



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DE PERNAMBUCO
UNIDADE ACADÊMICA DO CABO DE SANTO AGOSTINHO
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MATEUS DE ALBUQUERQUE SOUZA COSTA

Projeto de dimensionamento e seleção de equipamentos para uma câmara frigorífica
de congelamento de carnes e resfriamento de laticínios

CABO DE SANTO AGOSTINHO – PE

2021

MATEUS DE ALBUQUERQUE SOUZA COSTA

Projeto de dimensionamento e seleção de equipamentos para uma câmara frigorífica de congelamento de carnes e resfriamento de laticínios

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica da Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho, Universidade Federal Rural de Pernambuco, como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Adriano da Silva Marques

Cabo de Santo Agostinho - PE

2021

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal Rural de Pernambuco
Sistema Integrado de Bibliotecas
Gerada automaticamente, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- C837p Costa, Mateus de Albuquerque Souza
Projeto de dimensionamento e seleção de equipamentos para uma câmara frigorífica de congelamento de carnes e resfriamento de laticínios / Mateus de Albuquerque Souza Costa. - 2021.
108 f. : il.
- Orientador: Adriano da Silva Marques.
Inclui referências, apêndice(s) e anexo(s).
- Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal Rural de Pernambuco,
Bacharelado em Engenharia Mecânica, Cabo de Santo Agostinho, 2021.
1. Dimensionamento. 2. Câmara frigorífica. 3. Carga térmica. 4. Refrigeração por compressão. I. Marques, Adriano da Silva, orient. II. Título

CDD 620.1

MATEUS DE ALBUQUERQUE SOUZA COSTA

Projeto de dimensionamento e seleção de equipamentos para uma câmara frigorífica de congelamento de carnes e resfriamento de laticínios

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho da Universidade Federal Rural de Pernambuco para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: _____

Banca examinadora

Orientador

Examinador externo

Examinador interno

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Adriano Marques pela amizade, apoio, dedicação e orientações no decorrer destes anos.

Aos amigos Apolo Lopes, Damerson Santos, Isabella Ferreira, Matheus Silvestre, Pedro Arthur e Victor Hugo por estarem presentes nos momentos de estudo, frustrações e alegrias durante esses anos.

À minha namorada Leila Azevedo por todo o carinho, apoio e por estar ao meu lado quando eu preciso durante todo esse tempo.

À minha irmã Juliana de Albuquerque por todos os momentos de felicidade e tristeza que compartilhamos e por toda ajuda sempre que eu precisei.

Aos meus pais Gilberto Alves e Raquel de Albuquerque por todos os ensinamentos, críticas, momentos de alegrias e tristeza em que estiveram ao meu lado, por toda a dedicação na minha formação pessoal e por todos os sacrifícios que fizeram e fazem para me oferecer o melhor ao longo da minha vida.

RESUMO

A indústria alimentícia condensa uma das maiores aplicações da refrigeração industrial, seja no desenvolvimento, armazenamento ou distribuição de alimentos. Aplicando conhecimentos de refrigeração e transferência de calor, o presente trabalho tem como objetivo descrever as etapas do dimensionamento de uma câmara frigorífica para um supermercado localizado na cidade de Corumbá – MS, com demanda de congelamento de 15 T/dia de carne bovina e resfriamento de 5000 L/dia de coalhada. Para que o projeto fosse desenvolvido, foram coletadas inicialmente as características de armazenamento dos alimentos em estudo, como temperatura e volume de estocagem. Com estas informações, foi realizado o dimensionamento da carga térmica das câmaras de carne bovina e coalhada levando em consideração as cargas de produto, infiltração, transmissão de calor, pessoas, iluminação e equipamentos. Todo o cálculo foi desenvolvido segundo o manual de refrigeração da ASHRAE e utilizando o software *Engineering Equation Solver* (EES). Para a câmara de carnes foi obtida uma carga térmica total de 269.562 kcal/h, já para a câmara de coalhadas a carga calculada foi de 32.674 kcal/h. Além disso, foram dimensionadas e desenhadas em CAD as prateleiras de armazenamento dos produtos e as câmaras frigoríficas, essas com áreas 58,86 m² e 54,94 m² para as câmaras de carnes e coalhada, respectivamente. Utilizando os dados de carga térmica, foram selecionados os equipamentos de refrigeração através da consulta de catálogos de fornecedores. Para atender a demanda das câmaras, foram selecionadas 5 unidades evaporadoras com capacidade nominal de 61.946 kcal/h para congelar a carne e 1 evaporadora com capacidade de 42.009 kcal/h para resfriar a coalhada. Para as etapas de compressão e condensação, foram escolhidas 9 unidades condensadoras com potência de refrigeração de 32.719 kcal/h para a carne e apenas 1 unidade condensadora com capacidade de 32.854 kcal/h para a coalhada. Os equipamentos operam com fluido refrigerante R-404A. Os custos do projeto foram orçados em cerca de meio milhão de reais, não incluindo frete e instalação, sendo que os equipamentos elétricos de refrigeração compreendem aproximadamente 82% do valor total do projeto (R\$511.007,00).

Palavras-chave: Dimensionamento. Câmara frigorífica. Carga térmica. Refrigeração por compressão.

ABSTRACT

The food industry condenses one of the biggest applications of industrial refrigeration, be it in the development, storage or distribution of food. Applying knowledge of refrigeration and heat transfer, the present paper has as objective describe the steps of dimensioning a cold store for a supermarket located in the city of Corumbá - MS, with a freezing demand of 15 T/day of beef and cooling of 5000 L/day of curd. In order for the project to be developed, the storage characteristics of the food under study, such as temperature and storage volume, were initially collected. With this information, the dimensioning of the thermal load of the beef and curd chambers was carried out taking into account the product loads, infiltration, heat transmission, people, lighting and equipment. The entire calculation was developed according to the ASHRAE refrigeration manual and using the Engineering Equation Solver (EES) software. For the meat chamber a total thermal load of 269,562 kcal/h was obtained, while for the curd chamber the calculated load was 32,674 kcal/h. In addition, the product storage shelves and cold rooms were dimensioned and designed in CAD, with 58.86 m^2 and 54.94 m^2 areas for the meat and curd chambers, respectively. Using the thermal load data, refrigeration equipment was selected by consulting supplier catalogs. To meet the demand of the chambers, 5 evaporator units with a nominal capacity of 61,946 kcal/h were selected to freeze the meat and 1 evaporator with a capacity of 42,009 kcal/h to cool the curds. For the stages of compression and condensation, 9 condensing units were chosen with a cooling power of 32,719 kcal/h for meat and only 1 condensing unit with a capacity of 32,854 kcal/h for curds. The equipment operates with R-404A refrigerant. The costs of the project were estimated at around half a million reais, not including freight and installation, with electrical refrigeration equipment comprising approximately 82% of the total value of the project (R \$ 511,007.00).

Keywords: Dimensioning. Refrigerating chamber. Thermal load. Compression cooling.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 01 - Ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor.....	28
Figura 02 – Diagrama $T-s$ do ciclo de refrigeração por compressão ideal.	29
Figura 03 – Diagrama $P-h$ do ciclo de refrigeração por compressão ideal.....	30
Figura 04 – Diagrama de esforço cortante para uma carga distribuída.	35
Figura 05 – Diagrama de momento fletor para uma carga distribuída.	35
Figura 06 – Sistema utilizado para o dimensionamento estrutural.	41
Figura 07 – Representação da movimentação das massas de ar na abertura da porta de uma câmara fria.	46
Figura 08 – Prateleira de carnes com 5 pranchas.	55
Figura 09 – Prateleira de coalhadas com 4 pranchas.....	55
Figura 10 – Aplicação de cargas e condições de contorno para a prateleira de carnes.	56
Figura 11 - Aplicação de cargas e condições de contorno para a prateleira de coalhada.	57
Figura 12 – Distribuição de tensões na prateleira de carne.....	59
Figura 13 - Distribuição de tensões na prateleira de coalhada.	60
Figura 14 – Distribuição de deformação na prateleira de carne.	61
Figura 15 – Distribuição de deformação na prateleira de coalhada.	62
Figura 16 – Fator de segurança estrutural da prateleira de carne.	63
Figura 17 – Fator de segurança estrutural da prateleira de coalhada.....	64
Figura 18 – Planta baixa das câmaras frigoríficas.....	65
Figura 19 – Representação 3D das câmaras.	66
Figura 20 – Vista de dentro da câmara de carnes.....	67
Figura 21 – Representação de placas pré-moldadas.	68
Figura 22 – Serra para corte escolhida.	72
Figura 23 – Unidade evaporadora escolhida.	74

Figura 24 – Unidade condensadora escolhida.	76
Figura 25 – Especificações de desempenho para seleção da unidade evaporadora da câmara de carnes.	105
Figura 26 – Especificações de desempenho para seleção da unidade evaporadora da câmara de coalhada.....	105
Figura 27 – Especificações de desempenho para seleção da unidade condensadora da câmara de carnes.	106
Figura 28 – Especificações de desempenho para seleção da unidade condensadora da câmara de carnes (continuação).	107
Figura 29 – Especificações de desempenho para seleção da unidade condensadora da câmara de coalhada.....	108

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Valores de entrada para dimensionamento da carga térmica de refrigeração de produtos.	45
Tabela 02 – Valores de entrada para dimensionamento da carga térmica de infiltração.	47
Tabela 03 – Valores de entrada para dimensionamento da carga térmica de transmissão de calor por paredes, pisos e teto.	49
Tabela 04 – Valores de entrada para cálculo de carga térmica de iluminação.	50
Tabela 05 – Valores de entrada para cálculo transmissão de calor por ocupação. ..	50
Tabela 06 – Ganho de calor por motores elétricos.	51
Tabela 07 – Índices de impacto ambiental de alguns fluídos.	52
Tabela 08 – Classificação de segurança de alguns fluídos.	53
Tabela 09 – Dimensões das prateleiras.	54
Tabela 10 – Valores calculados para esforços internos e espessura de cada chapa das prateleiras.	57
Tabela 11 – Dimensões das câmaras frigoríficas.	64
Tabela 12 – Propriedades do poliuretano expandido.	68
Tabela 13 – Carga térmica na câmara fria de carne.	69
Tabela 14 – Carga térmica na câmara fria da coalhada.	69
Tabela 15 – Serras para corte da carne.	71
Tabela 16 – Unidades Evaporadoras.	73
Tabela 17 – Unidades condensadoras.	75
Tabela 18 – Custo de equipamentos elétricos.	76
Tabela 19 – Custo do fluído refrigerante R-404A.	77
Tabela 20 – Custo do painel frigorífico.	78
Tabela 21 – Custo dos acessórios para montagem da câmara frigorífica.	78
Tabela 22 – Custo das portas e dispositivo de segurança.	79

Tabela 23 – Custo das prateleiras.....	79
Tabela 24 – Custos totais do projeto.....	80
Tabela 25 – Propriedades mecânicas para aços inoxidáveis.	102
Tabela 26 – Propriedades mecânicas para ligas de alumínio.....	103
Tabela 27 – Ganho de calor por motores elétricos.	104

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE	<i>American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
MS	Mato Grosso do Sul
Eq.	Equação
Fig.	Figura
MEF	Método dos Elementos Finitos
1D	Unidimensional
2D	Bidimensional
3D	Tridimensional
Qtd	Quantidade
LED	<i>Light Emitting Diode</i>
PBL	<i>Project-Based Learning</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{Q}_{cond}	Taxa de condução de calor
k	Condutividade térmica do material
A_{cd}	Área de condução
$\frac{d}{dx}$	Diferencial
T	Temperatura
\dot{Q}_{conv}	Taxa de transferência de calor por convecção
h	Coefficiente de convecção
A_s	Área da superfície
T_s	Temperatura da superfície
T_∞	Temperatura do ambiente
$\dot{Q}_{emit,máx}$	Taxa de transferência de calor por radiação máxima
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
\dot{Q}_{emit}	Taxa de transferência de calor por radiação
ε	Emissividade da superfície
E_{ent}	Energia que entra no sistema
E_{sai}	Energia que sai do sistema
$\Delta E_{sistema}$	Varição de energia no sistema
m_{ent}	Massa que entra no volume de controle
m_{sai}	Massa que sai do volume de controle
Δm_{vc}	Varição de massa no volume de controle
S_{ent}	Entropia que entra no sistema
S_{sai}	Entropia que sai do sistema

