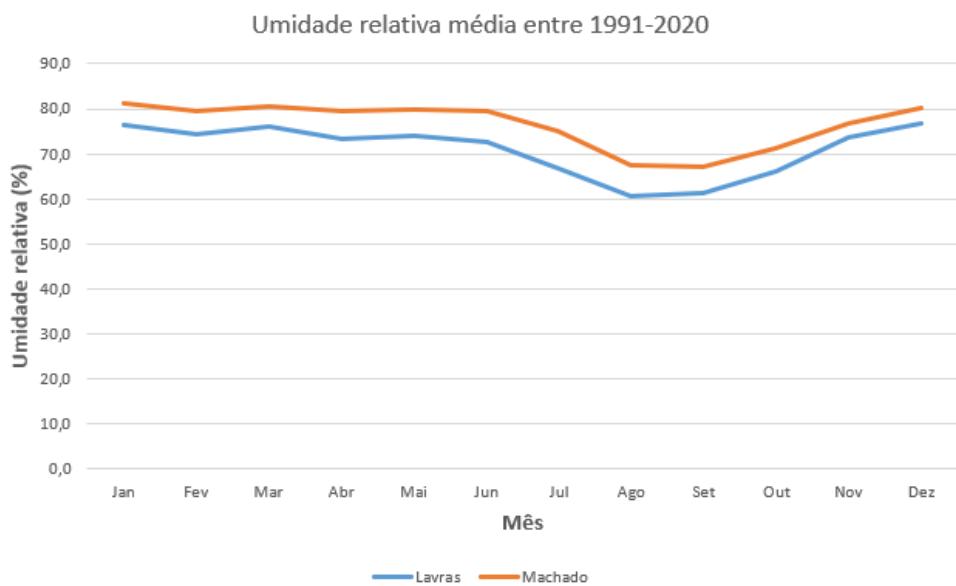
**Figura 3.4 – Temperaturas máximas durante 1991-2020**



Fonte: O autor

De modo análogo a metodologia utilizada para estimar a temperatura máxima média de projeto, é utilizado para se estimar a umidade relativa de projeto. De acordo com Figura 3.5 a umidade relativa média durante o período de 1991-2020 foi de aproximadamente 73,8 %, e com base nessas informações assume-se este valor como sendo a umidade relativa média. Em suma, as propriedades para o ar externo é que sua temperatura seja de 34,1°C e possua uma umidade relativa de 70%.

**Figura 3.5 – Umidade relativa média entre 1991-2020**

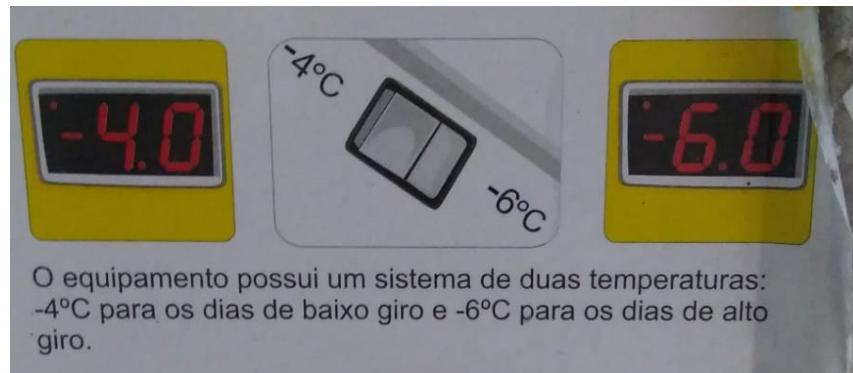


Fonte: O autor

Para determinar a temperatura de conservação do produto, utiliza-se a recomenda-

ção feita pelo fabricante de que em dias onde há um maior volume de vendas, a temperatura de armazenamento seja de -6°C como mostra a Figura 3.6. Devido à este fato, prezando pela segurança de que a câmara fria consiga atender aos mais diversos volumes de vendas, optou-se por adotar a temperatura de -6°C como sendo a temperatura de armazenamento da cerveja.

**Figura 3.6 – Recomendação para temperatura de armazenamento**



Fonte: O autor

### 3.2 Seleção do isolante térmico

Para que a câmara fria tenha um bom isolante térmico, e que isto implique diretamente na economia de energia elétrica, faz-se necessário selecionar o material que possua as propriedade que atendam aos requisitos do projeto. Para o mercado de refrigeração comercial, onde as câmaras frias estão inseridas, há dois isolantes sintéticos mais utilizados: O poliuretano (PUR) e poliestireno expandido (EPS).

Pode ser observado na Tabela 3.1 que o poliuretano tem sua condutividade térmica em média de 1,7 vezes menor do que a condutividade térmica do poliestireno, quando comparado com os valores da condutividade térmica para as mesmas espessuras. Isso faz com que o calor tenha mais dificuldade de ser conduzido através do poliuretano. Essa propriedade é fundamental para que o Poliuretano, consiga promover um bom isolamento para a câmara fria e gerar economia de energia elétrica.

**Tabela 3.1 – Condutividade térmica do EPS e PUR para a mesma espessura**

Espessura (mm)	PUR (kcal/m <sup>2</sup> h °C)	EPS (kcal/m <sup>2</sup> h °C)
50	0,388	0,505
100	0,202	0,388
150	0,169	0,315

Fonte: adaptado de Tectermica (2022).

Além de o material ser um bom isolante térmico, uma outra restrição para o projeto à favor da segurança, e que deve ser crucial na seleção do mesmo, é que o material não entre em combustão em caso de pane na rede elétrica. Isto se deve ao fato de que além de realizar a venda de bebidas, o estabelecimento também faz a comercialização de gás de cozinha. Portanto, para prevenir o risco de explosão, é levado em conta a propriedade de que o material não seja inflamável. Para o projeto, esta é a propriedade mais importante que foi levada em consideração, e diante das condições apresentadas o poliuretano é selecionado por as satisfazerem.

### **3.2.1 Espessura do isolante**

O fluxo de calor que atravessa as paredes da câmara fria, está em função da diferença de temperatura entre o ambiente externo e interno. Obviamente, quanto maior for o gradiente de temperatura, maior será o fluxo de calor para o interior do equipamento. Com isso, a qualidade do isolamento é fundamental para que não haja uma grande transmissão de calor. Uma maneira de estimar qual será o fluxo de calor, é classificar o isolante em função da sua qualidade (VENTURINI; PIRANI, 2005).

A Tabela 3.2 mostra o fluxo de calor em função da qualidade do isolamento.

**Tabela 3.2 – Fluxo de calor em função da qualidade**

Qualidade do isolamento	Fluxo de calor [W/m <sup>2</sup> ]
Excelente	9,30
Bom	11,63
Aceitável	13,96
Regular	17,45
Ruim	>17,45

Fonte: adaptado de Venturini e Pirani (2005).

Para que não ocorra um aumento substancial da temperatura no interior da câmara fria, fazendo com que as cervejas atinjam temperaturas inapropriadas para o consumo, os painéis isotérmicos devem ter a espessura correta e uma boa qualidade. Pois na hipótese de que o isolamento não tenha uma boa qualidade, e a espessura do isolante não esteja devidamente adequada, fará com que o compressor trabalhe com uma maior frequência, implicando em um alto consumo de energia elétrica. Sendo assim, de acordo com Venturini e Pirani (2005), para selecionar a espessura mínima ( $L$ ) que o painel deve possuir é utilizado a Equação (1). Logo, é feito uma iteração assumindo a qualidade do isolamento como sendo excelente.

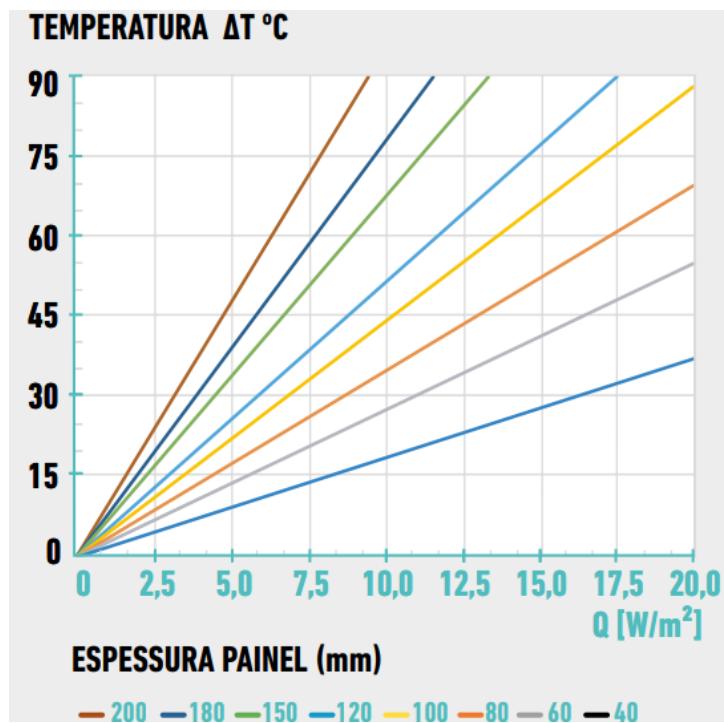
$$L = \frac{k \cdot \Delta T}{(\frac{\dot{Q}}{A})} \quad (1)$$

Onde:

- $k$  = condutividade térmica do material ( $\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$ );
- $\Delta T$  = diferença de temperatura entre o ambiente externo e interno ( $^{\circ}\text{C}$ );
- $\dot{Q}/A$  = fluxo de calor ( $\text{W}/\text{m}^2$ );

Com a primeira estimativa de qual será a espessura mínima do isolamento, utiliza-se o catálogo do fabricante de painéis isotérmicos da empresa Purever Industries (2022) para verificar a espessura do isolante em função do fluxo de calor e temperatura, conforme a Figura 3.7.

**Figura 3.7 – Temperatura *versus* Fluxo de calor**



Fonte: adaptado de Purever Industries (2022)

### 3.3 Cálculo de carga térmica

#### 3.3.1 Carga térmica do Produto

A parcela da carga térmica relativa ao produto ( $Q_P$ ) pode ser dividida em duas partes. A parcela de calor sensível de resfriamento ( $Q_S$ ), que é responsável pela variação da

temperatura do produto e a parcela de calor latente ( $Q_L$ ), que representa a quantidade de calor que é necessário retirar para que a substância mude de estado físico. Como o objetivo da câmara fria não é realizar o congelamento das bebidas, a parcela do calor latente pode ser desprezada como mostra a Equação (2), devido esta parcela ser responsável pela mudança de fase do produto. Além de conter cerveja, a embalagem é feita de vidro e é armazenada em um engradado feito de polietileno de alta densidade (PEAD), logo, é somado a sua contribuição para o cálculo de carga térmica, conforme a Equação (3), sendo, a carga térmica do vidro e do engradado representada por ( $Q_V$ ). Portanto a Equação (3) representa o calor que deve ser retirado do produto.

$$Q_P = Q_L + Q_S \quad (2)$$

$$Q_P = Q_C + Q_V \quad (3)$$

Para que a câmara fria consiga retirar da cerveja a quantidade de calor ( $Q_C$ ) necessária para atingir a temperatura de armazenamento ( $T_2$ ), deve-se saber qual é a sua massa ( $m_C$ ), o calor específico ( $C_C$ ) e a temperatura de entrada ( $T_1$ ) na câmara fria, conforme a Equação (4). Para estimar qual seria o calor específico do produto, foi considerado os modelos de garrafas que eram mais vendidas no estabelecimento, senda estas de 600 ml.