S_{ger}	Entropia gerada
$\Delta S_{sistema}$	Varição de entropia no sistema
X_{ent}	Exergia que entra no sistema
X_{sai}	Exergia que sai do sistema
$X_{destruída}$	Exergia destruída
$\Delta X_{sistema}$	Varição de exergia no sistema
V	Esforço cortante
x_b	Comprimento da viga
w	Carga externa
M	Momento fletor
$\{f\}$	Vetor de forças atuantes no elemento
$[k]$	Matriz de rigidez do elemento
$\{d\}$	Vetor de deslocamentos no elemento
$\{F\}$	Vetor de forças atuantes na estrutura
$[K]$	Matriz de rigidez da estrutura
$\{D\}$	Vetor de deslocamentos na estrutura
V_e	Volume de estocagem
M_e	Massa estocada
ρ_{em}	Densidade de estocagem média
V_b	Volume do balde
D_b	Diâmetro do balde
H_b	Altura do balde
N_b	Número de baldes
F_R	Força resultante

F_y	Forças no eixo y
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima atuando na seção
$M_{m\acute{a}x}$	Momento fletor máximo
y	Distância da linha neutra até a superfície da seção
I	Momento de inércia
σ_{adm}	Tensão admissível do material
Q_{resf}	Calor associado ao processo de refrigeração do produto
m_p	Massa total do produto
c_1	Calor específico do produto em temperatura pré-congelamento
t_{ip}	Temperatura inicial do produto refrigerado
t_{rp}	Temperatura final do produto refrigerado
$Q_{resf+cong}$	Calor retirado do produto até a temperatura de congelamento
t_{cp}	Temperatura de congelamento do produto
Q_{cong}	Calor associado ao processo de congelamento
h_{cp}	Calor latente de fusão do produto
Q_{amz}	Calor retirado do produto para levá-lo de sua temperatura de congelamento até o armazenamento
c_2	Calor específico abaixo da temperatura de congelamento
t_{amz}	Temperatura de armazenamento do produto
Q_{tp}	Carga térmica total removida do produto
n	Tempo médio que o produto tem para ser refrigerado
Q_{inf}	Carga térmica de infiltração para um período de 24h
q	Carga de refrigeração sensível e latente para um fluxo de ar totalmente estabelecido

D_t	Fator de tempo de abertura da porta
D_f	Fator de fluxo de ar na porta
E	Efetividade do equipamento de proteção da porta
A_p	Área da porta
h_{if}	Entalpia do ar infiltrado
h_r	Entalpia do ar refrigerado
ρ_r	Densidade do ar refrigerado
ρ_{if}	Densidade do ar infiltrado
g	Aceleração da gravidade
H_p	Altura da porta
F_m	Fator de densidade
P	Número de passagens pela porta
θ_p	Tempo de abertura e fechamento da porta por passagem
θ_o	Tempo em que a porta permanece aberta
θ_d	Tempo de referência (diário ou em outro período)
q_{tc}	Ganho de calor
U	Coefficiente global de transferência de calor
A	Área externa total da câmara
t_i	Temperatura interna de operação da câmara
t_e	Temperatura externa de operação da câmara
h_i	Condutância da superfície interna
x	Espessura da parede
h_o	Condutância da superfície externa
Q_{ilum}	Calor total associado a iluminação

W_i	Taxa de iluminação
A_{tp}	Área total do piso
D_{to}	Tempo de utilização em horas por dia
Q_{eq}	Calor gerado por pessoa
Q_{tpes}	Calor total gerado por pessoas
N_p	Número de pessoas que transitam na câmara

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1.....	25
Equação 2.....	26
Equação 3.....	26
Equação 4.....	26
Equação 5.....	30
Equação 6.....	31
Equação 7.....	31
Equação 8.....	31
Equação 9.....	34
Equação 10.....	35
Equação 11.....	37
Equação 12.....	37
Equação 13.....	39
Equação 14.....	40
Equação 15.....	40
Equação 16.....	41
Equação 17.....	41
Equação 18.....	42
Equação 19.....	45
Equação 20.....	45
Equação 21.....	45
Equação 22.....	45
Equação 23.....	45
Equação 24.....	47
Equação 25.....	47

Equação 26.....	47
Equação 27.....	47
Equação 28.....	48
Equação 29.....	48
Equação 30.....	49
Equação 31.....	49
Equação 32.....	50
Equação 33.....	50

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	22
1.1	MOTIVAÇÃO	23
1.2	OBJETIVO GERAL	24
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	24
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	24
2.1	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	24
2.1.1	Condução	25
2.1.2	Convecção	25
2.1.3	Radiação	26
2.2	ISOLAMENTO TÉRMICO	27
2.3	CICLOS DE REFRIGERAÇÃO	27
2.4	FLUIDOS REFRIGERANTES	31
2.5	ANÁLISE ESTRUTURAL DOS ESFORÇOS INTERNOS	34
2.5.1	Esforço cortante	34
2.5.2	Momento fletor	35
2.6	SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL POR ELEMENTOS FINITOS	35
3	METODOLOGIA	38
3.1	PARÂMETROS INICIAIS	38
3.2	DIMENSIONAMENTO DAS PRATELEIRAS	39
3.2.1	Análise estrutural das prateleiras	40
3.3	DIMENSIONAMENTO DAS CÂMARAS	43
3.4	PAREDES DA CÂMARA E ISOLAMENTO TÉRMICO	43
3.5	CARGA TÉRMICA DO PRODUTO	44
3.6	CARGA TÉRMICA DE INFILTRAÇÃO	46
3.7	CARGA TÉRMICA DE TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE MEIOS	48

3.8	CARGA TÉRMICA DE ILUMINAÇÃO.....	49
3.9	CARGA TÉRMICA DAS PESSOAS	50
3.10	CARGA TÉRMICA DE EQUIPAMENTOS	50
3.11	SELEÇÃO DO FLUIDO REFRIGERANTE	51
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	53
4.1	DIMENSIONAMENTO DAS PRATELEIRAS	53
4.2	ANÁLISE ESTRUTURAL	56
4.2.1	Análise de tensão.....	58
4.2.2	Análise de deformação	60
4.2.3	Fator de segurança estrutural.....	62
4.3	CÂMARAS FRIGORÍFICAS	64
4.4	PAREDES E ISOLAMENTO TÉRMICO DAS CÂMARAS.....	67
4.5	CARGA TÉRMICA	68
4.6	SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS	70
4.6.1	Serras de corte	71
4.6.2	Fluído Refrigerante	72
4.6.3	Unidades Evaporadoras	73
4.6.4	Unidades condensadoras.....	74
4.7	CUSTOS DE PROJETO.....	76
5	CONCLUSÕES	81
	REFERÊNCIAS	84
	APÊNDICE A – Código de programação utilizado para fazer o dimensionamento geométrico das prateleiras.....	89
	APÊNDICE B – Código de programação desenvolvido para fazer o dimensionamento estrutural da prateleira de carne.....	90
	APÊNDICE C – Código de programação desenvolvido para fazer o dimensionamento estrutural da prateleira de coalhada.....	93

APÊNDICE D – Código de programação desenvolvido para calcular a carga térmica para congelar a carne.....	96
APÊNDICE E – Código de programação desenvolvido para calcular a carga térmica para resfriar a coalhada	99
ANEXO A – Tabelas de propriedades mecânicas de alguns metais	102
ANEXO B – Tabelas de auxílio para cálculo de carga térmica.....	104
ANEXO C – Catálogos utilizados para seleção dos equipamentos de refrigeração	105

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração são amplamente utilizados no cotidiano da humanidade, aplicações para condicionamento de ar como o conforto térmico, ou refrigeração industrial, como diminuição de temperatura de processos e armazenamento de produtos farmacêuticos são exemplos de onde tais sistemas são encontrados. Uma das principais aplicações da refrigeração industrial é no armazenamento de alimentos (YANG; YEH, 2015).

Alimentos são produtos que necessitam de atenção especial durante seu armazenamento, pois pequenas variações de temperatura e umidade podem causar uma proliferação de bactérias que podem estragar toda uma carga de alimentos (VILAIN, 2018). Dessa forma, o ambiente onde o alimento será armazenado deve ser projetado de modo que dificulte o desenvolvimento de microrganismos, para isso, a refrigeração se apresenta como um ótimo aliado (OLIVEIRA; PAIVA, 2016).

Segundo Rodrigues (2017) as chamadas câmaras frias ou câmaras frigoríficas são ambientes com condições internas de temperatura e umidade controladas por um sistema de refrigeração. Tais câmaras são utilizadas no armazenamento de produtos congelados e resfriados e operam em uma grande faixa de temperatura que podem variar de 10°C até -40°C (ROSA; MIGUEL, 2000; 2009).

A presença de microrganismos nos alimentos é capaz de levar uma pessoa a óbito, de modo que as câmaras frias precisem ser rigorosamente controladas no armazenamento alimentício (ADESOKAN et al, 2020). Para alimentos como a carne, a qualidade é resultado de fatores como congelamento, temperatura e tempo de estocagem (CUSTÓDIO; OLIVEIRA, 2017; 2019).

Tratando-se de alimentos com maior facilidade na mudança da composição, como a coalhada (CORREA, 2018), torna-se ainda mais imprescindível realizar um dimensionamento consistente do ambiente de armazenamento refrigerado. Como o Brasil possui um dos maiores mercados globais de exportação alimentícia perecível (NETO; RIBEIRO, 2020) cresce cada vez mais a demanda por projetos de câmara frigorífica.

Dessa forma, o presente trabalho consiste no desenvolvimento do projeto de uma câmara frigorífica, para um supermercado de grande porte que possua altas

demandas de refrigeração, desenvolvido a partir dos cálculos de carga térmica nos ambientes que serão refrigerados. Este trabalho está dividido em cinco capítulos, nos quais são apresentados os fundamentos dos sistemas de refrigeração para câmaras frigoríficas e o passo a passo utilizado para o desenvolvimento do projeto. No primeiro é apresentada a introdução do trabalho, os objetivos, motivação e sua estrutura. No segundo é realizada uma revisão dos principais conceitos que estão inseridos no projeto, tais como transferência de calor e ciclos de refrigeração. No terceiro é apresentada a metodologia utilizada para o cálculo de carga térmica, desenho da planta da câmara e simulação computacional. No quarto capítulo são apresentados os resultados do cálculo de carga térmica e da simulação estrutural, com base nesses resultados, também é feita a seleção dos equipamentos e a apresentação dos custos detalhados. No quinto capítulo são apresentadas as conclusões acerca do projeto e sua viabilidade.

1.1 MOTIVAÇÃO

Sistemas de refrigeração são extremamente utilizados em todo mundo, para as mais diferentes aplicabilidades que vão desde conforto térmico até controle de processos. Existem diferentes tipos de sistemas de refrigeração, o mais comum é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, esse sistema, em seu modo mais simples, apresenta quatro dispositivos: um compressor, um evaporador, um condensador e um dispositivo de expansão, o efeito frigorífico acontece quando o fluido refrigerante passa pelo dispositivo de expansão fazendo com que sua pressão seja reduzida drasticamente, e por consequência, sua temperatura (JAIN et al., 2013).

Para o armazenamento de alimentos, são necessários ambientes com temperatura rigorosamente controlada (VILAIN, 2018), assim a utilização de câmaras frigoríficas se torna essencial. Isso faz com estabelecimentos que armazenam alimentos precisem de projetos detalhados e específicos dessas câmaras para atender à demanda frigorífica de cada produto armazenado, acatando todas as normas vigentes.

Desenvolver técnicas e aplicar os conceitos vistos em sala de aula durante elaboração de um projeto frigorífico é fundamental para um engenheiro. Portanto, esse trabalho surge com a motivação de desenvolver um estudo prático a partir da

realização de um projeto real que pode ser implantado em supermercados de grande porte com características de funcionamento semelhantes às apresentadas nesse trabalho, afim de atender às demandas frigoríficas para armazenamento de alimentos.

1.2 OBJETIVO GERAL

Dimensionar uma câmara frigorífica para congelamento de 15 T/dia de carne bovina, e resfriamento de 5000 L/dia de coalhada, que comporte 08 funcionários e 03 serras para corte de carne, localizada na cidade de Corumbá - MS.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Projetar a configuração da câmara frigorífica;
- Dimensionar a carga térmica presente no ambiente;
- Selecionar os componentes do sistema de refrigeração;
- Selecionar o fluido refrigerante;
- Selecionar o material das paredes e do isolamento térmico da câmara;
- Dimensionar as prateleiras para armazenamento dos produtos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Para o dimensionamento das cargas térmicas das câmaras frigoríficas foram utilizados conceitos de transferência de calor, que é a ciência que estuda o fenômeno de troca de energia bem como suas taxas é chamada (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Essas trocas térmicas ocorrem segundo à termodinâmica. Para o caso da câmara, essa troca acontece a partir do fluido refrigerante, das superfícies da câmara e da troca de ar.

O Calor pode ser definido como a energia que é transportada a partir da existência de uma diferença de temperaturas (INCROPERA et al., 2014). Segundo Bejan et al. (1996) o calor é energia em transito, e não pode ser observado ou mensurado de forma direta apenas ocorrendo a comparação entre estados

termodinâmicos, sendo uma forma de energia que pode ser transferido entre dois sistemas como resultado de uma diferença de temperatura (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Para que ocorra a troca térmica é necessário um mecanismo e existem basicamente três tipos de mecanismos de troca de calor: condução, convecção e radiação.

2.1.1 Condução

Segundo Çengel e Ghajar (2012) a condução é a transferência de energia de partículas mais energéticas para partículas adjacentes que são menos energéticas, essa troca de energia ocorre por meio do contato entre essas partículas e pode ocorrer em sólidos ou fluidos, nesses últimos essa iteração ocorre através de choques causados pelo movimento desordenado das partículas, já nos sólidos essa troca ocorre a partir da vibração molecular. A taxa de condução de calor pode ser calculada através da Eq. 1.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA_{cd} \frac{dT}{dx}, \quad (1)$$

A Eq. 1 também conhecida como Lei de Fourier descreve o comportamento da taxa de transferência de calor, essa taxa pode variar a depender do material em que ocorre a transferência o da variação de temperatura (INCROPERA et al., 2014). O sinal negativo na equação faz com que a troca térmica seja positiva no sentido positivo do comprimento do material estudado, uma vez que a variação de temperatura é negativa.

2.1.2 Convecção

A convecção é o mecanismo de transferência de energia entra uma superfície sólida e um fluido adjacente que esteja em movimento, para que exista troca de calor por convecção é necessário que haja movimento do fluido, caso não ocorra o processo se dá apenas por condução (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Quando o fluido se desloca apenas por influência de variações de densidade causadas pela diferença de temperatura no meio, o processo de convecção que ocorre é chamado de natural ou livre. Muitas vezes é necessário que o fluido tenha

uma maior velocidade, para que isso aconteça é necessário utilizar equipamentos que auxiliam o deslocamento desse fluido como ventiladores, esse processo auxiliado causa o que é chamado de convecção forçada (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Para ambos os casos a taxa de transferência de calor pode ser calculada através da Eq. 2.

$$\dot{Q}_{conv} = hA_S(T_S - T_\infty), \quad (2)$$

Quanto maior a velocidade do fluido, maior o coeficiente transferência de calor por convecção, logo a taxa de troca térmica é maior (INCROPERA et al., 2014). Portanto, quanto mais rápido o fluido escoar através da superfície aumenta a eficiência na troca térmica, o que explica a utilização de sistemas que forcem o movimento do fluido.

2.1.3 Radiação

Já a radiação térmica é um mecanismo de transferência de calor, cuja propagação de energia térmica não precisa necessariamente da existência de um meio para acontecer (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Como as moléculas, átomos e elétrons de todos os materiais reais com temperatura superior ao zero absoluto, estão em movimento constante, tem-se que a radiação térmica sempre está sendo emitida, de mesma maneira que sendo absorvida, ou transmitida por meio do volume da matéria.

Para quantificar as taxas de transferência de calor por radiação térmica é necessário fazer menção a existência do fenômeno corpo negro. Um corpo negro é definido como sendo um emissor e absorvedor perfeito de (ÇENGEL; GHAJAR, 2012), onde a taxa de energia de radiação emitida é expressa por meio da equação Stefan-Boltzmann apresentada pela Eq. 3.

$$\dot{Q}_{emit,máx} = \sigma A_S T_S^4, \quad (3)$$

Essa taxa de transferência de calor é máxima que um corpo pode emitir, sendo esse um corpo negro, porém corpos reais apresentam uma taxa de emissão menor que é dada pela Eq. 4.

$$\dot{Q}_{emit} = \varepsilon \sigma A_S T_S^4, \quad (4)$$

2.2 ISOLAMENTO TÉRMICO

Um isolante térmico é todo material ou estrutura capaz de dificultar a dissipação do calor, sendo caracterizado por sua baixa condutividade térmica (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Por muito tempo se utilizou materiais oriundos da natureza para isolamento térmico, como é o caso da lã, entretanto com o desenvolvimento da indústria e avanço das pesquisas, tornou-se possível desenvolver materiais sintéticos para estas funções.

Em geral, isolantes térmicos são materiais cerâmicos, poliméricos ou ainda compósitos, mas não metais, visto que esta última classe já é conhecida por ser ótima condutora térmica (CALLISTER; RETHWISCH, 2016). O melhor isolante térmico é o vácuo, entretanto devido a sua dificuldade de ser obtido sua utilização é limitada. Em geral, existem algumas razões para se isolar um ambiente ou equipamento, como para evitar perdas de calor por questão econômica, reduzindo o combustível necessária para aquecer (ÇENGEL; BOLES, 2013), impedir acidentes de trabalho ou para controlar faixas de temperaturas específicas em um determinado processo, como é o caso da câmara frigorífica (ASHRAE, 2010).

Dentre os materiais utilizados, destacam-se ainda os materiais poliméricos pela sua baixíssima condutividade térmica, como é o caso do polipropileno, politetrafluoroetileno, poli-isopreno e poliuretano (CALLISTER; RETHWISCH, 2016). A escolha de um bom isolante é fundamental para sistemas térmicos, pois garante segurança e eficiência no processo.

2.3 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

Nos estudos termodinâmicos, existem ainda os ciclos térmicos ideais, utilizados para representar sistemas termodinâmicos reais (ÇENGEL; BOLES, 2013). Dentre esses ciclos, destaca-se para o presente projeto o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, que representa o processo que refrigeradores realizam.

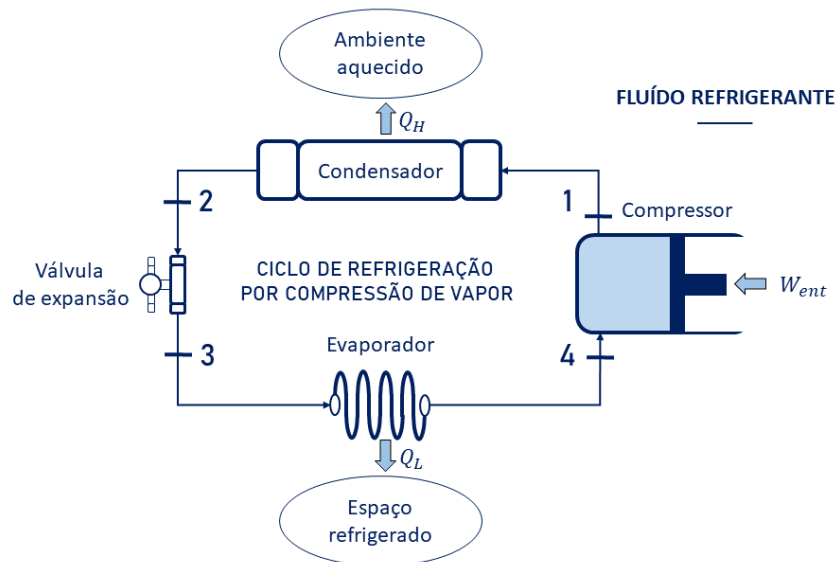
Refrigeradores são equipamentos capazes de retirar calor de uma região que possui temperatura mais baixa e depositá-lo em uma área externa com temperatura mais elevada (ÇENGEL; BOLES, 2013). Com base nesse fundamento, são

desenvolvidos sistemas de refrigeração aplicados em diversas áreas, indo desde a busca por conforto térmico até as aplicações industriais como na indústria da manufatura, química, farmacêutica e alimentícia, tanto no desenvolvimento quanto no armazenamento (STOECKER; JABARDO, 2018).

A aplicação e os insumos disponíveis são os principais fatores que definem qual tipo de ciclo de refrigeração deve ser escolhido, uma vez que existem diferentes tipos, como é o caso dos ciclos de refrigeração por absorção e refrigeração por compressão de vapor, sendo este segundo o mais comum de ser encontrado (STOECKER; JABARDO, 2018). No caso da refrigeração por compressão, o “combustível” desse tipo de ciclo consiste na energia elétrica consumida pelo compressor para comprimir o fluido que faz o sistema operar, chamado de fluido refrigerante (MILLER R.; MILLER M., 2014).

O sistema de refrigeração por compressão de vapor, em seu modo mais simples, apresenta quatro dispositivos essenciais: um compressor, um evaporador, um condensador e um dispositivo de expansão (ÇENGEL; BOLES, 2013), conforme mostra a Fig. 01.

Figura 01 - Ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Çengel; Boles (2013), adaptado pelo autor.

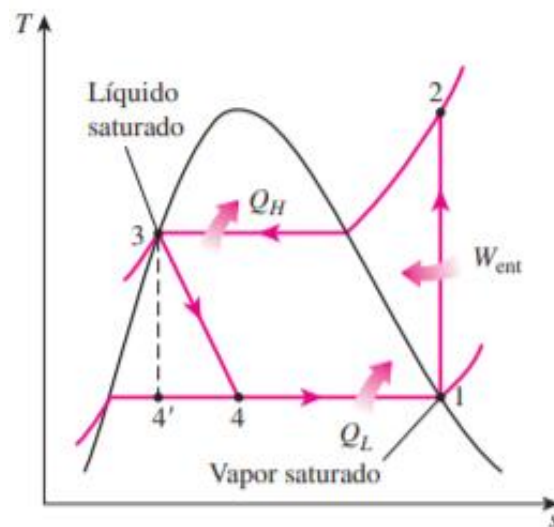
Os processos que compõem este ciclo teórico, segundo Çengel e Boles (2013) consistem em:

- 1 para 2: compressão isentrópica.

- 2 para 3: rejeição de calor em um condensador para o ambiente aquecido a pressão constante.
- 3 para 4: estrangulamento (ou queda de pressão abrupta) na válvula de expansão
- 4 para 1: absorção do calor do ambiente refrigerado através de um evaporador a pressão constante.