De acordo com Kunze (1999), a cerveja é composta por até 92% de água e 5% de conteúdo alcoólico. Sendo o etanol o principal subproduto alcoólico, gerado pela fermentação, logo, o volume de cerveja foi modelado como sendo uma solução constituída somente por água e etanol. E para que o equipamento pudesse atender a maior variedade de cervejas disponíveis no mercado, foi considerado o teor alcoólico (ABV) de 5%, haja vista, que a grande maioria das cervejas possuem um ABV de 4,5%. Portanto, a mistura é constituída de 570 ml de água e 30 ml de etanol.

$$Q_C = m_C \cdot C_C \cdot (T_2 - T_1) \quad (4)$$

Baseando-se nos valores obtidos de Çengel e Ghajar (2009), podemos assumir que a massa específica e calores específicos de cada uma das substâncias contidas na mistura, como sendo de:  $997 \text{ kg/m}^3$  e  $4,18 \text{ kJ/kg K}$  para a água;  $783 \text{ kg/m}^3$  e  $2,46 \text{ kJ/kg K}$  para o etanol. Logo, as massas para a água e etanol foram de  $0,568 \text{ kg}$  e  $0,024 \text{ kg}$ , respectivamente, e massa total obtida para a solução foi de  $0,592 \text{ kg}$ .

Como cada substância possui calores específicos diferentes e apresentam concentrações diferentes na solução, para calcular qual seria o calor específico da solução ( $C_C$ ), foi necessário encontrar a contribuição de cada um dos calores específicos para a solução utilizando Equação (5).

$$C_C = \frac{m_{água}}{m_{total}} \cdot C_{água} + \frac{m_{etanol}}{m_{total}} \cdot C_{etanol} \quad (5)$$

Onde:

- $C_C$  = calor específico da solução água e etanol (kJ/kg K);
- $m_{água}$  = massa de água (kg);
- $m_{etanol}$  = massa do etanol (kg);
- $m_{total}$  = massa total da solução (kg);
- $C_{água}$  = calor específico da água (kJ/kg K);
- $C_{etanol}$  = calor específico do etanol (kJ/kg K);

De forma análoga, utilizou-se a Equação (6) para calcular a contribuição da garrafa e do engradado para a carga térmica do produto ( $Q_V$ ). Segundo Vick (2018), o calor específico para o polietileno de alta densidade é de 1,9 kJ/kg K. Além disso, é necessário que se saiba o calor específico do vidro da garrafa, e que segundo Çengel e Ghajar (2009), é de 0,75 kJ/kg K.

$$Q_V = (T_2 - T_1) \cdot (m_{garrafa} \cdot C_{vidro} + m_{engradado} \cdot C_{polietileno}) \quad (6)$$

Onde:

- $Q_V$  = Carga térmica do vidro e do engradado (kJ);
- $T_2$  = temperatura de armazenamento (°C);
- $T_1$  = temperatura de entrada (°C);
- $m_{garrafa}$  = massa da garrafa (kg);
- $m_{engradado}$  = massa do engradado (kg);
- $C_{vidro}$  = calor específico da água (kJ/kg K);

- $C_{polietileno}$  = calor específico do etanol (kJ/kg K);

Para que seja possível calcular a carga térmica  $Q_V$  é necessário aferir a massa da garrafa e do engradado, conforme é mostrado na Figura 3.8. A garrafa de vidro possui uma massa de 0,423 kg e o engradado possuí 2,531 kg. Vale ressaltar que para realizar as medições utiliza-se uma balança com capacidade de 10000 g x 1 g da marca Util.

**Figura 3.8 – Peso da garrafa e do engradado**



Fonte: O autor

Para saber qual será a potência ( $\dot{Q}_P$ ) necessária para realizar a refrigeração, é utilizada a Equação (7). Onde a carga térmica do produto se relaciona com o tempo necessário para promover a sua refrigeração (t). Este tempo é adotado como sendo o intervalo de tempo entre a chegada do produto até o horário que se tem mais vendas.

$$\dot{Q}_P = \frac{Q_P}{t} \quad (7)$$

### 3.3.2 Carga térmica de Transmissão

Segundo Venturini e Pirani (2005), a carga térmica devida a transmissão ( $\dot{Q}_T$ ) é a representação da quantidade de calor conduzida para o interior da câmara fria. Isto faz com que ocorra o aquecimento do ar que está no interior do equipamento, e consequentemente o aquecimento dos produtos. Esta parcela da carga térmica pode ser calculada através da Equação (8). Onde para se calcular o valor da área superficial da câmara fria soma-se as áreas das paredes, teto e piso cujo valor total é de  $43,5\ m^2$  e as temperaturas internas e externas são assumidas de acordo com a seção 3.1.

$$\dot{Q}_T = U \cdot A \cdot (T_2 - T_1) \quad (8)$$

Onde:

- $U$  = coeficiente global de transferência de calor ( $W/m^2K$ );
- $A$  = área superficial ( $m^2$ );
- $T_2$  = temperatura do ambiente externo ( $^{\circ}C$ );
- $T_1$  = temperatura do ambiente interno ( $^{\circ}C$ );

Além disso, este cálculo leva em consideração o coeficiente global de transferência de calor. Este, pode ser calculado através da Equação (9) que é a representação de um conjunto de resistências térmicas ligadas em série.

$$U = \frac{1}{\alpha_{ext} \cdot A} + \frac{L_a}{k_a \cdot A} + \frac{L_i}{k_i \cdot A} + \frac{L_a}{k_a \cdot A} + \frac{1}{\alpha_{int} \cdot A} \quad (9)$$

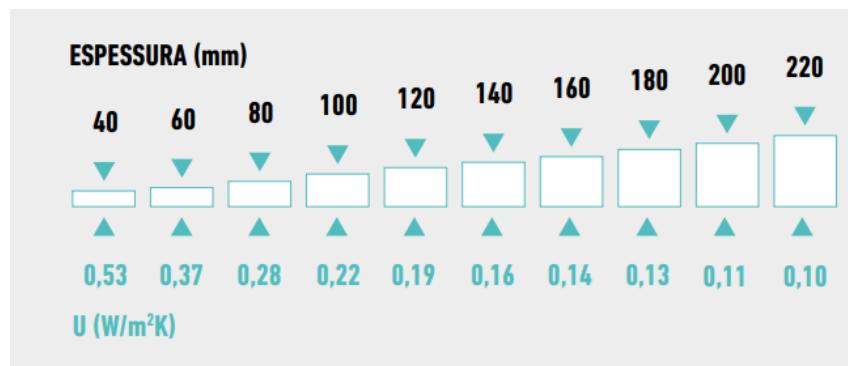
Onde:

- $\alpha_{ext}$  = coeficiente de convecção externo ( $W/m^2K$ );

- $\alpha_{int}$  = coeficiente de convecção externo ( $W/m^2K$ );
- A = área superficial ( $m^2$ );
- $k_a$  = condutividade térmica do revestimento de aço ( $W/m \ ^\circ C$ );
- $k_i$  = condutividade térmica do isolante ( $W/m \ ^\circ C$ );
- $L_i$  = espessura do isolante (m);
- $L_a$  = espessura do revestimento de aço (m);

E de acordo com as informações disponibilizadas pelo fabricante de painéis isotérmicos, Purever Industries (2022), o coeficiente global de transferência de calor está em função da espessura do isolante térmico, como pode ser observado na Figura 3.9. É adotado o valor de catálogo para o maior respaldo técnico, devido ao fato de os valores dos coeficientes de convecção variarem de acordo com as condições externas.

**Figura 3.9 – Coeficiente global de transferência de calor dos painéis isotérmicos**



Fonte: Adaptado de Purever Industries (2022)

### 3.3.3 Carga térmica de Infiltração

De acordo com Venturini e Pirani (2005) a carga térmica devida a infiltração, pode ser compreendida como sendo o fluxo não controlado do ar externo para dentro do ambiente devido à fenômenos naturais. Além disso, quando a porta da câmara fria é aberta, uma quantidade de ar externo adentra ao ambiente. Este por sua vez, possui uma certa umidade relativa, e faz com que o sistema de refrigeração, além de retirar calor do ar seco, retire calor do vapor de água contido no ar externo. A Figura 3.10 mostra o calor cedido ( $\Delta H'$ ) em função da temperatura de armazenamento, umidade relativa e temperatura externa.

**Figura 3.10 – Calor cedido ar externo ao entrar na câmara fria**

COND. EXTERNAS UR [%]	T <sub>ext</sub> [°C]	TEMPERATURA NA CÂMARA [°C]									
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
15,0	23,2	21,3	19,4	17,4	15,5	13,4	11,1	8,5	5,5	2,2	
20,0	26,5	24,6	22,7	20,8	18,8	16,7	14,4	11,8	8,8	5,6	
40	25,0	30,5	28,6	26,7	24,7	22,7	20,6	18,3	15,7	12,7	9,4
	30,0	35,1	33,2	31,3	29,3	27,3	25,1	22,8	20,2	17,2	13,9
	35,0	40,6	38,7	36,7	34,7	32,7	30,5	28,2	25,6	22,6	19,3
	40,0	47,2	45,2	43,2	41,2	39,1	37,0	34,6	32,0	28,9	25,6
	15,0	24,5	22,6	20,7	18,8	16,8	14,7	12,4	9,8	6,8	3,5
	20,0	28,4	26,5	24,6	22,6	20,6	18,5	16,2	13,6	10,6	7,3
50	25,0	33,0	31,0	29,	27,1	25,1	23,0	20,6	18,0	15,0	11,7
	30,0	38,4	36,5	34,5	32,5	30,5	28,3	26,0	23,4	20,3	17,0
	35,0	45,0	43,0	41,0	39,0	36,9	34,7	32,4	29,7	26,7	23,4
	40,0	52,8	50,8	48,8	46,7	44,6	42,4	40,0	37,4	34,3	30,9
	15,0	25,9	23,9	22,0	20,1	18,1	16,0	13,7	11,1	8,1	4,8
	20,0	30,2	28,3	26,4	24,4	22,4	20,2	17,9	15,3	12,3	9,0
60	25,0	35,4	33,5	31,5	29,6	27,5	25,4	23,0	20,4	17,4	14,1
	30,0	41,7	39,7	37,8	35,7	33,7	31,5	29,1	26,5	23,5	20,1
	35,0	49,3	47,3	45,3	43,2	41,1	38,9	36,5	33,9	30,8	27,4
	40,0	58,5	56,4	54,4	52,3	50,1	47,9	45,5	42,8	39,7	36,3
	15,0	27,2	25,3	23,4	21,4	19,4	17,3	14,9	12,3	9,3	6,0
	20,0	32,1	30,1	28,2	26,2	24,2	22,0	19,7	17,1	14,1	10,7
70	25,0	37,9	35,9	34,0	32,0	29,9	27,7	25,4	22,8	19,7	16,4
	30,0	45,0	43,0	41,0	39,0	36,9	34,7	32,3	29,6	26,6	23,2
	35,0	53,6	51,6	49,5	47,5	45,4	43,1	40,7	38,0	34,9	31,5
	40,0	64,1	62,0	60,0	57,8	55,7	53,4	50,9	48,2	45,1	41,6

Fonte: Adaptado de Venturini e Pirani (2005)

Uma forma para se calcular a quantidade de ar externo que infiltra para dentro da câmara fria, de acordo com Venturini e Pirani (2005), é a partir do fator de troca de ar (FTA). A partir do FTA é possível determinar a quantidade de trocas de ar que é feito durante um dia pela câmara fria. A Tabela 2.4 relaciona o número de trocas de ar em função do volume da câmara fria.