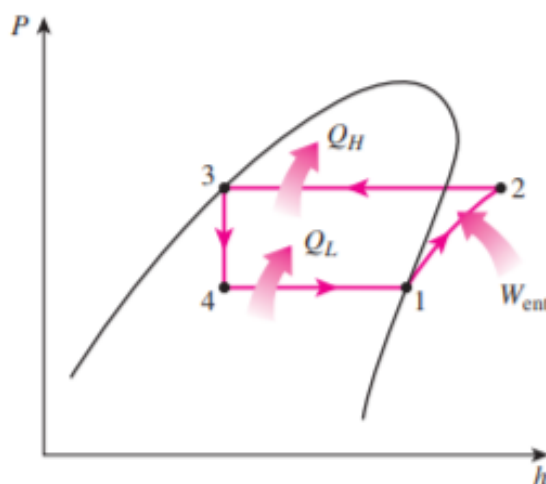
Tais processos podem ser representados através de diagramas esquemáticos que facilitam o entendimento e análise do ciclo ideal. Os dois mais usados são os diagramas T - s (Fig. 02) e P - h (Fig. 03).

Figura 02 – Diagrama T - s do ciclo de refrigeração por compressão ideal.



Fonte: Çengel; Boles (2013).

Figura 03 – Diagrama $P-h$ do ciclo de refrigeração por compressão ideal.



Fonte: Çengel; Boles (2013).

O efeito frigorífico acontece quando o fluido refrigerante passa pelo dispositivo de expansão fazendo com que sua pressão seja reduzida drasticamente, e por consequência, sua temperatura, e por fim ao passar pelo evaporador, o fluido refrigerante faz a absorção do calor do espaço refrigerado (ÇENGEL; MILLER R., 2013; 2014).

Apesar da representação visual ser separada, o mais comum é encontrar sistemas que contemplem um equipamento nomeado como unidade condensadora, que consiste nos condensadores, compressores e demais equipamentos essenciais para operação destes (MILLER R.; MILLER M., 2014). Além disso, devido as altas demandas de refrigeração, é normal que um sistema de refrigeração possua mais do que um equipamento de cada tipo (STOECKER; MILLER R., 2018; 2014).

A utilização dos diagramas facilita a análise termodinâmica do ciclo de refrigeração, sendo possível determinar valores de energia interna, trabalho, fluxo de massa e variação de exergia. Para tais valores serem obtidos é necessária a utilização das equações que regem o comportamento termodinâmico do ciclo (VAN WYLEN et al., 2013). Para a análise energética do ciclo é utilizada a Eq. 5.

$$E_{ent} - E_{sai} = \Delta E_{sistema}, \quad (5)$$

A Eq. 5 é a primeira lei da termodinâmica, também conhecida como balanço de energia determina a variação da energia de um sistema com base na diferença entre

os diferentes tipos de energia que o sistema recebe e os valores de energia fornecidos pelo sistema.

Quando é necessário fazer uma análise da quantidade de fluido que passa por determinado componente é utilizada a Eq. 6.

$$m_{ent} - m_{sai} = \Delta m_{vc}, \quad (6)$$

A equação acima é conhecida como conservação da massa e determina a variação da massa em um sistema analisando sua entrada e saída. Se o sistema opera em regime permanente, toda a massa que entra no volume de controle deve ser igual ao que sai dele, caso isso não aconteça significa que existem falhas no processo (MORAN et al., 2014).

Segundo Çengel e Boles (2013) a entropia pode ser entendida como uma medida da desordem molecular do sistema. Todos os processos reais aumentam a entropia do sistema e em um ciclo de refrigeração não é diferente e a variação de entropia é dada pela Eq. 7.

$$S_{ent} - S_{sai} + S_{ger} = \Delta S_{sistema}, \quad (7)$$

A análise da variação da entropia serve para determinar a qualidade da energia transformada durante um processo. Para auxiliar na análise qualitativa dos processos de um ciclo é utilizada a Eq. 8.

$$X_{ent} - X_{sai} - X_{destruída} = \Delta X_{sistema}, \quad (8)$$

A Eq. 8 determina a variação da exergia, segundo Çengel e Boles (2013) a exergia é uma medida do potencial de realizar trabalho, ou seja, todo ciclo real não realiza todo o trabalho disponível para as condições do sistema e a variação da exergia é justamente o parâmetro que determina o quanto de trabalho se deixa de aproveitar.

As Eq. 5, 6, 7 e 8 podem ser reescritas em função da massa, sendo determinadas as variações específicas ou em termos do tempo, dessa forma são avaliadas as taxas de cada uma das grandezas, a escolha do tipo de análise depende dos dados disponíveis sobre o sistema e seus processos (MORAN et al., 2014).

2.4 FLUIDOS REFRIGERANTES

Fluido refrigerante é o nome dado a qualquer gás que seja utilizado em um sistema de refrigeração que reversivelmente alterna entre fase líquida e gasosa, capaz de absorver calor de um ambiente a ser refrigerado (MILLER R.; MILLER M., 2014). Teoricamente qualquer gás que consiga alternar entre essas fases dentro de um equipamento pode ser utilizado como fluido refrigerante, entretanto existem algumas características que tornam um gás um bom refrigerante. Segundo Miller R. e Miller M. (2014) as características principais de um bom fluido refrigerante para uso comercial são: baixo ponto de ebulição, não ser tóxico, o fluido deve condensar-se a pressões moderadas, evaporar-se a pressões positivas, não deve ser afetado por umidade, deve misturar-se bem com óleo, deter elevado calor latente de vaporização, não ser corrosivo, e tem de ser quimicamente estável.

No que tange as classificações dos fluidos refrigerantes, pode se dividir entre a forma de absorção ou extração de calor (Quadro 01), e quanto a sua composição (Quadro 02).

Quadro 01 – Classificação dos fluidos refrigerantes quanto a forma de absorção ou extração de calor.

Classe	Característica
Classe 1	Resfriam pela absorção ou extração de calor das substâncias a serem refrigeradas por meio da absorção de seus calores latentes
Classe 2	Resfriam as substâncias por meio da absorção de seus calores sensíveis
Classe 3	Soluções que contêm vapores absorvidos de agentes liquefícáveis ou meios refrigerantes. Estas soluções funcionam por meio de sua habilidade em carregar os vapores liquefícáveis. Os vapores produzem um efeito refrigerante por meio da absorção dos seus calores latentes.

Fonte: Miller R. e Miller M. (2014), adaptado pelo autor.

Quadro 02 – Classificação dos fluidos refrigerantes quanto a composição.

Composição	Característica
-------------------	-----------------------

Puro	Possuem composição integral de um único elemento, isto é, não apresenta mistura com outros tipos de fluidos refrigerantes. Podem ser aplicados na forma líquida ou gasosa nos sistemas.
Blended	Oposto ao puro, é um fluido refrigerante composto da mistura de outros refrigerantes. Não apresenta unanimidade de elementos na composição, e só podem ser aplicados na forma líquida nos sistemas, devido a diferença de densidade entre os fluidos.

Fonte: Miller R.; Miller M. (2014), adaptado pelo autor.

Os principais fluidos refrigerantes utilizados dividem-se entre: CFC's, HCFC's, HFC's e HC's. Abaixo estão dispostos os significados bem como as características desses fluidos (MILLER R.; MILLER M., 2014).

- **CFC's (Cloro, Fluor, Carbono)** – São comumente utilizados em ar condicionado de automóveis, refrigeração comercial e refrigeração doméstica, entretanto são nocivos a atmosfera. Devido a isso, as indústrias passaram a buscar fluidos alternativos. Os CFC's são eficientes, não são inflamáveis e são baratos, porém sua grande desvantagem consiste no grande prejuízo que causa a camada de ozônio. Alguns fluidos CFC's são: R-11, R-12, R-14, R-500.
- **HCFC's (Hidrogênio, Cloro, Fluor, Carbono)** – Utilizados em ar condicionado de janela, split, e outros, foram desenvolvidos para substituir os CFC's. Eles são eficientes, tem baixo custo, não são inflamáveis, entretanto, apesar de ter potencial de destruição da camada de ozônio relativamente baixo, contribuí significativamente para o aquecimento global e são nocivos ao meio ambiente. Dentre os HCFC's, pode-se citar os fluidos: R-22, R-123, R-409A, R-401A.
- **HFC's (Hidrogênio, Fluor, Carbono)** – Assim como o anterior, foi criado para substituir os CFC's, porém sua diferença do HCFC é que nesse todos os átomos de cloro são substituídos por hidrogênio. São eficientes, não inflamáveis, com bom custo-benefício, com variadas aplicações, entretanto necessitam de óleos polioléster, que são consideravelmente caros. Assim

como os outros, também contribui para o aquecimento global. O principal fluido refrigerante HFC é o R-134a (Tetrafluoretano), que possui propriedades semelhantes ao R-12, entretanto não destrói a camada de ozônio, uma vez que não possui cloro em sua composição. Além do R-134a, destaca-se também o R-404a.

- **HC's (Hidrocarbonos)** – São capazes de atender as necessidades ambientais, entretanto não foram cotados para substituir os CFC's pois são inflamáveis. Não destroem a camada de ozônio, e contribuem pouco para o aquecimento global. Tem baixo custo de aquisição, mas alto custo de instalação e manutenção. Um de seus grandes perigos está relacionado a segurança, uma vez que por serem inodores e incolores, são difíceis de se identificar vazamentos. Exemplos de HC's são o Butano (R-600) e o Propano (R-290).

2.5 ANÁLISE ESTRUTURAL DOS ESFORÇOS INTERNOS

De acordo com Hibbeler (2010), para se dimensionar uma estrutura corretamente é necessário entender que cada esforço externo provoca uma reação interna no material a fim de manter a estrutura em equilíbrio seja estático ou dinâmico. Essa reação é chamada de esforço interno, e a depender do tipo de carregamento e apoios a qual a estrutura está submetida, são gerados esforços diferentes, para dimensionamento estrutural dois esforços se destacam: esforço cortante e momento fletor.

2.5.1 Esforço cortante

Segundo Hibbeler (2010) o cortante é uma força que atua cisalhando uma seção do material e é desenvolvido quando as cargas externas provocam deslizamentos de uma parte do material sobre o outro. O efeito desse tipo de esforço é conhecido como tensão de cisalhamento.

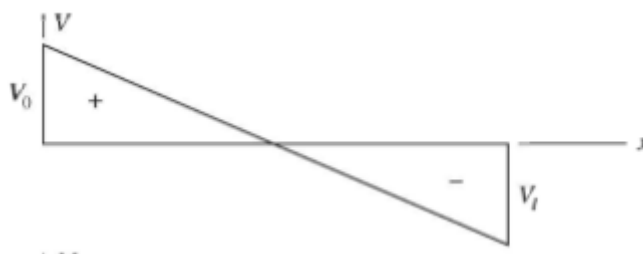
Para calcular o valor do cortante é utilizada a Eq. 9.

$$V(x_b) = - \int w(x_b) dx_b, \quad (9)$$

Utilizando a Eq. 9 é possível determinar o valor de cortante em qualquer ponto de uma geometria se comporte como uma viga. A partir disso é plotado um gráfico de

distribuição de esforço cortante ao longo do comprimento da viga com a intenção de determinar o valor de cortante máximo e a posição geométrica em que isso acontece. Um exemplo desse tipo de gráfico pode ser visto na Fig. 04.

Figura 04 – Diagrama de esforço cortante para uma carga distribuída.



Fonte: Budynas; Nisbett (2008).

2.5.2 Momento fletor

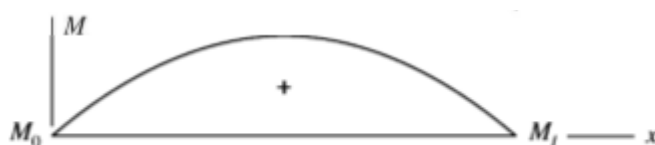
O momento fletor é um esforço é gerado por cargas externas que tendem a causar uma flexão no material. Tal esforço traciona superfícies do material ao mesmo tempo que comprime outras (HIBBELER, 2010). Esses efeitos de tração e compressão são entendidos como efeitos de uma tensão normal no material.

O momento fletor se relaciona com o esforço cortante através da Eq. 10.

$$M(x_b) = \int V(x_b) dx_b, \quad (10)$$

A partir da Eq. 10 é possível determinar o valor de momento fletor em cada ponto de uma viga. Isso permite gerar um gráfico com a distribuição do momento fletor ao longo do comprimento da viga, como é mostrado na Fig. 05.

Figura 05 – Diagrama de momento fletor para uma carga distribuída.



Fonte: Budynas; Nisbett (2008).

2.6 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL POR ELEMENTOS FINITOS

Pode-se entender simulação como a tentativa de recriar os diferentes comportamentos de um sistema real, por meio de um modelo matemático (VIEIRA, 2006). Para Kelton e Sadowski (2002) a simulação é a ação de desenvolver um modelo computacional que representa um sistema físico e realizar experimentos para entender o comportamento do sistema e elaborar melhores estratégias em sua utilização.

Para desenvolver um produto é necessário que a equipe responsável separe esse processo em algumas etapas como por exemplo a idealização, planejamento, projeto inicial, fabricação de protótipos, testes, ajuste do projeto, fabricação de peças, montagem e por fim, a venda. De acordo com Kiam e Pereira (2007) a simulação computacional é uma ferramenta que auxilia equipes de projetistas a realizar experimentos através de métodos computacionais, experimentos esses que se fossem feitos de maneira convencional resultariam em grandes gastos com fabricação de protótipos para testes, que após desses testes seriam descartados, além disso, o tempo gasto com o projeto seria elevado. Utilizando a simulação computacional, pode-se reduzir custos e tempo na etapa de desenvolvimento de determinado projeto.

No ramo da simulação computacional existem diversas teorias que servem como fundamentos para solução de problemas físicos, entre elas podemos citar as diferenças finitas, os volumes finitos e os elementos finitos, cada uma delas foi desenvolvida especificamente pois apresentam um melhor resultado na solução para determinados problemas. Nesse trabalho, o foco será a teoria dos elementos finitos.

O método dos elementos finitos (MEF) ganhou força em meados dos anos 50 inicialmente com o estudo de estruturas reticuladas. Hoje o método é extremamente utilizado para solucionar problemas na área estrutural, utilizando como objeto de estudo diversas formas de estruturas que podem ser uni, bi ou tridimensionais; além disso esse método pode ser utilizado para solução de problemas estáticos ou dinâmicos tanto no regime linear elástico como no regime não linear (VAZ, 2011).

Esse método tem como base os conceitos de discretização do contínuo e de matriz de interpolação. O primeiro trata-se de como transformar uma estrutura contínua com infinitos pontos de análise, em uma estrutura discreta com finitos pontos de estudo. Como exemplo podemos pensar em uma barra metálica reta, caso seja aplicada uma força suficientemente grande no meio dessa barra, ela toda irá se

deformar, essa deformação ocorre nos infinitos pontos da barra; para determinar o valor de deformação exato em algum ponto arbitrário da barra é quase impossível, mas quando se discretiza essa barra em 10 pedaços, por exemplo, conseguimos entender muito mais facilmente como ocorre a deformação em um determinado pedaço dessa barra (FILHO, 2013).

O segundo conceito explica como determinar o comportamento de qualquer ponto de um elemento através do comportamento dos nós desse elemento. Para exemplificar vamos imaginar uma chapa metálica retangular, supondo que essa chapa seja dobrada todo o material irá sofrer uma deformação, e caso se precise determinar a deformação no centro do retângulo, esse resultado pode ser obtido através das deformações dos vértices desse retângulo através da solução de uma série de sistemas matriciais de equações (FILHO, 2013).

Dentre as técnicas presentes no MEF para solução de problemas estruturais a mais comum é o método dos deslocamentos (VAZ, 2011). Este método consiste em tratar os deslocamentos nodais como as incógnitas do problema e relacionar esses deslocamentos com as forças atuantes nos elementos através do que se chama de matriz de rigidez do elemento, como mostra a Eq. 11.

$$\{f\} = [k]\{d\}, \quad (11)$$

Cada elemento tem suas próprias equações de equilíbrio apresentando diferentes componentes de deslocamento e força que variam de acordo com o tipo de modelagem utilizada para representar o elemento real. Como o objetivo é saber o comportamento da estrutura completa, é necessário fazer uma integração de todos os elementos que formam a malha e a para descrever o comportamento de toda a estrutura se utiliza a Eq. 12 (LOGAN, 2010).

$$\{F\} = [K]\{D\}, \quad (12)$$

Existem diversos softwares que realizam simulação computacional com base no método dos elementos finitos, um deles é o ANSYS. Ele é uma ferramenta de simulação computacional que apresenta uma vasta gama de possibilidades de aplicações nas mais diferentes áreas da engenharia, comportando no seu banco de dados uma grande quantidade de equações fundamentais do eletromagnetismo, mecânica dos fluidos, transferência de calor e massa, resistência dos materiais e mecânica dos sólidos. A partir dele é possível resolver criar e otimizar geometrias de

diferentes materiais, fazer análises 1D, 2D ou 3D sendo elas estacionárias ou transientes. Além disso ele possui uma alta compatibilidade com softwares CAD como por exemplo o SOLIDWORKS e INVENTOR (ESSS, 2020).

Outro software que utiliza a teoria dos elementos finitos é o COMSOL Multiphysics que possibilita, assim como o anterior, solucionar problemas complexos de diversas áreas como estruturas, mecânica dos fluídos e propagação sonora. Também oferece a possibilidade de analisar sistemas 1D, 2D ou 3D, lineares ou não lineares. Uma diferença em relação a outros softwares é a criação de modelos assistida, na qual o usuário é guiado no desenvolvimento do modelo estudado, etapa por etapa (COMSOL, 2017). Outra diferença com relação a seus concorrentes é que o COMSOL não oferece versão para estudantes, o que pode ser visto como uma desvantagem do software.

3 METODOLOGIA

3.1 PARÂMETROS INICIAIS

A câmara dimensionada consiste num projeto frigorífico de carnes e laticínios. Para realizar este dimensionamento, foram utilizadas as seguintes especificações:

- Localização: Corumbá, MS
- Congelamento: 15 T/dia de carne bovina
- Resfriamento: 5000 L/dia de coalhada
- Número de funcionários: 8
- Equipamentos: 3 serras para corte de carne

A carga térmica total a ser refrigerada, foi calculada mediante o somatório das cargas parciais atuantes no sistema, sendo estas a carga do produto, de infiltração, de iluminação, das pessoas, a carga atribuída a transferência de calor entre os meios externo e interno e a carga térmica gerada pela dissipação do calor de equipamentos elétricos, neste caso, as serras.

As dimensões estruturais da câmara e das prateleiras foram obtidas através de cálculos geométricos. Para realização destes, houve a necessidade coleta de dados iniciais sobre os alimentos armazenados, tais como densidade de estocagem da carne

congelada e da coalhada e suas respectivas embalagens. Relacionando os resultados encontrados com a massa a ser estocada fornecida nas especificações de projeto foi possível encontrar o volume total de estoque. Em posse dessas informações, as prateleiras de armazenamento de carne e coalhada foram dimensionadas, e por fim, os espaçamentos entre elas, tornando-se possível então calcular as dimensões totais da câmara.

Os cálculos de carga térmica foram realizados seguindo os direcionamentos indicados pela ASHRAE (*American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers*) em seu manual de refrigeração publicado em 2010, contando com o auxílio de Oliveira e Paiva (2016). Para realização das operações matemáticas envolvidas, utilizou-se o *software Engineering Equation Solver (EES)*, para os desenhos 2D foi utilizado o *software AutoCad 2019* e para os desenhos 3D foram utilizados os *softwares INVENTOR 2018* e *REVIT 2019*, já para as simulações foi utilizado o *software ANSYS 2020R1*. É importante lembrar que todos os *softwares* foram utilizados em suas versões estudantis.

3.2 DIMENSIONAMENTO DAS PRATELEIRAS

Para dimensionar o espaço em que seria estocado tanto a carne bovina como a coalhada é necessário determinar o volume ocupado pelos produtos. Para a carne foi fornecido a quantidade de 15000kg que deve ser estocada, logo foi necessário transformar esse valor em volume, para isso foi utilizada a densidade de estocagem. Segundo a portaria nº 711 de novembro de 1995 do Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento a densidade de estocagem de carne bovina deve estar entre $400kg/m^3$ e $500kg/m^3$, para o desenvolvimento desse trabalho foi utilizada uma densidade de estocagem média de $450kg/m^3$.

A partir da Eq. 13 foi calculado qual o volume de estocagem necessário para armazenar toda a carne.

$$V_e = \frac{M_e}{\rho_{em}}, \quad (13)$$

A partir do volume de estocagem foi decidido quais seriam as dimensões ótimas para as prateleiras que serão responsáveis por fazer o armazenamento da carne.

Já para o dimensionamento das prateleiras da coalhada o processo foi similar. O requisito de projeto é que seja armazenado 5000 L/dia de coalhada, como se sabe, a coalhada não é sólida. Portanto foi necessário determinar qual seria a embalagem ideal para estocar o produto.

A embalagem escolhida foi um balde que é usado para armazenar muitos tipos de laticínios, inclusive a coalhada. Depois de escolher a embalagem foi necessário calcular o volume de cada balde para determinar quanto de coalhada cada balde consegue comportar. Para isso foram medidas as dimensões do balde e calculado seu volume, dado em L, através da Eq. 14.

$$V_b = \frac{\pi D_b^2 H_b 1000}{4}, \quad (14)$$

Sabendo o volume de cada balde foi calculada a quantidade de baldes necessários para armazenar os 5000 L, através da Eq. 15.

$$N_b = \frac{5000}{V_b}, \quad (15)$$

Vale salientar que foi utilizado o valor inteiro mais próximo do resultado obtido, uma vez que não é possível a fabricação e compra de frações do balde.

Depois de determinado o número de baldes necessários para armazenar a coalhada, foi possível decidir quais as dimensões ótimas das prateleiras onde ficará estocado o produto.

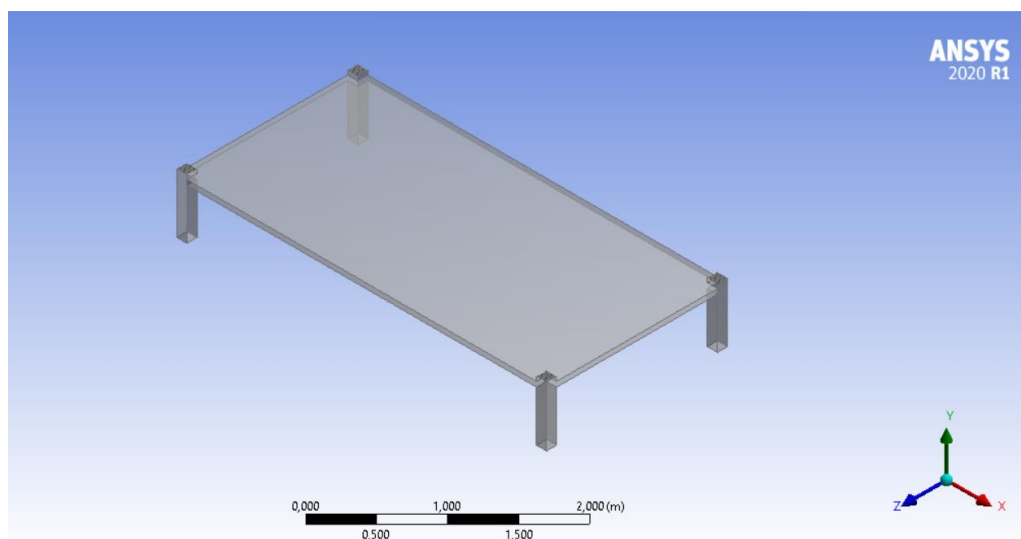
3.2.1 Análise estrutural das prateleiras

Após o dimensionamento pelo volume de estocagem do produto, foi necessário fazer uma análise estrutural das prateleiras para saber se as prateleiras serão capazes de suportar toda a carga que irão receber, assim como a escolha do seu material.