De posse do volume interno da câmara fria é possível calcular qual será a carga térmica de infiltração, através da Equação (10).

$$\dot{Q}_{inf} = V_{cam} \cdot FTA \cdot \Delta H' \quad (10)$$

Onde:

- $V_{cam}$  = Volume interno da câmara fria ( $m^3$ );
- FTA = Fator de troca de ar;
- $\Delta H'$  = Calor cedido pelo ar ao entrar na câmara fria ( $kcal/m^3$ );

### **3.3.4 Carga térmica devido a iluminação**

Além das cargas térmicas indispensáveis para o projeto de uma câmara fria, como por exemplo: produto, infiltração, penetração, há outras cargas relativamente pequenas em valores, mas que devem ser levadas em consideração. Uma delas é carga térmica de iluminação. As lâmpadas instaladas no interior da câmara fria geram calor, ainda que não seja algo substancial, esta carga térmica deve ser computada, para uma maior precisão e faça com que a seleção dos equipamentos sejam a mais correta possível. De acordo com Venturini e Pirani (2005), a carga térmica de iluminação ( $\dot{Q}_i$ ) pode ser calculada de acordo com a Equação (11).

$$\dot{Q}_i = 10 \cdot A \cdot t \cdot 0,86 \quad (11)$$

Onde:

- A = área total do piso da câmara fria ( $m^2$ );
- t = fração do tempo em que a lâmpada permanece acesa durante um dia (h /24h);

### **3.3.5 Carga térmica de motor e ocupação**

Para melhorar a troca térmica do interior da câmara fria, são utilizados motores nos evaporadores, estes, geram calor. De acordo com Silva (2019), o calor gerado ( $\dot{Q}_m$ ) por esses equipamentos podem ser contabilizados através da Figura 3.11.

**Figura 3.11 – Calor gerado pelos motores**

Volume da câmara ( $m^3$ )	Calor dissipado pelos Motores (W)
20	121
40	242
60	363
80	484

Fonte: adaptado de Silva (2019)

Ao adentrar em uma câmara fria, o corpo humano cede calor ao ar interno que se encontra sob baixa temperatura. Esta quantidade de calor que o corpo humano cede ao

ambiente, é chamada de carga térmica de ocupação ( $\dot{Q}_o$ ). A quantidade de calor cedido pelo corpo humano, está intimamente ligado a quantidade de pessoas que estão no interior da câmara fria, a temperatura de operação e o tempo de permanência das mesma no interior do equipamento. De acordo com ASHRAE (2006), a carga térmica de ocupação pode ser calculada através da Tabela 3.3.

**Tabela 3.3 – Fluxo de calor em função da qualidade**

Temperatura (°C)	Calor/Pessoa (w/h)
10	211,0
4,4	246,3
-1,1	278,5
-6,6	308,0
-12,2	352,0
-17,7	381,0
-23,3	410,5

Fonte: adaptado de ASHRAE (2006).

### 3.4 Carga térmica total

Através dos cálculos de cada uma das parcelas de carga térmica, é possível calcular a carga térmica total da câmara fria, através da Equação (12). Além disso, segundo a ASHRAE (2006), é adiciona-se um fator de segurança de 10%.

$$\dot{Q}_{total} = 1.1 \cdot (\dot{Q}_P + \dot{Q}_T + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_i + \dot{Q}_m + \dot{Q}_o) \quad (12)$$

Onde:

- $\dot{Q}_P$ = carga térmica do produto (W);
- $\dot{Q}_T$ = carga térmica de transmissão (W);
- $\dot{Q}_{inf}$ = carga térmica de infiltração (W);
- $\dot{Q}_i$ = carga térmica de iluminação (W);
- $\dot{Q}_m$ = carga térmica de geração (W);
- $\dot{Q}_o$ = carga térmica de ocupação (W);

Para uma maior segurança nos cálculos realizados, recorre-se a recursos computacionais que utilizam a mesma metodologia adotada para o cálculo de carga térmica. O *software* Danfoss (2022) utilizado para validar os cálculos de carga térmica.

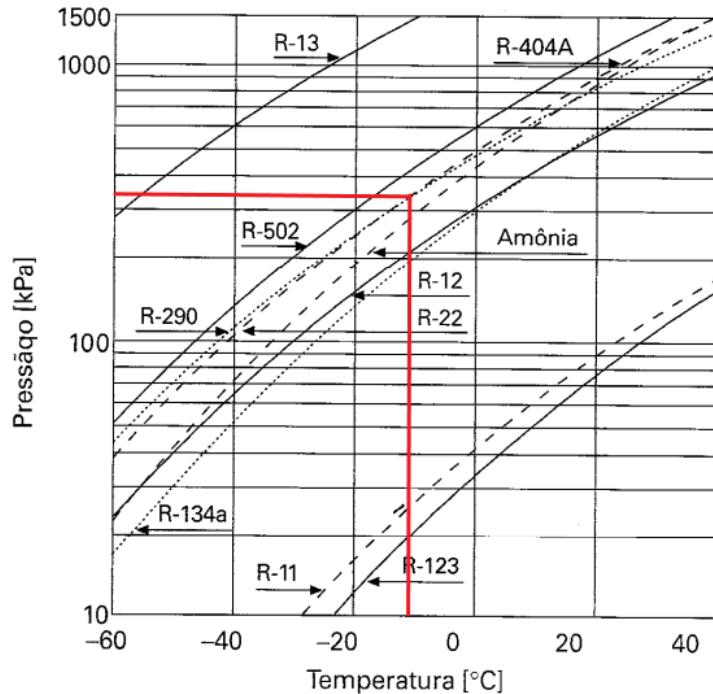
### **3.5 Seleção dos equipamentos**

A seleção adequada dos equipamentos para a câmara fria é baseado na quantidade de calor que deve ser retirado do ambiente. Portanto, para tal seleção, é de suma importância que a carga térmica total esteja devidamente calculada. Haja vista que a seleção correta do equipamento, fará com que a temperatura de armazenamento seja atingida e mantida ao longo do tempo de operação.

Após o cálculo de carga térmica é necessário que se saiba qual será a temperatura de evaporação e de condensação em que o fluido de trabalho irá operar. Para obtenção de tais informações, primeiramente, é necessário que se saiba qual o refrigerante mais adequado para a aplicação de câmaras frias. E de acordo com Çengel e Boles (2013) o refrigerante deve possuir a pressão de vapor saturado superior à pressão atmosférica para a temperatura de evaporação. Isto se deve ao fato de que se houver um vazamento na linha o ar atmosférico não entre no sistema.

Segundo os autores Jabardo e Stoecker (2002), o refrigerante mais adequado para aplicações de câmaras frias é o R-404a. Este, é um refrigerante hidrofluorocarbono (HFC) que não possui potencial de destruição da camada de ozônio (ODP). Além disso, possui uma alta pressão de vaporização, como é mostrado na Figura 3.12.

**Figura 3.12 – Diagrama Pressão de saturação versus temperatura de evaporação**



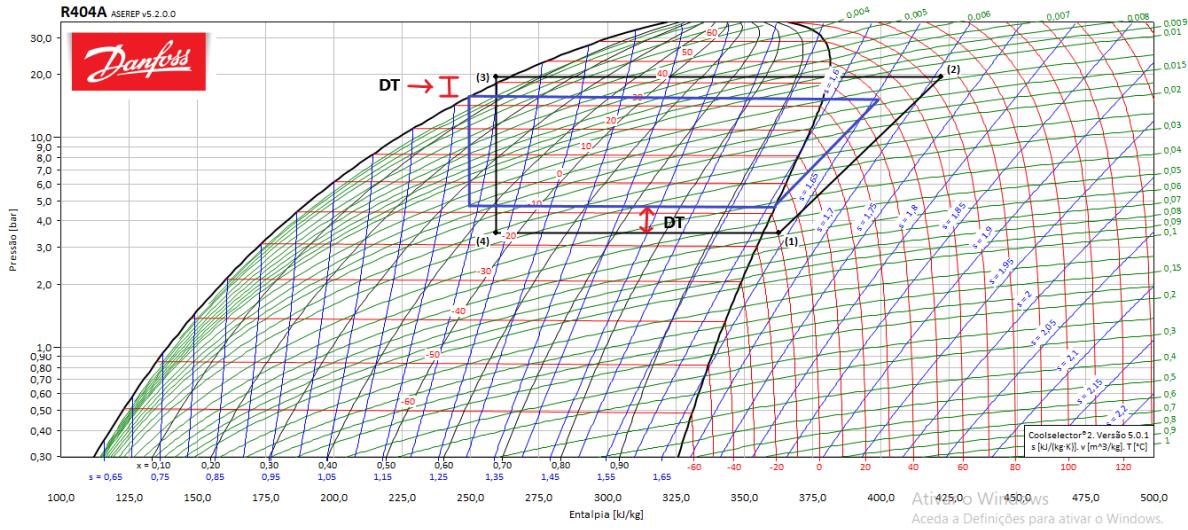
Fonte: adaptado de Jabardo e Stoecker (2002)

Como pode ser observado na Figura 3.12 o refrigerante R-22 também satisfaz a condição, porém não é compatível com o evaporador selecionado e não é mais utilizado. O refrigerante R-134a também satisfaz a condição, porém, para a carga térmica do projeto não há unidade condensadora disponível no catálogo do fabricante que utilize este refrigerante. Logo, o R-404a é o mais adequado para o projeto.

### 3.5.1 Evaporador

Segundo Stoecker e Jones (1985), para que o refrigerante ao evaporar-se no evaporador possa promover a refrigeração do ambiente, é necessário que haja uma diferença de temperatura (representado no catálogo por DT) entre a temperatura de armazenamento ( $T_{arm}$ ) e a temperatura de saturação do refrigerante que esta passando pelo evaporador. Desta forma, como a temperatura de saturação do refrigerante é menor do que a temperatura de armazenamento das cervejas, se estabelece um fluxo calor fazendo com que o calor das mesmas seja retirado. A condição de contorno assumidas para o projeto na condição de armazenamento é de que a temperatura no interior seja de  $-6^{\circ}\text{C}$ . Portanto, é necessário que a temperatura de vapor saturado do refrigerante seja substancialmente inferior a temperatura de armazenamento. A Figura 3.13 mostra o ciclo teórico para as condições de operação (representado na cor azul) e o ciclo de operação devido a diferença de temperatura imposta para que haja o fluxo de calor (na cor preto).

**Figura 3.13 – Diagrama Pressão versus Entalpia do ciclo**



Fonte: adaptado de Danfoss (2022)

De acordo com o guia de seleção de evaporadores disponibilizado pela empresa Elgin (2022), esta diferença de temperatura está em função das condições de armazenamento e dos produtos que serão armazenados, pois a diferença de temperatura, tem influência sobre a umidade relativa no interior da câmara fria. A Figura 3.14 mostra os valores de umidade relativa em função da diferença de temperatura para cada classe de produtos. Como a cerveja é um produto embalado e a umidade relativa não tem forte influência em seu armazenamento, é escolhido a classe 4.

**Figura 3.14 – Condições de armazenamento em função das classes de produtos**

Classe	DT	Umidade Relativa	Produtos
1	4°C a 5°C	90%	Armazenamento de vegetais, produtos agrícolas, flores, gelo sem embalagens e câmaras para resfriamento.
2	6°C a 7°C	85% a 80%	Armazenamento de frigorificados em geral e refrigeração, alimentos e vegetais embalados, frutas e produtos similares e produtos que requerem menores níveis de umidade relativa que os produtos da classe 1.
3	7°C a 9°C	80% a 65%	Cerveja, vinho, produtos farmacêuticos, batatas, cebolas, frutas de casca dura, como melão, e produtos embalados. Estes produtos requerem U.R. moderada.
4	9°C a 12°C	65% a 50%	Sala de preparo e processo, corte, armazém de cerveja, doces e armazenagem de filmes. Estas aplicações necessitam de baixa umidade relativa e não são afetadas pela umidade.

Fonte: adaptado de Elgin (2022)

Com a classe de produto selecionado é possível determinar qual será a temperatura de saturação ( $T_{sat}$ ) no evaporador através da Equação (13).

$$T_{sat} = T_{arm} - DT \quad (13)$$

Onde:

- $T_{arm}$  = temperatura de armazenamento do produtos ( $^{\circ}\text{C}$ );
- DT = diferença de temperatura entre a temperatura de armazenamento e a de vapor saturado do refrigerante ( $^{\circ}\text{C}$ );

A partir da diferença de temperatura DT selecionada, é feita uma pesquisa dentre os modelos fabricados pela empresa Elgin que mais se adéqua ao projeto. Os evaporadores são classificados em função da altura de instalação e flecha de ar. Os evaporadores que são projetados para operar com uma altura de até três metros de altura são classificados como de baixo perfil.

A distância que o ar pode ser insuflado (ou soprado) pelas hélices instalados no evaporador é chamado de flecha de ar. E para assegurar uma troca de calor eficiente dentro da câmara fria, é necessário que a flecha de ar seja pelo menos igual ao comprimento.

Portanto, como o pé direito da câmara fria (altura) é inferior a 3 m e possui um comprimento de 3,1 m, é necessário que o evaporador seja de baixo perfil e tenha uma flecha de ar pelo menos igual ao comprimento. A linha de produtos que mais se adéqua a esta condição de projeto são os evaporadores FBX+, sendo estes uma classe exclusiva para aplicações comerciais.

A seleção do equipamento baseia-se em dois parâmetros, a temperatura de evaporação que é obtida através da Equação (13) e a capacidade térmica que é obtida através da Equação (12). Como a diferença de temperatura de catálogo é de  $6^{\circ}\text{C}$  é necessário encontrar uma carga térmica equivalente ( $\dot{Q}_{eq}$ ), haja vista que o DT recomendado para a aplicação de cerveja está entre  $9^{\circ}\text{C}$  a  $12^{\circ}\text{C}$ . Para realizar tal conversão utiliza-se a Equação (14).

$$\dot{Q}_{eq} = \left( \frac{\dot{Q}_{total}}{x} \right) \cdot DT \quad (14)$$

Onde:

- $\dot{Q}_{total}$  = Carga térmica total (kcal/h);
- DT = diferença de temperatura de catálogo ( $^{\circ}\text{C}$ );
- x = diferença de temperatura recomendado ( $^{\circ}\text{C}$ );

Através da Equação (14) é possível encontrar a carga térmica equivalente para o novo diferencial de temperatura, porém, de acordo com Elgin (2020) este valor é calculado

tomando como base o refrigerante Freon R-22 que já está em desuso. Com isso, é necessário corrigir tal valor para o refrigerante R-404a, que é o refrigerante recomendado pelo fabricante para ser utilizado no evaporador. Através da Equação (15) é possível calcular o valor corrigido.

$$\dot{Q}_{corrigido} = \dot{Q}_{eq} \cdot F1 \quad (15)$$

Onde:

- $\dot{Q}_{eq}$  = carga térmica equivalente (kcal/h);
- F1 = fator de correção devido ao tipo de refrigerante (segundo catálogo da empresa Elgin);

Com isso, através do  $\dot{Q}_{corrigido}$  é possível selecionar o evaporador mais adequado para a aplicação. A Figura 3.15 mostra o catálogo de seleção de evaporadores.

**Figura 3.15 – Catálogo evaporadores**

Modelos	Capacidade em Kcal/h - DTI = 6°C / Capacidad en Kcal/h											Dados dos Ventiladores Datos de los Ventiladores		
	Temperatura de Evaporação / Temperatura de Evaporación													
	10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	Vazão Caudal (m³/h)	Ventiladores	Diametro Diámetro (mm)	Fecha de ar / Tiro de aire (m)
FXB+012	1133	1125	1110	1083	1079	1076	1072	1056	1049	1041	1071	1	254	9
FXB+013	1513	1503	1482	1447	1441	1437	1431	1411	1401	1390	928	1	254	9
FXB+019	2004	1985	1975	1958	1934	1929	1922	1911	1890	1850	2116	2	254	9
FXB+024	2351	2331	2290	2245	2233	2229	2218	2198	2178	2137	2000	2	254	9
FXB+031	3303	3138	2986	2807	2670	2507	2504	2474	2454	2413	1838	2	254	9
FXB+039	4129	3922	3716	3496	3349	3343	3328	3297	3266	3205	2879	3	254	9
FXB+048	5450	5175	4886	4597	4268	4120	4089	4048	4018	3619	2766	3	254	9
FXB+052	5948	5648	5304	4982	4814	4754	4713	4672	4628	4590	3844	4	254	9
FXB+063	7074	6730	6386	5986	5647	5481	5388	5296	5255	5183	3693	4	254	9
FXB+081	9152	8699	8243	7652	7030	6706	6655	6614	6543	6471	4621	5	254	9
FXB+097	11015	10462	9909	9141	8695	8565	8425	8300	8165	8018	5549	6	254	9

Fonte: adaptado de Elgin (2020)

### 3.6 Unidade condensadora

A seleção da unidade condensadora consiste em selecionar um equipamento que permita o refrigerante, ao passar pelo condensador, rejeitar calor para o ambiente externo. Através disso, de acordo com Stoecker e Jones (1985), para que a rejeição de calor ocorra, deve haver uma diferença de temperatura (representada no catálogo por DT) de forma que a temperatura de líquido saturado do refrigerante seja superior a do ambiente. A temperatura de condensação pode ser calculada através da Equação (16). Para isso, se faz

necessário o diagrama pressão *versus* entalpia do fluido refrigerante que está em operação no ciclo de refrigeração, este é ilustrado na Figura 3.13. A diferença de temperatura DT é assumida como sendo a diferença de temperatura recomendada pela empresa Elgin para a classe de produtos 4.

Além disso, Silva (2019) diz a mesma quantidade de calor que é retirado do produto através do evaporador, também deve ser rejeitado para o ar atmosférico através da unidade condensadora para que o sistema funcione corretamente. Desta forma, deve-se selecionar a unidade condensadora que tenha a carga térmica que mais se aproxima ao do evaporador.

$$T_{con} = T_{amb} + DT \quad (16)$$

Onde:

- $T_{amb}$  = temperatura do ambiente externo ( $^{\circ}\text{C}$ );
- DT = diferença de temperatura obtida do catálogo do evaporador ( $^{\circ}\text{C}$ );

Através do catálogo representado na Figura 3.16, é possível selecionar a unidade condensadora que mais se adéqua à aplicação. A linha de evaporadores selecionada é a linha Optyma da empresa Danfoss. Sendo esta uma linha mais indicada para refrigeração comercial, cujo qual, as câmaras frias estão inclusas. Os parâmetros de seleção são a capacidade de refrigeração (carga térmica) e a temperatura ambiente.

**Figura 3.16 – Catálogo unidade condensadora**

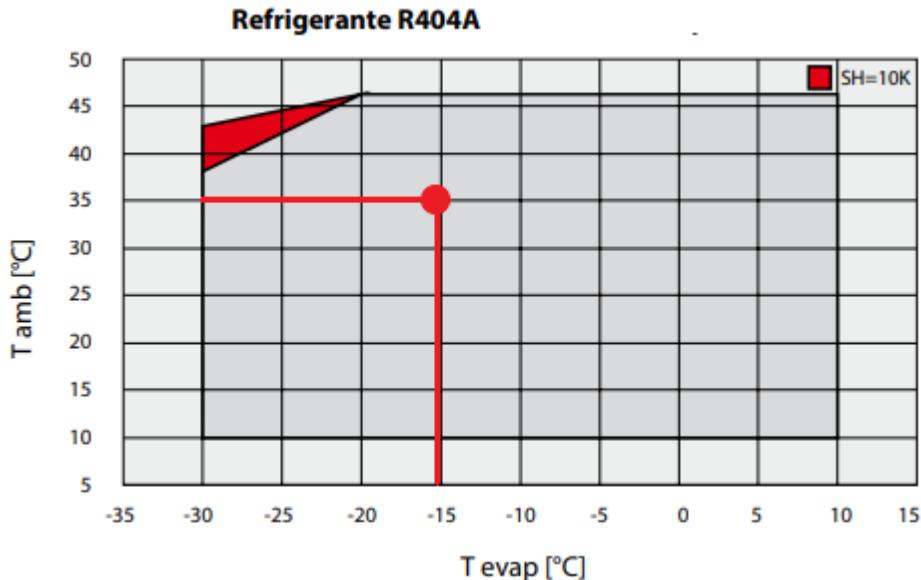
Catálogo		Unidades Condensadoras com R404A/R507 (Médias e altas temperaturas)																						
Ventiladores	Modelo	Código por versão			Compressor	Temperatura ambiente °C	Capacidade de refrigeração (Kcal/h) na temperatura de evaporação																	
		D20	D39	D49			-30°C		-25°C		-20°C		-15°C		-10°C		-5°C		0°C		5°C		10°C	
		CC	PC	CC	PC	CC	PC	CC	PC	CC	PC	CC	PC	CC	PC	CC	PC	CC	PC	CC	PC			
OP-HJZ019	115F0064	115F0269	115F0369	N	MTZ019	32	586	1201	952	1407	1385	1586	1888	1743	2462	1881	3108	2006	3824	2121	4607	2231	5454	2339
	115F0065	115F0270	115F0370	Q		35	511	1171	865	1392	1281	1586	1763	1756	2312	1907	2930	2044	3615	2169	4365	2288	5177	2404
	115F0067	115F0271	115F0371	V		38	437	1135	777	1372	1175	1581	1636	1765	2160	1930	2749	2078	3403	2214	4120	2343	4897	2468
	115F0069	115F0273	115F0372	N		43	<b>306</b>	<b>1060</b>	<b>613</b>	<b>1325</b>	<b>998</b>	<b>1561</b>	<b>1421</b>	<b>1770</b>	<b>1902</b>	<b>1957</b>	<b>2443</b>	<b>2125</b>	<b>3045</b>	<b>2280</b>	<b>3706</b>	<b>2424</b>	<b>4426</b>	<b>2562</b>
OP-HJZ022	115F0069	115F0273	115F0372	N	MTZ022	32	1023	1377	1449	1566	1955	1752	2543	1936	3211	2123	3957	2314	4774	2513	5656	2721	6593	2942
	115F0070	115F0274	115F0373	Q		38	859	1372	1253	1583	1714	1791	2245	1997	2847	2204	3517	2415	4251	2633	5044	2859	5890	3097
	115F0072	115F0275	115F0374	V		43	<b>693</b>	<b>1349</b>	<b>1045</b>	<b>1580</b>	<b>1498</b>	<b>1806</b>	<b>1980</b>	<b>2031</b>	<b>2524</b>	<b>2256</b>	<b>3130</b>	<b>2483</b>	<b>3795</b>	<b>2716</b>	<b>4516</b>	<b>2956</b>	<b>5290</b>	<b>3206</b>
	115F0074	115F0277	115F0375	N		32	1531	2324	2098	2567	2761	2800	3525	3025	4394	3245	5368	3463	6447	3681	7626	3900	8903	4126
OP-HJZ028	115F0075	115F0278	115F0376	Q	MTZ028	35	1422	2327	1971	2582	2610	2831	3344	3071	4176	3306	5109	3538	6140	3769	7268	4003	8490	4241
	115F0077	115F0279	115F0377	V		38	1316	2323	1840	2598	2454	2858	3157	3113	3952	3363	4842	3609	5826	3855	6902	4103	8069	4355
	115F0078	115F0281	115F0378	N		43	<b>1086</b>	<b>2304</b>	<b>1568</b>	<b>2602</b>	<b>2185</b>	<b>2890</b>	<b>2833</b>	<b>3171</b>	<b>3564</b>	<b>3445</b>	<b>4381</b>	<b>3715</b>	<b>5285</b>	<b>3981</b>	<b>6276</b>	<b>4253</b>	<b>7353</b>	<b>4526</b>
	115F0079	115F0281	115F0378	N		32	1616	2394	2222	2674	2944	2957	3785	3239	4746	3519	5823	3796	7012	4069	8305	4335	9696	4594
OP-HJZ032	115F0080	115F0282	115F0379	Q	MTZ032	35	1510	2405	2093	2696	2783	2994	3583	3290	4496	3584	5158	3875	6646	4160	7875	4440	9199	4710
	115F0082	115F0283	115F0380	V		38	1402	2412	1962	2716	2620	3027	3380	3337	4244	3644	5212	3949	6280	4246	7446	4540	8703	4823
	115F0084	115F0285	115F0381	N		43	<b>1178</b>	<b>2410</b>	<b>1687</b>	<b>2738</b>	<b>2344</b>	<b>3069</b>	<b>3037</b>	<b>4061</b>	<b>3822</b>	<b>3730</b>	<b>4700</b>	<b>4056</b>	<b>5670</b>	<b>4375</b>	<b>6731</b>	<b>4685</b>	<b>7888</b>	<b>4986</b>
	115F0085	115F0286	115F0382	Q		32	1779	2575	2490	2879	3275	3194	4286	3523	5372	3867	6579	4229	7900	4613	9327	5023	10850	5462
OP-HJZ036	115F0087	115F0287	115F0383	V	MTZ036	35	1629	2573	2313	2888	3113	3216	4031	3559	5067	3918	6219	4296	7480	4697	8843	5124	10300	5581
	115F0088	115F0288	115F0384	N		38	1480	2568	2137	2895	2902	3236	3776	3592	4763	3967	5859	4361	7060	4778	8360	5222	9750	5697
	115F0089	115F0289	115F0384	N		43	<b>1200</b>	<b>2555</b>	<b>1792</b>	<b>2900</b>	<b>2551</b>	<b>3262</b>	<b>3355</b>	<b>3641</b>	<b>4256</b>	<b>4039</b>	<b>5260</b>	<b>4458</b>	<b>6361</b>	<b>4901</b>	<b>7577</b>	<b>5370</b>	<b>8842</b>	<b>5869</b>
	115F0090	115F0290	115F0385	Q		32	2122	2829	2972	3156	3977	3485	5143	3823	6479	4173	7982	4541	9650	4930	11480	5348	13460	5798
OP-HJZ040	115F0091	115F0291	115F0386	V	MTZ040	35	1954	2831	2772	3173	3734	3519	4851	3874	6126	4241	7561	4626	9156	5033	10910	5468	12810	5963
	115F0092	115F0292	115F0386	V		38	1790	2831	2574	3189	3493	3553	4557	3925	5772	4310	7140	4712	8662	5138	10330	5590	12150	6076
	115F0093	115F0293	115F0387	N		43	<b>1479</b>	<b>2821</b>	<b>2185</b>	<b>3209</b>	<b>3095</b>	<b>3602</b>	<b>4071</b>	<b>4004</b>	<b>5184</b>	<b>4418</b>	<b>6438</b>	<b>4849</b>	<b>7836</b>	<b>5307</b>	<b>9376</b>	<b>5782</b>	<b>11050</b>	<b>6293</b>
	115F0094	115F0294	115F0387	N		32	2168	2927	3101	3310	4199	3671	5471	4013	6920	4342	8551	4660	10360	4973	12350	5285	14500	5602
OP-HJZ044	115F0095	115F0295	115F0388	N	MTZ044	35	1940	2888	2839	3295	3892	3680	5109	4047	6496	4400	8056	4742	9789	5079	11690	5414	13760	
	115F0096	115F0296	115F0388	N																				