Primeiramente foi considerado que o peso do produto armazenado é distribuído uniformemente entre as diversas chapas de cada prateleira, essa consideração é fundamental pois toda a análise pode ser feita em apenas em uma das chapas da prateleira e depois expandida para as demais. Essa consideração é válida visto que na prática tenta-se distribuir a carga a ser estocada de maneira equivalente.

Inicialmente foi feito um desenho do sistema que seria analisado (Fig. 06).

Figura 06 – Sistema utilizado para o dimensionamento estrutural.



Fonte: Autor (2021).

Para dar início ao cálculo estrutural é fundamental determinar a força resultante proveniente da carga distribuída. De acordo com Beer (2012) a força resultante é a soma de todas as forças envolvidas no problema, no caso analisado o peso do produto é distribuído em uma área, dessa forma a força resultante pode ser calculada através da Eq. 16.

$$F_R = \iint f(x, y) dA, \quad (16)$$

A partir da força resultante deve-se calcular as reações nos apoios, como a carga é distribuída uniformemente e todos os apoios são exatamente iguais, é utilizada a hipótese de que as reações nos apoios são iguais. Nesse problema como a carga é totalmente unidimensional esse valor foi calculado através da Eq. 17.

$$\sum F_y = 0, \quad (17)$$

Após isso foram determinadas as equações de esforço cortante e de momento fletor através do método das seções e foram plotados os respectivos gráficos. Esses esforços são gerados a partir da aplicação de uma carga externa no material e a sua intensidade pode variar com a posição de análise (HIBBELER, 2011). Essa análise foi

feita tanto para o eixo x como para o eixo z, pois ocorre distribuição de carga em ambos os sentidos.

Depois de determinar qual o cortante e o momento máximo foi calculada a espessura mínima que deve ser atribuída na chapa, através da Eq. 18. Esse cálculo foi feito a partir da tensão admissível de dois materiais, o primeiro foi o alumínio, pois é um material extremamente utilizado na fabricação de peças metálicas; o outro é o aço inoxidável, que por sua vez é um metal que apresenta uma alta resistência e baixa taxa de oxidação.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x}y}{I}, \quad (18)$$

Vale salientar que a tensão ($\sigma_{m\acute{a}x}$) precisa ser menor que a tensão admissível do material utilizado (σ_{adm}). Segundo Budynas (2008) quando se dimensiona um elemento por completo é necessário pensar no máximo esforço durante o uso, portanto o valor de momento que deve ser utilizado é o momento máximo em módulo.

Todos os cálculos realizados para determinar a força resultante e esforços internos foram feitos no *software PYTHON* e são apresentados no apêndice.

Após todo o dimensionamento analítico completo foi realizado uma simulação computacional afim de validar toda a análise. A teoria utilizada foi a teoria dos elementos finitos e o software utilizado foi o *ANSYS*.

Foram desenhadas as geometrias das prateleiras em 3D e determinado o material, também foi aplicada a força resultante em todas as chapas da prateleira, uma vez que o produto é armazenado em cima de cada prateleira.

Além das forças que atuam na prateleira é necessário atribuir a condição de restrição de movimento, uma vez que não exista essa restrição a prateleira iria apenas se mover no espaço e não gerar nenhum tipo de tensão, portanto na superfície inferior de cada barra lateral foi aplicado uma restrição impedindo o movimento da prateleira em qualquer direção, todo esse passo a passo foi feito tanto para a prateleira de carnes quanto a de coalhadas.

Para que a simulação fosse realizada foi necessário gerar uma malha de elementos finitos. Para a prateleira de carnes foi utilizada uma malha com resolução 5, um tamanho de elemento de 0,1m, além de 9678 elementos e 21377 sendo a maior

parte dos elementos de formato triangular; já para a prateleira de coalhadas a foi gerada uma malha com 4262 elementos e 9743 nós, mantendo uma resolução de 5 e 0,1m para o tamanho do elemento. E como resultado em ambos os casos foi proposto a avaliação de tensão e deformação na prateleira, além do fator de segurança.

3.3 DIMENSIONAMENTO DAS CÂMARAS

A partir do dimensionamento das prateleiras foi possível determinar as dimensões da câmara levando em consideração o posicionamento das prateleiras, das serras de corte de carne e a movimentação dos funcionários dentro da câmara. De acordo com Machado (2000) os produtos armazenados devem ter uma distância mínima de 50cm das paredes e entre si, além disso deve se manter uma distância de 60cm do teto.

Com base nisso e pensando na otimização dos processos de entrada, retirada e deslocamento do produto, além disso, para facilitar o controle de temperatura dos ambientes refrigerados, foram dimensionadas duas câmaras, uma para o armazenamento de carnes e outra para armazenar coalhadas.

Sabendo de todas as informações necessárias, foram feitos desenhos das câmaras, primeiramente foi desenhada a planta baixa que foi feito no *AutoCad 2019*, após isso, foi feita a modelagem 3D das câmaras, para isso foi utilizado o software *Revit 2019*. Esses desenhos são apresentados na seção de resultados deste trabalho.

3.4 PAREDES DA CÂMARA E ISOLAMENTO TÉRMICO

A área fria deve ser devidamente isolada, caso contrário, teremos que adicionar esse calor extra para ser contabilizado no cálculo de carga térmica, e consequentemente os equipamentos terão que ser de maior potência gerando um custo ainda maior. Com um isolamento eficiente diminuimos o fluxo de calor e prevenimos a condensação das paredes externas da câmara.

Um bom projeto de construção de câmara frigorífica, onde existe um severo controle de temperatura, depende do levantamento das necessidades do mesmo. (COSTA, 1982).

Os fenômenos combinados presente no processo são os de convecção, radiação e condução. Na realidade, a transferência de calor se dá através de condução na parte sólida, enquanto que nos vazios acontece por condução, convecção e radiação; devido a mobilidade do ar e ao princípio das placas intermediárias, tanto a convecção quanto a irradiação nos materiais isolantes são desprezíveis (COSTA, 1982).

Os valores da radiação para cálculo de isolamento serão nulos, pois as paredes não terão exposição aos raios solares, então o fator será zero. Da mesma maneira que o coeficiente da convecção externo será nulo, pois as paredes não sofreram com a velocidade do ar externo.

Os isolantes são em sua grande maioria, porosos e a sua resistência térmica se deve, em grande parte, à baixa condutividade térmica do ar contido nos seus vazios (CHAGAS, 2012).

A escolha do isolante depende prioritariamente dos seguintes fatores, da sua condutividade térmica, densidade, menor risco de fogo (inflamabilidade), facilidade de instalação, resistência a decomposição. Além disso, ele deve ser isento de microrganismo, isento de odores e vapores desagradáveis e resistente à absorção de água (CHAGAS, 2012). Tendo em vista que quanto maior for a densidade maior será a resistência mecânica a compressão e também será maior a resistência térmica.

Deste modo foram avaliados e comparados isolantes de dois materiais diferentes: o poliuretano expandido e o poliestireno expandido, uma vez que são materiais comuns no revestimento de câmaras frigoríficas.

Já as paredes da câmara podem ser de alvenaria ou de painéis modulares que já incluem o isolante desejado. Para decidir qual dos dois tipos será usado no projeto foi realizado um estudo levando em conta características como: facilidade de construção e limpeza, além dos custos para implantação.

3.5 CARGA TÉRMICA DO PRODUTO

Para câmaras frigoríficas que são responsáveis pelo resfriamento de alimentos, a maior parte da carga térmica está associada ao processo de retirada de calor dos produtos até a temperatura de armazenamento, bem como para manter o produto

nesta temperatura. Tendo em vista que estas câmaras operam resfriando ou congelando alimentos, tem-se como forma de calcular o calor de refrigeração a Eq. 19.

$$Q_{resf} = m_p c_1 (t_{ip} - t_{rp}), \quad (19)$$

É possível observar que esta equação semelhante a equação clássica de troca de calor. Quando o produto necessita ser congelado, a quantidade de equações que envolvem o processo aumenta. Inicialmente se calcula o calor para refrigerar o produto até sua temperatura de congelamento (Eq. 20), após isso, calcula-se o calor associado ao congelamento do produto (Eq. 21) e por fim, o calor retirado do produto para refrigerar o produto até sua temperatura de armazenamento (Eq. 22), abaixo do ponto de congelamento.

$$Q_{resf+cong} = m_p c_1 (t_{ip} - t_{cp}), \quad (20)$$

$$Q_{cong} = m_p h_{cp}, \quad (21)$$

$$Q_{amz} = m_p c_2 (t_{cp} - t_{amz}), \quad (22)$$

É possível observar que as Eq. 20 e 22 apresentam estruturas semelhantes, uma vez que tratam apenas da troca de calor por diferença de temperatura, e a Eq. 21 tem estrutura diferente das outras devido ao processo de mudança de fase (congelamento) ocorrer, por definição, a temperatura constante.

A carga térmica total associada ao resfriamento/congelamento do produto em kW é determinada a partir do somatório de todas as cargas envolvidas no processo, relacionadas com o tempo levado para realizar este resfriamento/congelamento, como mostra a Eq. 23.

$$Q_{tp} = \frac{Q_{resf+cong} + Q_{cong} + Q_{amz}}{3600n}, \quad (23)$$

Na Tabela 01 abaixo, é possível visualizar os dados de entrada utilizados para calcular a carga térmica de produto, para a carne e para a coalhada.

Tabela 01 – Valores de entrada para dimensionamento da carga térmica de refrigeração de produtos.

Item	Valor
Massa da carne (kg)	15000
Massa da coalhada (kg)	5150

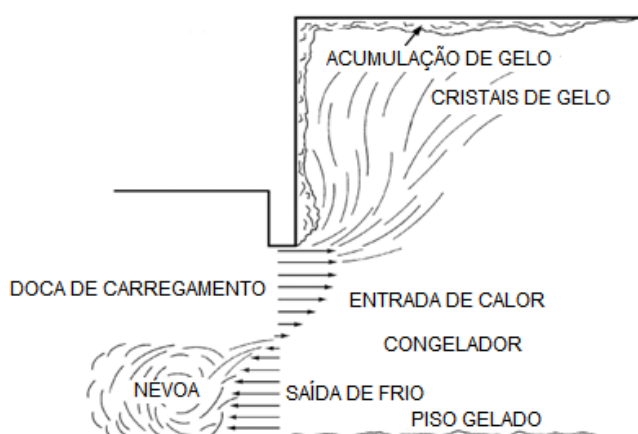
Calor específico da carne antes do congelamento ($kJ/kg \cdot K$)	3,170
Calor específico da carne após o congelamento ($kJ/kg \cdot K$)	1,710
Calor específico da coalhada antes do congelamento ($kJ/kg \cdot K$)	3,751
Temperatura inicial da carne ($^{\circ}C$)	5
Temperatura de congelamento da carne ($^{\circ}C$)	-2
Temperatura de armazenamento da carne ($^{\circ}C$)	-20,5
Temperatura inicial da coalhada ($^{\circ}C$)	10
Temperatura de resfriamento da coalhada ($^{\circ}C$)	5
Calor latente de fusão da carne (kJ/kg)	231,82
Tempo para resfriamento da carne (h)	4
Tempo para resfriamento da coalhada (h)	1

Fonte: ASHRAE (2010), adaptado pelo autor.

3.6 CARGA TÉRMICA DE INFILTRAÇÃO

Câmaras frigoríficas operam, em geral, a temperaturas consideravelmente distintas das do ambiente me que estão alocadas. Ao se abrir a porta, a diferença de densidade entre as massas de ar externo e interno faz com que haja troca de calor entre os ambientes (Fig. 07).