Fonte: adaptado de Danfoss (2021b)

### 3.7 Seleção da válvula de expansão

Para selecionar a válvula de expansão termostática, é necessário conhecer o diagrama pressão vs entalpia do ciclo de refrigeração que está em operação. Através deste, é possível obter as condições de pressão e temperatura em cada estado do refrigerante. Além do diagrama pressão vs entalpia, é necessário conhecer o gráfico do compressor, denominado como envelope do compressor. Tal documento se difere entre os modelos de compressores e fabricantes, logo, um envelope de compressor não pode ser utilizado para outros compressores, mesmo que seja do mesmo fabricante. A Figura 3.17 mostra o envelope do compressor utilizado na unidade condensadora selecionada, juntamente com a condição de operação. Através do envelope é possível verificar que o compressor está na sua condição normal de operação.

**Figura 3.17 – Envelope do compressor**



Fonte: adaptado de Danfoss (2021b)

Com a finalidade de proteger o compressor de sobrecargas no sistema, é necessário que a válvula de expansão termostática seja selecionada de acordo com o envelope. Através dos limites de temperaturas de evaporação estabelecidos no envelope, converte-se estas temperaturas em pressões de saturação, e com isso é possível determinar a máxima pressão de operação do compressor. Esta máxima pressão de operação (MOP) é responsável por limitar a vazão do refrigerante no evaporador dentro dos limites de operação do compressor, fazendo com que a pressão seja limitada e não ocorra a falha do compressor.

Para selecionar o intervalo na qual a válvula irá operar, é necessário que se saiba qual é a temperatura de evaporação e a pressão de saturação correspondente. Através da Figura 3.13 é possível identificar a temperatura de evaporação e a pressão de saturação, sendo de -16°C e 3,504 bar, respectivamente.

**Figura 3.18 – Intervalo de operação das válvulas de expansão termostática**

Refrigerant	Range N -40 °C – 10 °C	Range NM -40 °C – -5 °C	Range NL -40 °C – -15 °C	Range B -60 °C – -25 °C
	MOP-point in evaporating temperature $t_e$ and evaporating pressure $p_e^{(1)}$			
	15 °C / 60 °F	0 °C / 32 °F	-10 °C / 15 °F	-20 °C / -4 °F
R22	100 psig / 6.9 bar (abs)	60 psig / 4.0 bar (abs)	35 psig / 2.4 bar (abs)	20 psig / 1.4 bar (abs)
R407C	95 psig / 6.6 bar (abs)	-	-	-
R134a	55 psig / 3.8 bar (abs)	30 psig / 2.0 bar (abs)	15 psig / 1.0 bar (abs)	-
R404A/R507	120 psig / 8.3 bar (abs)	75 psig / 5.2 bar (abs)	50 psig / 3.4 bar (abs)	30 psig / 2.1 bar (abs)

Fonte: adaptado de Danfoss (2021a)

Como é previsto no envelope do compressor, a máxima temperatura de evaporação permitida no compressor é de 10 °C, logo, o intervalo mais adequado é o N, como é mostrado na Figura 3.18.

De acordo com Elgin (2020), a instalação da válvula de expansão na unidade evaporadora FXB+ (evaporador selecionado) é feita através de equalização externa. Com base nessas informações é possível estabelecer alguns parâmetros de seleção para a válvula de expansão termostática. Portanto a válvula deve possuir equalização externa e baseando-se nas condições de operação do compressor, esta deve possuir um intervalo de operação N.

De acordo com o catálogo Danfoss (2019), as válvulas mais adequadas para esta aplicação são as válvulas do tipo T2 e TE2. Por ser de fácil manutenção e possuir orifícios intercambiáveis, podendo ser trocado somente o orifício de expansão caso o mesmo seja danificado.

Tomando como base a unidade evaporadora, que necessita de equalização externa para seu funcionamento, é selecionada o modelo de válvula TE2. Pois a designação E em sua nomenclatura, corresponde a equalização externa.

Após a seleção do modelo de válvula, é necessário selecionar o número do orifício de expansão. A numeração é proporcional ao diâmetro do orifício, portanto, uma numeração maior implicará em um orifício maior diâmetro. Para selecionar a numeração correta é necessário que se tenha a carga térmica calculada em quilowatts, o refrigerante utilizado no sistema e o *range* de operação, como é ilustrado na Figura 3.19.

**Figura 3.19 – Seleção do tamanho do orifício de expansão**

Orifício nº	Faixa N: -40 a +10 °C							
	Capacidade nominal em toneladas (TR)				Capacidade nominal em kW			
	R22	R407C	R134a	R404A R507	R22	R407C	R134a	R404A R507
0X	0.15	0.16	0.11	0.11	0.5	0.5	0.4	0.38
0	0.3	0.3	0.25	0.21	1	1.1	0.9	0.7
1	0.7	0.8	0.5	0.45	2.5	2.7	1.8	1.6
2	1	1.1	0.8	0.6	3.5	3.8	2.6	2.1
3	1.5	1.6	1.3	1.2	5.2	5.6	4.6	4.2
4	2.3	2.5	1.9	1.7	8	8.6	6.7	6
5	3	3.2	2.5	2.2	10.5	11.3	8.6	7.7
6	4.5	4.9	3	2.6	15.5	16.7	10.5	9.1

Fonte: adaptado de Danfoss (2021a)

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Cálculo da espessura do isolante térmico

Para o cálculo da espessura do painel isotérmico de acordo com os critérios de qualidades assumidos na Tabela 3.2, utiliza-se a Equação (1). Ambos podem ser encontradas no Capítulo 3. Vale ressaltar que condutividade térmica ( $k$ ) do poliuretano, é uma propriedade intrínseca ao material, sendo adotado como 0,023 w/m °C de acordo com a tabela Tabela 2.1.

As espessuras calculadas estão dispostas na Tabela 4.1, onde os valores são de projeto. Portando deve-se procurar no mercado, espessuras comerciais de painéis isotérmicos que se aproximem das espessuras calculadas.

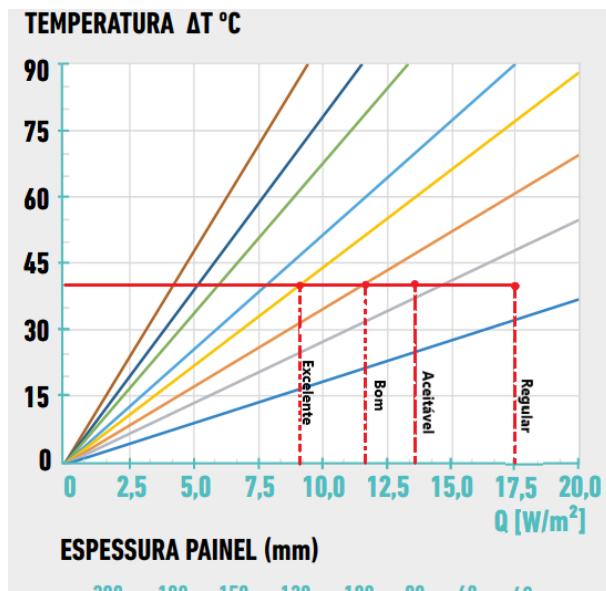
**Tabela 4.1 – Fluxo de calor em função da qualidade**

Qualidade do isolamento	Espessura calculada (mm)
Excelente	99
Bom	79
Aceitável	66
Regular	53
Ruim	<53

Fonte: adaptado de Venturini e Pirani (2005).

Após os cálculos das respectivas espessuras de painel isotermico, os mesmos foram dispostos na Figura 4.1, relacionando a diferença de temperatura com a qualidade do isolamento, e consequentemente, o fluxo de calor correspondente a cada espessura.

Figura 4.1 – Diferença de temperatura *versus* Fluxo de calor



Fonte: adaptado de Purever Industries (2022)

Como é possível observar na Figura 4.1, as espessuras de isolamento mais adequadas são de 100 mm e 80 mm. Portanto visando diminuir ao máximo a carga térmica de transmissão, é selecionado a espessura de 100 mm.

## 4.2 Calculo de carga térmica

Para saber qual a quantidade de calor que deve ser retirado tanto do produto como do meio interno (ar no interior da câmara fria) é necessário realizar o cálculo de carga térmica. É utilizado uma planilha em Excel para que não seja necessário refazer todos os cálculos em virtude da alteração de apenas de alguns parâmetros.

### 4.2.1 Carga térmica do produto

Para se calcular a carga térmica do produto ( $Q_P$ ), utiliza-se a Equação (7). No entanto, é necessário dividir este valor pelo intervalo de tempo ( $t$ ), de forma que se obtenha a carga térmica em quilowatts. Com isso a carga térmica do produto é de 4,73 kW. A Figura 4.2 mostra a planilha desenvolvida para o calculo.

**Figura 4.2 – Planilha para o cálculo da carga térmica do produto**

Cálculo do calor específico cerveja		Resultado da Equação (3)		
		Cálculo carga térmica do produto	-161895,8971	kJ
Massa total de cerveja	278,42796 kg/dia	Calor específico da cerveja (kJ/kg K)		
Volume	600 ml	T. Entrada	34,1	°C
Massa na solução	0,592 kg	T. Armazenamento	-4	°C
ABV	5%	Gradiente de temperatura	-38,1	°C
Horário de funcionamento:	7:30 às 23:00 h	Quantidade de caixa	60	Und
horário de chegada das bebidas:	09:00:00 h	Nº de garrafas p/ caixa	24	Und
horário de pico aos finais de semana	18:30:00 h			
Tempo para refrigeração (t) – Utilizado na equação (5)	09:30:00 h			
<b>Calor específico - Resposta da equação (5)</b>	<b>4,11 kJ/K</b>			
<b>Água</b>		<b>Equação (6)</b>		
Densidade Água	997 kg/m³	Carga térmica da cerveja	-92,71	kj
Calor específico	4,18 kJ/kg K	Massa	0,59	kg
Volume na solução	570 ml	Calor específico	4,11	kJ/kg °C
Massa na solução	0,568 kg	<b>Carga térmica das garrafa</b>	<b>-12,09</b>	<b>kj</b>
massa proporcional	96,03%	Massa	0,42	kg
		Calor específico	0,75	kJ/kg °C
<b>4,73 kW</b>		<b>Carga térmica do engradado</b>	<b>-183,22</b>	<b>kj</b>
<b>Potencia de refrigeração</b>		Massa	2,53	kg
<b>Resultado da Equação (7)</b>		Calor específico	0,90	kJ/kg °C

Fonte: O autor

#### 4.2.2 Carga térmica de Transmissão

Para se calcular a parcela da carga térmica devida a transmissão ( $\dot{Q}_T$ ) é utilizada a Equação (8). O valor calculado para ( $\dot{Q}_T$ ) é de 0,38 kW, como é demonstrado na Figura 4.3.

**Figura 4.3 – Planilha para o cálculo da carga térmica devida à transmissão**

Cálculo da carga térmica devido a transmissão		
Dimensões		Propriedades termofísicas
Comprimento:	3,1	m
Largura:	2,5	m
Altura:	2,5	m
Área superficial	43,5	m²
<b>Qt = 0,38 kW</b>		

Fonte: O autor

#### 4.2.3 Carga térmica de Infiltração

Para o cálculo da carga térmica de infiltração é utilizado a Equação (10) onde foi implementado no *software* Excel a Figura 3.10, logo, é necessário inserir a umidade relativa, a temperatura externa e interna. Após a inserção destes dados a planilha busca qual é o fator de troca de ar (FTA) para esta condição inserida. Portanto para a condição de projeto adotadas no Capítulo 3, a carga térmica de infiltração ( $\dot{Q}_{inf}$ ) corresponde à 0,61 kW. A Figura 4.4 a baixo mostra a planilha de cálculo.

**Figura 4.4 – Planilha para o cálculo da carga térmica devido à infiltração**

UR	T. Externa	Temperatura interna										Fator de troca de Ar
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	
50	25	33	31	29	27,1	25,1	23	20,6	18	15	11,7	70 %
	30	38,4	36,5	34,5	32,5	30,5	28,3	26	23,4	20,3	17	
	35	45	43	41	39	36,9	34,7	32,4	29,7	26,7	23,4	
	40	52,8	50,8	48,8	46,7	44,6	42,4	40	37,4	34,3	30,9	
	15	25,9	23,9	22	20,1	18,1	16	13,7	11,1	8,1	4,8	
	20	30,2	28,3	26,4	24,4	22,4	20,2	17,9	15,9	12,3	9	
	25	35,4	33,5	31,5	29,6	27,5	25,4	23	20,4	17,4	14,1	
	30	41,7	39,7	37,8	35,7	33,7	31,5	29,1	26,5	23,5	20,1	
	35	49,3	47,3	45,3	43,2	41,1	38,9	36,5	33,9	30,8	27,4	
	40	58,5	56,4	54,4	52,3	50,1	47,9	45,5	42,8	39,7	36,3	
60	15	27,2	25,3	23,4	21,4	19,4	17,3	14,9	12,3	9,3	6	$Q_{inf} = 521,51 \text{ kcal/h}$
	20	32,1	30,1	28,2	26,2	24,2	22	19,7	17,1	14,1	10,7	
	25	37,9	35,9	34	32	29,9	27,7	25,4	22,8	19,7	16,4	
	30	45	43	41	39	36,9	34,7	32,3	29,6	26,6	23,2	
70	35	53,6	51,6	49,5	47,5	45,4	43,1	40,7	38	34,9	31,5	$Q_{inf} = 0,61 \text{ kW}$
	40	64,1	62	60	57,8	55,7	53,4	50,9	48,2	45,1	41,6	

Umidade relativa:	70 %
Temperatura Externa:	35 °C
Temperatura Interna:	-5 °C
Calor cedido pelo ar:	38,0 kcal/m³
Largura	2,5 m
Comprimento	3,1 m
Altura	2,5 m
Volume	19,375 m³
$Q_{inf} =$	521,51 kcal/h
$Q_{inf} =$	0,61 kW

Fonte: O autor

#### 4.2.4 Carga térmica de Iluminação

As luzes contidas no ambiente também contribuem para o aumento da carga térmica. Portanto é necessário que se calcula a sua contribuição através da equação Equação (11), utilizando a planilha de cálculos. Tal planilha pode ser observado na Figura 4.6. Considerando o pior cenário possível, de maneira que as lampadas estejam funcionando durante todo o dia a geração de calor será de 0,08kW.

**Figura 4.5 – Planilha para o cálculo da carga térmica devido à iluminação**

Carga térmica de iluminação	
Tempo de utilização:	24 h
Fração de utilização (h/24):	1
Largura do piso:	2,5 m
Comprimento do piso:	3,1 m
Área do piso:	7,75 m²
$Q_{iluminação} = 0,08 \text{ kW}$	

Fonte: O autor

#### 4.2.5 Carga térmica de motor e ocupação

Para efetuar o cálculo da geração de calor por parte do motores que são instalados no evaporador, utiliza-se a Figura 3.11. Como a câmara fria tem seu volume de 20 m<sup>3</sup> assume-se que o calor gerado pelos motores ( $\dot{Q}_m$ ) seja de 0,121 kW.

Para fazer a manutenção dos produtos no interior da câmara fria é necessário adentrar no interior da mesma, fazendo com que o meio interno seja aquecido. Com isso, há um acréscimo na carga térmica e deve ser calculado. Para realizar o cálculo, é considerado

que durante todo o dia, duas pessoas (o quadro de funcionários do estabelecimento) permaneçam no interior durante 1,5 horas. Logo a carga térmica de ocupação é de 0,92 kW. A Figura 4.6 mostra a contribuição total da carga térmica dos motores e de ocupação juntamente.

**Figura 4.6 – Planilha para o cálculo da carga térmica de motor e ocupação**

Calor por pessoa	308 W/h
Tempo de permanência	1,5 h
Quantidade de pessoas	2
Motor do evaporador	0,121 kW
<b>Q_ocupação e motores</b>	<b>1,045 kW</b>

Fonte: O autor

#### 4.2.6 Carga térmica total

Com a parcela de cada carga térmica calculada é possível calcular a carga térmica total ( $\dot{Q}_{total}$ ) utilizando a Equação (12) chegando a um valor de 7,52 kW. Como nos catálogos dos fabricantes utiliza-se a unidade quilocalorias por hora (kcal/h) é necessário realizar a conversão de unidades, logo a carga térmica total é de 6475,7 kcal/h.

### 4.3 Comparação de carga térmica utilizando o *software*

Para efetuar uma comparação entre os cálculos realizados de carga térmica, utiliza-se o *software* de acesso livre *Coolselector®2*. Este programa é desenvolvido especificamente para refrigeração comercial e é disponibilizado pela empresa fabricante equipamentos de refrigeração Danfoss (2022).

Para se obter a carga térmica é necessário que sejam inseridos alguns parâmetros como: tipo de produto armazenado, condições de armazenamento, dimensão do equipamento, quantidade de troca de ar e entre outros. Após a inserção de tais parâmetros o *software* calcula a carga térmica. Através da Figura 4.7 é possível verificar os parâmetros que foram inseridos para realizar o cálculo.

**Figura 4.7 – Resultado do cálculo de carga térmica baseado no *software***

**Câmara Frigorífica - Passo 5 para 5: Condições de operação**

Revise cuidadosamente a capacidade de resfriamento calculada e todas as condições de operação antes de pressionar "Selecionar":

Condições de operação	Capacidade requerida:	Evaporação:	Condensação:
Carga térmica: 6,738 kW		Temperatura do ponto de orvalho: -16,0 °C	Temperatura ambiente: 32,0 °C
		Superaquecimento útil: 6,5 K	Sub-resfriamento: 3,0 K
		Superaquecimento adicional: 0 K	Sub-resfriamento adicional: 0 K
		<input type="checkbox"/> Temperatura do gás de retorno: -2,0 °C	Altitude: 0 m

Fonte: adaptado de Danfoss (2022)

Como pode ser observado, há uma divergência de valores entre o calculado manualmente e o calculado computacionalmente. O valor calculado manualmente para a carga térmica total é de 7,52 kW enquanto o calculado pelo *software* é de 6,738 kW, tendo um erro relativo na ordem de 10,39%. Tal erro pode ser justificado, devido ao fato que o cálculo é feito de maneira genérica não havendo campo para inserir dados mais precisos em relação ao produto, como: calor específico, massa total de produto, embalagem e etc... sendo estas informações de grande relevância quando se trata de uma boa acurácia nos resultados.

**Figura 4.8 – Aba para inserção de informações sobre os produtos armazenados**



Fonte: adaptado de Danfoss (2022)

## 4.4 Seleção de equipamentos

Baseando-se na carga térmica de 6475,7 kcal/h (7,52 kW), é possível selecionar a unidade condensadora, evaporador e válvula de expansão que serão utilizados no ciclo de refrigeração. Para tornar o projeto factível é utilizado os catálogos dos fabricantes, de modo a selecionar os modelos comercialmente disponíveis no mercado.