Figura 07 – Representação da movimentação das massas de ar na abertura da porta de uma câmara fria.



Fonte: ASHRAE (2010), adaptado pelo autor.

Segundo ASHRAE (2010) este ganho de calor pode ser calculado fazendo uso da Eq. 24.

$$Q_{inf} = qD_t D_f (1 - E), \quad (24)$$

É possível observar que a carga de infiltração é composta pela relação entre os fatores que atuam no processo de infiltração do ar, sendo eles o cargo sensível e latente para um fluxo de ar totalmente estabelecido, o fator de fluxo de ar na porta, o tempo de abertura da porta e a efetividade dos equipamentos de proteção envolvidos. A Eq. 25 mostra como é feito o cálculo da troca de ar para um fluxo estabilizado, Além disso, as equações de 25 até 27 também são propostas por ASHRAE (2010).

$$q = 0,221A_p(h_{if} - h_r)\rho_r \left(1 - \frac{\rho_{if}}{\rho_r}\right)^{0,5} (gH_p)^{0,5} F_m, \quad (25)$$

A equação foi desenvolvida empiricamente, relacionando características do ar e das dimensões da câmara. Para se calcular o fator de densidade, utiliza-se a Eq. 26.

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_r}{\rho_{if}}\right)^{\frac{1}{3}}}\right]^{1,5}, \quad (26)$$

O próximo passo para se encontrar o valor de carga de infiltração é encontrar o valor de D_t . Para isso, utiliza-se a Eq. 27.

$$D_t = \frac{(P\theta_p + \theta_o)}{3600\theta_d}, \quad (27)$$

Esta equação relaciona os tempos de abertura, fechamento e permanência da porta aberta, bem como a quantidade de passagens pela porta, para se dimensionar um coeficiente médio, que represente o tempo por dia que a porta estará aberta. D_f e E são valores fixos que variam de acordo com a condição do ambiente em que a câmara está alocada (D_f) e os equipamentos de proteção da porta (E). Na Tabela 02, é possível visualizar estes valores, bem como os outros utilizados para o cálculo da carga de infiltração.

Tabela 02 – Valores de entrada para dimensionamento da carga térmica de infiltração.

Item	Valor
Área da porta (m^2)	3,75
Altura da porta (m)	2,50
Entalpia do ar infiltrado (kJ/kg)	77,94
Entalpia do ar refrigerado (carne) (kJ/kg)	-19,19

Entalpia do ar refrigerado (coalhada) (kJ/kg)	15,88
Densidade do ar infiltrado (kg/m^3)	1,151
Densidade do ar refrigerado (carne) (kg/m^3)	1,392
Densidade do ar refrigerado (coalhada) (kg/m^3)	1,262
Aceleração da gravidade (m/s^2)	9,81
Número de passagens pela porta	500
Tempo de abertura e fechamento da porta (s)	10
Tempo em que a porta permanece aberta (s)	10
Tempo de referência (h)	24
Fator fluxo de ar na porta	0,8
Efetividade do equipamento de proteção (tiras de plástico)	0,93

Fonte: ASHRAE (2010), adaptado pelo autor.

3.7 CARGA TÉRMICA DE TRANSMISSÃO DE CALOR ENTRE MEIOS

Os ganhos por transmissão de calor estão divididos em ganho por calor sensível e por calor latente. Segundo a ASHRAE (2010), o ganho por calor latente através de paredes, pisos e tetos nas instalações refrigeradas modernas é desprezível. O ganho por calor sensível pode ser calculado com o auxílio da Eq. 28.

$$q_{tc} = UA(t_i - t_e), \quad (28)$$

A vantagem da utilização dessa equação é que esta condensa as transferências de calor por condução e convecção num coeficiente global, facilitando os processos de dimensionamento para este tipo de carga térmica. Esse coeficiente global pode ser calculado através da Eq. 29.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}}, \quad (29)$$

Em condições de contorno onde as paredes tem espessura consideravelmente grossa e um bom isolante, resultando numa baixa condutividade, os valores de $\frac{1}{h_i}$ e $\frac{1}{h_o}$ tornam-se tão pequenos que tem pouco efeito na equação e podem ser omitidos. As paredes são comumente feitas de mais de um material, dessa forma $\frac{x}{k}$ representa a resistência composta do material. No caso da câmara frigorífica projetada que possui uma composição de parede de duas chapas metálicas de aço galvanizado que prensam um isolante de poliuretano expandido que adotam as condições de contorno

de irrelevância de $\frac{1}{h_i}$ e $\frac{1}{h_o}$, o cálculo do coeficiente global de transferência da calor pode ser dado pela Eq. 30 abaixo.

$$U = \frac{1}{\frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3}}, \quad (30)$$

Na qual os valores de x representam as espessuras dos materiais que compõem as paredes, piso e teto e os de k seus respectivos valores de condutividade térmica. Na Tabela 03, é possível visualizar os valores utilizados para o dimensionamento da carga térmica de transmissão de calor por paredes, pisos e teto.

Tabela 03 – Valores de entrada para dimensionamento da carga térmica de transmissão de calor por paredes, pisos e teto.

Item	Valor
Área total (carne) (m^2)	201,27
Área total (coalhada) (m^2)	197,27
Temperatura interna da câmara (carne) ($^{\circ}C$)	-20,5
Temperatura interna da câmara (coalhada) ($^{\circ}C$)	5
Temperatura externa ($^{\circ}C$)	29
Espessura da chapa de aço galvanizado (m)	0,01
Espessura do isolante de poliuretano expandido (m)	0,180
Condutividade térmica da chapa de aço galvanizado (W/mK)	0,5
Condutividade térmica do isolante de poliuretano expandido (W/mK)	0,026

Fonte: ASHRAE (2010), adaptado pelo autor.

3.8 CARGA TÉRMICA DE ILUMINAÇÃO

O calor dissipado pelas fontes internas de iluminação presentes na câmara fria pode ser calculado a partir da Eq. 31 (ASHRAE, 2010).

$$Q_{ilum} = W_i A_{tp} D_{to}, \quad (31)$$

Nota-se que o calor de iluminação depende apenas da taxa de iluminação, a área que vai ser iluminada e o tempo em que a luz permanecerá acesa, em geral considerando este o mesmo tempo que os trabalhadores permanecem dentro da câmara. Na Tabela 04, estão dispostos os valores considerados para cálculo de carga térmica por iluminação no projeto em questão.

Tabela 04 – Valores de entrada para cálculo de carga térmica de iluminação.

Item	Valor
Taxa de iluminação (W/m^2)	10
Área total do piso (carne) (m^2)	51,5
Área total do piso (coalhada) (m^2)	51,5
Tempo médio de utilização (referência – 24h) (h)	16

Fonte: Autor (2021).

3.9 CARGA TÉRMICA DAS PESSOAS

Por terem temperatura acima do zero absoluto, pessoas também contribuem no aumento carga térmica transferida para o sistema. De acordo com ASHRAE (2010) o cálculo de calor equivalente liberado por pessoa pode ser feito através das Eq. 32, logo abaixo:

$$Q_{eq} = 272 - 6(t_i), \quad (32)$$

Calculando dessa forma um calor médio liberado por pessoa, que depende exclusivamente da temperatura da câmara. Com o resultado, é possível calcular o calor que as pessoas transmitem para o ambiente. Este, é dado pela Eq. 33.

$$Q_{tpes} = N_p Q_{eq}, \quad (33)$$

Na Tabela 05, é possível visualizar os valores utilizados para o dimensionamento da transmissão de calor por ocupação de pessoas.

Tabela 05 – Valores de entrada para cálculo transmissão de calor por ocupação.

Item	Valor
Número de pessoas	8
Temperatura interna da câmara (carne) ($^{\circ}C$)	-20,5
Temperatura interna da câmara (coalhada) ($^{\circ}C$)	5

Fonte: Autor (2021).

3.10 CARGA TÉRMICA DE EQUIPAMENTOS

A carga térmica gerada pela dissipação de calor de equipamentos elétricos dentro da câmara, diferentemente das outras cargas que são calculadas, pode ser consultada em tabelas disponibilizadas pela ASHRAE, que relaciona a dissipação de calor à potência do motor. A câmara frigorífica projetada contará com 3 (três) serras elétricas para corte de carne. Consultando a Tabela 06, pode-se obter o calor dissipado pelo motor da serra escolhida.

Tabela 06 – Ganho de calor por motores elétricos.

Motor avaliado [kW]	Potência nominal [rpm]	Eficiência do motor com carga máxima [%]	Localização do motor e equipamento acionado em relação ao espaço condicionado ou fluxo de ar		
			A	B	C
			Motor dentro e equipamento acionado dentro [W]	Motor fora e equipamento acionado dentro [W]	Motor dentro e equipamento acionado fora [W]
0,04	1500	35	105	35	70
0,06		35	170	59	110
0,09		35	264	94	173
0,12		35	340	117	223
0,19	1750	54	346	188	158
0,25		56	439	246	194
0,37		60	621	372	249
0,56	1750	72	776	557	217
0,75		75	993	747	249
1,1		77	1453	1119	334

Fonte: ASHRAE (2010), adaptado pelo autor.

3.11 SELEÇÃO DO FLUIDO REFRIGERANTE

O fluido refrigerante é um componente necessário para um sistema de refrigeração (STOECKER; MILLER R., 2018; 2014). Segundo a ABRAVA (2016) as características que devem ser avaliadas para selecionar o fluido de trabalho são inflamabilidade, toxicidade, nível de agressão à camada de ozônio, contribuição para o aquecimento global, ambiente a ser refrigerado e desempenho, além disso, o fluido deve ser reconhecido pelas normas vigentes e possuir certificação e documentação técnica completa. Por isso sua escolha tem que ser bem pensada, levando em conta aspectos que possam influenciar seu funcionamento, assim como os efeitos de sua utilização.

Levando em conta essas características foi realizada uma análise para verificar qual fluido apresenta uma baixa taxa de destruição da camada de ozônio e baixa contribuição para o aquecimento global, a Tabela 07 apresenta esses índices de alguns fluidos.

Tabela 07 – Índices de impacto ambiental de alguns fluidos.

Familia	Nº	Nome	ODP	GWP
Hidrocarbonetos halogenados	11	Tricloromonofluormetano	1	1
	12	Biclorobifluormetano	1	3,2
	13	Monoclorotrifluormetano		
	22	Hidrobicloromonofluormetano	0,05	0,34
	23	Hidrotrifluormetano	0	N/d
	32	Bihidrobifluormetano	0	0,12
	123	Hidrobiclorobifluoretano	0,02	0,02
	125	Hidropentafluoretano	0	0,84
	134a	Bihidrotetrafluoretano	0	0,28
	152a	Tetrahidrobifluoretano	0	0,03
Misturas não azeotrópicas	401A		0,03	0,22
	402A		0,02	0,52
	403A			
	404A		0	0,94
	407C		0	0,38
	409A		0,05	0,3
	410A		0	0,45
Misturas azeotrópicas	500			
	502		0,22	3,7
	507a			
Hidrocarbonetos	170	Etano		
	290	Propano		
	600	Butano		
	600a	Butano normal (isobutano)		
Compostos inorgânicos	717	Amônia	0	0
	718	Água	0	0
	744	Bióxido de carbono (gás carbônico)		

Fonte: ASHRAE (2010), adaptado pelo autor.

É possível notar que os compostos inorgânicos são quem apresentam as melhores taxas e não contribuem nem para a destruição da camada de ozônio, nem para o aquecimento global. Também foi verificado que fluídos *blended* são os mais utilizados comercialmente, por possuírem um baixo nível de toxicidade e flamabilidade como mostrado na Tabela 08.

Tabela 08 – Classificação de segurança de alguns fluídos.