### 4.4.1 Seleção do evaporador

Para a seleção do evaporador é necessário determinar a classe de produtos que será armazenado na câmara fria. Conforme é mostrado na Figura 3.14, a classe mais adequada ao tipo de produto armazenado é a Classe 4 de produtos. Após a seleção da classe de produtos utiliza-se a Equação (13) para selecionar temperatura de saturação ( $T_{sat}$ ). No catálogo do fabricante é recomendado a utilização de uma diferença de temperatura de 10 °C, devido este valor estar contido no intervalo recomendado para a classe 4 de produtos, este valor é adotado. Como é sabido do Capítulo 3 que a temperatura de armazenamento é de -6°C, é possível calcular a temperatura de saturação, obtendo um valor de -16°C. Após o cálculo da temperatura de saturação do refrigerante, é necessário realizar a conversão utilizando a equação Equação (14) para encontrar uma carga térmica equivalente ( $\dot{Q}_{eq}$ ) que resulta em um valor de 3885,42 kcal/h. Segundo o fabricante do evaporador é necessário

corrigir a carga térmica ( $\dot{Q}_{corrigido}$ ) de acordo com o refrigerante utilizado. Para isso, é utilizado a Equação (15), cujo o valor corrigido é de 3691,14 kcal/h. Baseando-se na carga térmica corrigida ( $\dot{Q}_{corrigido}$ ), utiliza-se o catálogo do fabricante, demonstrado na Figura 4.9 para selecionar o modelo do evaporador.

**Figura 4.9 – Resultado da seleção do modelo do evaporador**

Modelos	Capacidade em Kcal/h - DTI = 6°C / Capacidad en Kcal/h											Dados dos Ventiladores Datos de los Ventiladores		
	Temperatura de Evaporação / Temperatura de Evaporación													
	10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	Vazão Caudal (m³/h)	Ventiladores	Diámetro Diámetro (mm)	Fecha de ar / Tiro de aire (m)
FXB+*012	1133	1125	1110	1083	1079	1076	1072	1056	1049	1041	1071	1	254	9
FXB+*013	1513	1503	1482	1447	1441	1437	1431	1411	1401	1390	928	1	254	9
FXB+*019	2004	1985	1975	1958	1934	1929	1922	1911	1890	1850	2116	2	254	9
FXB+*024	2351	2331	2290	2245	2233	2229	2218	2198	2178	2137	2000	2	254	9
FXB+*031	3303	3138	2986	2807	2670	2507	2504	2474	2454	2413	1838	2	254	9
FXB+*039	4129	3922	3716	3496	3349	3343	3328	3297	3266	3205	2879	3	254	9
FXB+*048	5450	5175	4886	4597	4268	4120	4089	4048	4018	3619	2766	3	254	9
FXB+*052	5948	5648	5304	4982	4814	4754	4713	4672	4628	4590	3844	4	254	9
FXB+*063	7074	6730	6386	5986	5647	5481	5388	5296	5255	5183	3693	4	254	9
FXB+*081	9152	8699	8243	7652	7030	6706	6655	6614	6543	6471	4621	5	254	9
FXB+*097	11015	10462	9909	9141	8695	8565	8425	8300	8165	8018	5549	6	254	9

Fonte: adaptado de Elgin (2020)

Como dito anteriormente, para tornar o projeto financeiramente factível é necessário que se faça adequações, pois, construir um evaporador com essa capacidade de refrigeração é inviável. Deste modo como não há um modelo que possua uma capacidade de 3691,14 kcal/h no catálogo do fabricante, é selecionado o modelo que possui uma capacidade imediatamente superior. Deste modo, o modelo selecionado é o evaporador FXB+ 048 que possui uma capacidade de refrigeração de 4120 kcal/h.

#### 4.4.2 Seleção da Unidade Condensadora

Para efetuar a seleção da unidade condensadora é necessário que se saiba a temperatura de condensação, que é calculada através da Equação (16). Utilizando os dados da seção 3.1 e a diferença de temperatura de 10°C recomendada pelo fabricante do evaporador, calcula-se que a temperatura de condensação deve ser de 44°C. Tal valor é utilizado para se desenhar o ciclo de refrigeração ilustrado na Figura 3.13. Utilizando o catálogo do fabricante de unidade condensadora demonstrado na Figura 4.10, o modelo que mais se adéqua ao projeto é o OP-HJZ040 da linha Optyma, que possui uma capacidade segundo a Danfoss (2022) de 4851 kcal/h.

**Figura 4.10 – Resultado da seleção da unidade condensadora**

Catálogo		Unidades Condensadoras com R404A/R507 (Médias e altas temperaturas)																						
Ventiladores	Modelo	Código por versão			Compressor	Temperatura ambiente °C	Capacidade de refrigeração (Kcal/h) na temperatura de evaporação																	
		D20	D39	D49			-30°C		-25°C		-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	CC	PC	CC	PC	CC	PC			
OP-HJZ019	115F0064	115F0269	115F0369	N	MTZ019	32	586	1201	952	1407	1385	1586	1888	1743	2462	1881	3108	2006	3824	2121	4607	2231	5454	2339
	115F0065	115F0270	115F0370	Q		35	511	1171	865	1392	1281	1586	1763	1756	2312	1907	2930	2044	3615	2169	4365	2288	5177	2404
	115F0067	115F0271	115F0371	V		38	437	1135	777	1372	1175	1581	1636	1765	2160	1930	2749	2078	3403	2214	4120	2343	4897	2468
	115F0069	115F0273	115F0372	N		43	<b>306</b>	<b>1060</b>	<b>613</b>	<b>1325</b>	<b>998</b>	<b>1561</b>	<b>1421</b>	<b>1770</b>	<b>1902</b>	<b>1957</b>	<b>2443</b>	<b>2125</b>	<b>3045</b>	<b>2280</b>	<b>3706</b>	<b>2424</b>	<b>4426</b>	<b>2562</b>
OP-HJZ022	115F0069	115F0273	115F0372	N	MTZ022	32	1023	1377	1449	1566	1955	1752	2543	1936	3211	2123	3957	2314	4774	2513	5656	2721	6593	2942
	115F0070	115F0274	115F0373	Q		35	859	1372	1253	1583	1714	1791	2245	1997	2847	2204	3517	2415	4251	2633	5044	2859	5890	3097
	115F0072	115F0275	115F0374	V		38	<b>693</b>	<b>1349</b>	<b>1045</b>	<b>1580</b>	<b>1498</b>	<b>1806</b>	<b>1980</b>	<b>2031</b>	<b>2524</b>	<b>2256</b>	<b>3130</b>	<b>2483</b>	<b>3795</b>	<b>2716</b>	<b>4516</b>	<b>2956</b>	<b>5290</b>	<b>3206</b>
	115F0074	115F0277	115F0375	N		32	1531	2324	2098	2567	2761	2800	3525	3025	4394	3245	5368	3463	6447	3681	7626	3900	8903	4126
OP-HJZ028	115F0075	115F0278	115F0376	Q	MTZ028	35	1422	2327	1971	2582	2610	2831	3344	3071	4176	3306	5109	3538	6140	3769	7268	4003	8490	4241
	115F0077	115F0279	115F0377	V		38	1316	2323	1840	2598	2454	2858	3157	3113	3952	3363	4842	3609	5826	3855	6902	4103	8069	4355
	115F0078	115F0281	115F0378	N		43	<b>1086</b>	<b>2304</b>	<b>1568</b>	<b>2602</b>	<b>2185</b>	<b>2890</b>	<b>2833</b>	<b>3171</b>	<b>3564</b>	<b>3445</b>	<b>4381</b>	<b>3715</b>	<b>5285</b>	<b>3981</b>	<b>6276</b>	<b>4253</b>	<b>7353</b>	<b>4526</b>
	115F0080	115F0282	115F0379	Q		32	1616	2394	2222	2674	2944	2957	3785	3239	4746	3519	5823	3796	7012	4069	8305	4335	9696	4594
OP-HJZ032	115F0080	115F0282	115F0379	Q	MTZ032	35	1510	2405	2093	2696	2783	2994	3583	3290	4496	3584	5518	3875	6646	4160	7875	4440	9199	4710
	115F0082	115F0283	115F0380	V		38	1402	2412	1962	2718	2620	3027	3380	3337	4244	3644	5212	3949	6280	4246	7446	4540	8703	4823
	115F0084	115F0285	115F0381	N		43	<b>1170</b>	<b>2410</b>	<b>1687</b>	<b>2738</b>	<b>2344</b>	<b>3069</b>	<b>3037</b>	<b>4031</b>	<b>3822</b>	<b>3730</b>	<b>4700</b>	<b>4056</b>	<b>5670</b>	<b>4375</b>	<b>6731</b>	<b>4685</b>	<b>7888</b>	<b>4986</b>
	115F0085	115F0286	115F0382	Q		32	1779	2575	2490	2879	3275	3194	4286	3523	5372	3867	6579	4229	7900	4613	9327	5023	10850	5462
OP-HJZ036	115F0087	115F0287	115F0383	V	MTZ036	35	1629	2573	2313	2888	3113	3216	4031	3559	5067	3918	6219	4296	7480	4697	8843	5124	10300	5581
	115F0088	115F0288	115F0384	N		38	1480	2568	2137	2895	2902	3236	3776	3592	4763	3967	5859	4361	7060	4778	8360	5222	9750	5697
	115F0089	115F0289	115F0384	N		43	<b>1200</b>	<b>2555</b>	<b>1792</b>	<b>2900</b>	<b>2551</b>	<b>3262</b>	<b>3355</b>	<b>3641</b>	<b>4256</b>	<b>4039</b>	<b>5260</b>	<b>4458</b>	<b>6361</b>	<b>4901</b>	<b>7575</b>	<b>5370</b>	<b>8842</b>	<b>5869</b>
	115F0090	115F0290	115F0385	Q		32	2122	2829	2972	3156	3977	3485	5143	3823	6479	4173	7982	4541	9650	4930	11480	5348	13460	5798
OP-HJZ040	115F0091	115F0291	115F0386	V	MTZ040	35	1954	2831	2772	3173	3734	3519	4851	3874	6126	4241	7561	4626	9156	5033	10910	5468	12810	5963
	115F0092	115F0292	115F0386	V		38	1790	2831	2574	3189	3493	3553	4557	3925	5772	4310	7140	4712	8662	5138	10330	5590	12150	6076
	115F0093	115F0293	115F0387	N		43	<b>1479</b>	<b>2821</b>	<b>2185</b>	<b>3209</b>	<b>3095</b>	<b>3602</b>	<b>4071</b>	<b>4004</b>	<b>5184</b>	<b>4418</b>	<b>6438</b>	<b>4849</b>	<b>7836</b>	<b>5307</b>	<b>9376</b>	<b>5782</b>	<b>11050</b>	<b>6293</b>
	115F0094	115F0294	115F0387	N		32	2168	2927	3101	3310	4199	3671	5471	4013	6920	4342	8551	4660	10360	4735	12350	5285	14500	5602
OP-HJZ044	115F0095	115F0295	115F0388	N	MTZ044	35	1940	2888	2839	3295	3892	3680	5109	4047	6496	4400	8056	4742	9789	5079	11690	5414	13760	5754

Fonte: adaptado de Danfoss (2021b)

#### 4.4.3 Seleção da válvula de expansão

A seleção da válvula termostática é feita tomando como base a carga térmica em quilowatts devido o fabricante utilizar esta unidade de medida em seus catálogos. Portanto de acordo com os critérios de seleção adotado na seção 3.7, o modelo de válvula utilizado é de equalização externa (TE), devido ao fato de que o evaporador necessite deste modelo para o seu correto funcionamento. Além disso, é necessário que a mesma possua o refrigerante R-404a como sendo o seu fluido ativo.

Como esse modelo de válvula possui uma estrutura comum e se diferenciando apenas no refrigerante utilizado como fluido ativo, deve-se selecionar qual é o diâmetro do orifício de expansão mais adequado para a aplicação através da Figura 4.11. Vale ressaltar que este orifício é vendido separadamente da válvula.

**Figura 4.11 – Orifício selecionado para a válvula de expansão**

Orifício n°	Faixa N: -40 a +10 °C							
	Capacidade nominal em toneladas (TR)				Capacidade nominal em kW			
	R22	R407C	R134a	R404A R507	R22	R407C	R134a	R404A R507
0X	0.15	0.16	0.11	0.11	0.5	0.5	0.4	0.38
0	0.3	0.3	0.25	0.21	1	1.1	0.9	0.7
1	0.7	0.8	0.5	0.45	2.5	2.7	1.8	1.6
2	1	1.1	0.8	0.6	3.5	3.8	2.6	2.1
3	1.5	1.6	1.3	1.2	5.2	5.6	4.6	4.2
4	2.3	2.5	1.9	1.7	8	8.6	6.7	6
5	3	3.2	2.5	2.2	10.5	11.3	8.6	7.7
6	4.5	4.9	3	2.6	15.5	16.7	10.5	9.1

Fonte: adaptado de Danfoss (2021a)

Portanto, a válvula termostática selecionada deve possuir: o refrigerante R-404a como sendo o fluido ativo, possuir equalização externa e um orifício de expansão de número 5. Sendo assim a válvula que atende aos requisitos é a válvula de código 068Z3417, juntamente com o orifício de expansão com o código de 068-2008.

#### **4.4.4 Discussão**

Após o dimensionamento e seleção dos equipamentos, foi realizado um orçamento de cada um dos equipamentos, obtendo-se um alto valor de investimento. Com isso, o proprietário optou por não construir o equipamento, consequentemente, não sendo possível realizar a validação dos resultados obtidos. Porém, uma forma alternativa para a validação dos resultados é destacada na seção 5.0.1.

## 5 CONCLUSÃO

Notou-se que ao utilizar um *software* para se calcular a carga térmica, deve-se ter total atenção sobre o que está sendo feito. Ainda que sejam empregados os parâmetros corretos, o *software* pode fazer o uso de métodos generalista, a fim de poder atender aos variados produtos possíveis, não levando em consideração a massa do produto, o calor específico do produto e as propriedades das embalagem do mesmo.

Conforme os critérios adotados e a carga térmica calculada, foi especificado que os painéis isotérmicos devem ser confeccionado de Poliuretano e possuir uma espessura de 100 mm. Além disso, a unidade evaporadora ideal para o projeto deve ser o modelo FXB+ 048 da marca Elgin, cuja a válvula de expansão utilizada é de equalização externa e deve possuir um orifício de número 5. E de forma a rejeitar calor ao ambiente a unidade condensadora selecionada para o projeto conforme a capacidade de refrigeração é OP-HJZ040.

Embora a construção do equipamento se mostrar infactível, devido a questões financeiras, os resultados obtidos foram considerados satisfatórios. Os objetivos propostos foram todos alcançados, uma vez que foi selecionado a espessura do painel isotérmico, obteve-se uma melhor compreensão sobre o ciclo de refrigeração, foram selecionados os principais equipamentos utilizados em uma câmara fria.

### **5.0.1 Sugestões para Trabalhos Futuros**

Com a intenção de fomentar os alunos de Engenharia Mecânica sobre novos temas semelhantes a este trabalho, foram listados duas sugestões:

- Realizar uma análise de dinâmica dos fluidos computacional no interior de uma câmara fria, afim de analisar a influencia da posição do evaporador no tempo de resfriamento do produto;
- Fazer o levantamento da economia na utilização de uma câmara fria quando se diz respeito a um número mínimo de freezers;

## REFERÊNCIAS

- ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **Refrigeration load.** [S.l.], 2006.
- BOWATER, J. Economical and effective cold storage design. **Global Cold Chain Alliance**, p. 1, 1996.
- BRASIL. Ministério da Economia. **Mapa de empresas - Boletim 2º- 3º Quadrimestre.** [S.l.], 2021. Disponível em: <<https://www.gov.br/governodigital/pt-br/mapa-de-empresas>>. Acesso em: 21 de Abril 2022.
- BRILEY, G. C. A history of refrigeration. **Ashrae Journal**, ASHRAE AMERICAN SOCIETY HEATING REFRIGERATING, v. 46, p. S31–S34, 2004.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **termodinâmica.** 7. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2013.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Tranferência de Calor e Massa.** [S.l.]: AMGH editora, 2009.
- COSTA, W. L. T. **Dimensionamento de câmara fria para lojas de conveniência de postos de combustíveis.** 53 f. Monografia (Bacharel em Engenharia Mecânica) — Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal Fluminense, Rio de Janeiro, 2018.
- DANFOSS. **Catálogo de seleção rápida.** [S.l.], 2019. Disponível em: <<https://assets.danfoss.com/documents/100593/AF310556412015pt-BR0101.pdf>>. Acesso em: 07 de Novembro 2022.
- DANFOSS. **Thermostatic expansion valve Type T 2 and TE 2.** [S.l.], 2021. Disponível em: <<https://assets.danfoss.com/documents/175152/AI241486443133en-001401.pdf>>. Acesso em: 07 de Novembro 2022.
- DANFOSS. **Unidades condensadoras Optyma.** [S.l.], 2021. Disponível em: <<https://www.danfoss.com/pt-br/products/dcs/condensing-units/condensing-units/#tab-overview>>. Acesso em: 17 de Outubro 2022.
- DANFOSS, C. **Programmnoye obespecheniye Coolselector@ 2** [Danfoss: Coolselector@ 2Software]. URL: <http://refrigerationandairconditioning.danfoss.ru/knowledgecenter/software/coolselector/#/> (accessed: 16.08. 2022). [S.l.]: Russ, 2022.
- ELGIN. **FBX+ Evaporador baixo perfil.** [S.l.], 2020. Disponível em: <<https://www.elgin.com.br/Produtos/Refrigeracao/evaporadores/evaporador-fxb-plus>>. Acesso em: 12 de Outubro 2022.
- ELGIN. **Procedimentos para seleção de evaporador.** [S.l.], 2022. Disponível em: <<https://blog.elgin.com.br/refrigeracao/procedimentos-para-selecao-de-evaporador/>>. Acesso em: 12 de Outubro de 2022.

FERREIRA, A. D. Análise do dimensionamento de câmaras frigoríficas de uma distribuidora de bebidas com relação à demanda de utilização. Ouro Preto-MG: [s.n.], 2021.

GOVERNO DO BRASIL. Brasil registra recorde na abertura de novos negócios em 2021. [S.l.], 2022. Disponível em: <<https://www.gov.br/pt-br/noticias/financas-impostos-e-gestao-publica/2022/03/brasil-registra-recorde-na-abertura-de-novos-negocios-em-2021#>>. Acesso em: 21 de Abril 2022.

IBGE - INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. Taxa de desocupação, jan-fev-mar 2012 - mar-abr-mai 2022. [S.l.], 2022. Disponível em: <[https://www.ibge.gov.br/estatisticas/sociais/trabalho/9173-pesquisa-nacional-por-amostra-de-domicilios-continua-trimestral.html?=&t=series-historicas&utm\\_source=landing&utm\\_medium=explica&utm\\_campaign=desemprego](https://www.ibge.gov.br/estatisticas/sociais/trabalho/9173-pesquisa-nacional-por-amostra-de-domicilios-continua-trimestral.html?=&t=series-historicas&utm_source=landing&utm_medium=explica&utm_campaign=desemprego)>. Acesso em: 20 de Abril 2022.

INMET- INSTITUTO BRASILEIRO DE METEOREOLOGIA. Temperatura Máxima Absoluta (°C). [S.l.], 1991–2020. Disponível em: <<https://portal.inmet.gov.br/normais>>. Acesso em: 12 Setembro 2022.

JABARDO, J. M. S.; STOECKER, W. F. **Refrigeração industrial**. São Paulo-SP: Editora Blucher, 2002.

KUNZE, W. **Brewing and malting**. 2. ed. Berlim: VLB, Berlim, 1999.

LEME, L. P. **Preparação do Piso para Câmara Frigorífica**. 2009. Disponível em: <<http://plmanutencao.blogspot.com/2009/12/preparacao-do-piso-para-camara.html>>. Acesso em: 10 de Maio 2022.

MAGALHÃES, F. C. et al. **Poliestireno Expandido**. 8 f. — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2009.

MAGALHÃES, P. M. **Simulação térmica dinâmica detalhada de diferentes sistemas convencionais de climatização: caso de estudo: Country Club**. 133 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, 2011.

MANUEL, F. S. F. **Estudo de materiais de isolamento térmico inovadores**. 211 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) — Faculdade de Engenharia Civil, Universidade do Porto, Cidade do Porto, 2013.

OLIVEIRA, A. L. de. **Refrigeração e Cadeia do frio para Aimentos**. 1. ed. Pirassununga – SP: Univeridade de São Paulo, 2020.

PEREDA, J. O. et al. **Componentes dos Alimentos e Processos-Tecnologia de Alimento**. Porto Alegre: Editora Artmed, 2005.

PUREVER INDUSTRIES. **Painel industrial isotémico**. Lugar do Poço forrado, Portugal, 2022. Disponível em: <<https://www.pureverinsulation.com/catalogo-painel-industrial/>>. Acesso em: 21 de Abril 2022.

SILVA, J. G. **Projeto de câmaras frias de pequeno porte**. 1. ed. São José: Instituto Federal de Santa Catarina, 2019.

SILVA, J. G. da. **Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização**. 3. ed. São José: Artliber, 2010.

SILVA, M. A. P. **Metodologia para a definição exigencial de isolantes térmicos**. 134 f. Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Engenharia Civil, Universidade do Porto, Cidade do Porto, 1996.

SINDCERV - SINDICATO NACIONAL DA INDÚSTRIA DA CERVEJA. **Dia Internacional da Cerveja: Brasil é o terceiro país do mundo que mais produz a bebida**. [S.l.], 2022. Disponível em: <<https://www.sindicerv.com.br/noticias/dia-internacional-da-cerveja-brasil-e-o-terceiro-pais-do-mundo-que-mais-produz-a-bebida/>>. Acesso em: 11 de Novembro de 2022.

SINDCERV - SINDICATO NACIONAL DA INDÚSTRIA DA CERVEJA. **Vendas de cerveja crescem 7,7% em 2021**. [S.l.], 2022. Disponível em: <<https://www.sindicerv.com.br/noticias/vendas-de-cerveja-crescem-77-em-2021>>. Acesso em: 21 de Abril 2022.

STOECKER, W.; JONES, J. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

TECTERMICA. **Catálogo técnico**. São Paulo - SP, 2022. Disponível em: <[https://www.tectermica.com.br/assets/painel-frigorifico\\_tabela-precos.pdf](https://www.tectermica.com.br/assets/painel-frigorifico_tabela-precos.pdf)>. Acesso em: 07 de Outubro 2022.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. **Eficiência Energetica em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobras, 2005.

VICK. **Polietileno Alta densidade - PEAD**. 2018.

VILAR, W. **Química e Tecnologia dos Poliuretanos**. [s.n.], 2004. Disponível em: <<https://poliuretanos.com.br/Cap5/542Estabilidade.htm#condutividade>>. Acesso em: 19 de Abril 2022.