Número do fluído frigorífico	Composição	Tolerâncias de composição	OEL ppm v/v	Grupo de segurança	RCL		Altamente tóxico ou tóxico
					ppm v/v	g/m ³	
R-404A	R-125/143a/134a (44.0/52.0/4.0)	Mistura (±2,0/±1,0/±2,0)	1000	A1	13000 0	500	Nenhum
R-407C	R-32/125/134a (23.0/25.0/52.0)	Mistura (±2,0/±2,0/±2,0)	1000	A1	76000	270	Nenhum
R-408A	R-125/143a/22 (7.0/46.0/47.0)	Mistura (±2,0/±1,0/±2,0)	1000	A1	95000	340	Nenhum
R-410A	R-32/125 (50.0/50.0)	Mistura (+ 0,5, - 1,5/ +1,5, - 0,5)	1000	A1	13000 0	390	Nenhum
R-417A	R-125/134a/600 (46.6/50.0/3.4)	Mistura (±1,1/±1,0/+0,1)	1000	A1	13000	56	Nenhum
R-502	R-22/115 (48.8/51.2)	Mistura	1000	A1	73000	330	Nenhum
R-507A	R-125/143a (50.0/50.0)	Mistura	1000	A1	13000 0	520	Nenhum

Fonte: ABRAVA (2016).

Como pode-se notar, as misturas estão classificadas no grupo de segurança A1, isso significa que elas apresentam baixa flamabilidade e não é identificada a presença de toxicidade, portanto são fluídos seguros para utilização na grande maioria das aplicações.

Após a análise de todos esses itens, também foi feita uma avaliação de quais fluídos são mais utilizados em câmaras frigoríficas, seu custo de implementação e manutenção e a compatibilidade com o óleo lubrificante.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 DIMENSIONAMENTO DAS PRATELEIRAS

Após a realização dos cálculos através do volume de estocagem para a carne que foi de $11,11m^3$ de carne por prateleira, e para a coalhada obtendo 314 baldes para armazenamento, foi possível determinar as dimensões geométricas de cada prateleira. A Tabela 09 mostra os valores de comprimento, largura e altura de cada prateleira que foi especificada.

Tabela 09 – Dimensões das prateleiras.

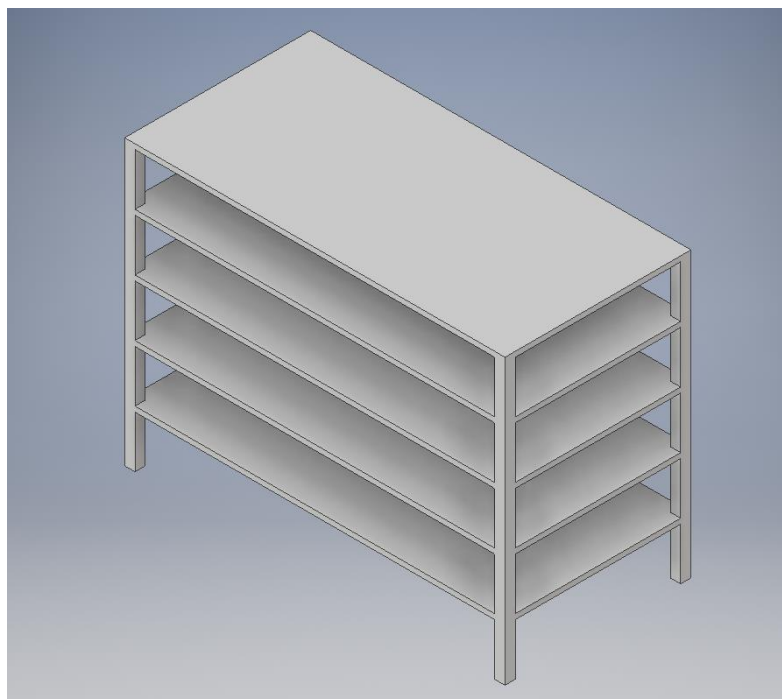
Para a prateleira de carnes		Para a prateleira de coalhadas	
Comprimento [m]	3,48	Comprimento [m]	2,40
Largura [m]	1,60	Largura [m]	1,40
Distância entre chapas [m]	0,50	Distância entre chapas [m]	0,50
Quantidade de chapas	5	Quantidade de chapas	4

Fonte: Autor (2021).

Todo o cálculo para determinar os valores de altura, comprimento, largura e distância entre chapas foi realizado com base nos dados fornecidos no escopo do projeto e nos valores de densidade e volume de estocagem dos produtos. O cálculo foi feito através do *software Engineering Equation Solver (EES)* e o código é apresentado no apêndice A.

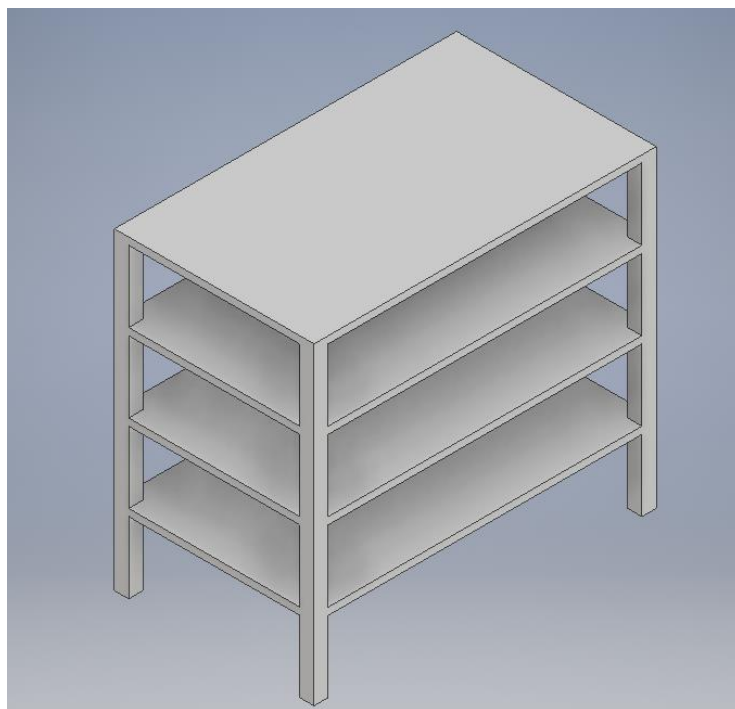
Após todas as dimensões serem determinadas, foram feitos desenhos 3D da prateleira de carne e de coalhada como mostram as Fig. 08 e 09.

Figura 08 – Prateleira de carnes com 5 pranchas.



Fonte: Autor (2021).

Figura 09 – Prateleira de coalhadas com 4 pranchas.

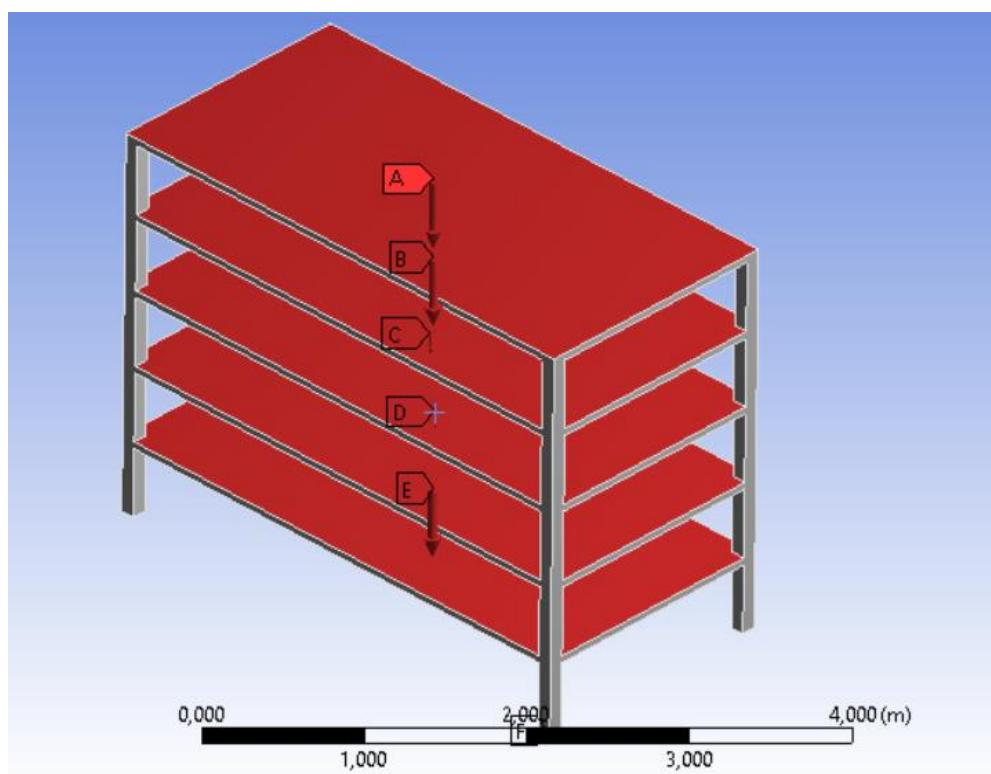


Fonte: Autor (2021).

4.2 ANÁLISE ESTRUTURAL

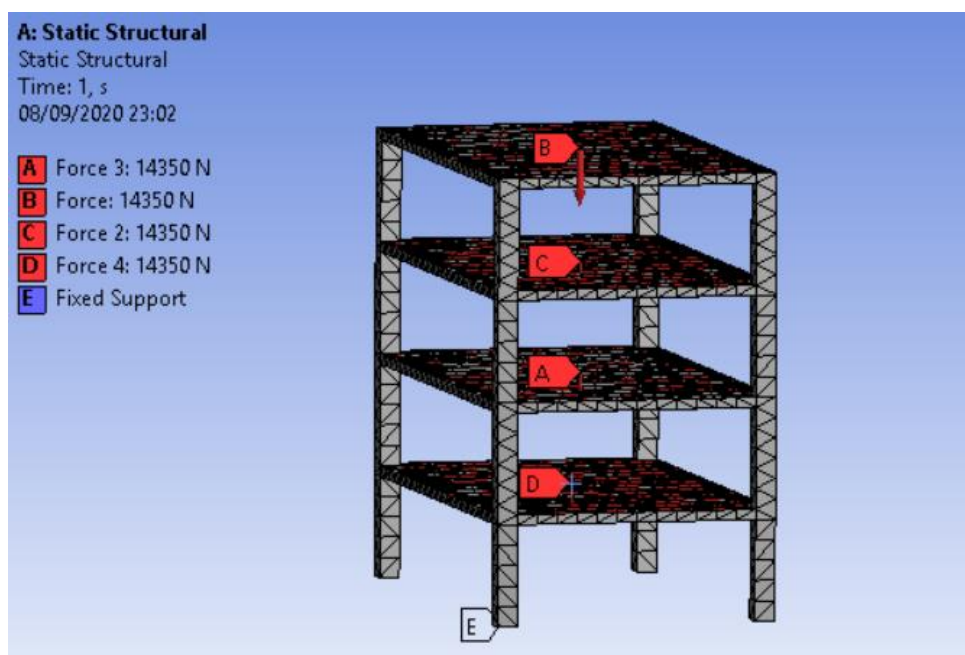
Após as prateleiras serem desenhadas, foi calculada a força resultante em cada chapa, uma vez que o produto é armazenado ficando apoiado nas superfícies. Cada chapa da prateleira de carnes recebeu uma carga de 82,8KN essa representação pode ser vista na Fig. 10. Já para a prateleira de coalhadas cada chapa recebeu uma força resultante de 14,35KN como é mostrado na Fig. 11.

Figura 10 – Aplicação de cargas e condições de contorno para a prateleira de carnes.



Fonte: Autor (2021).

Figura 11 - Aplicação de cargas e condições de contorno para a prateleira de coalhada.



Fonte: Autor (2021).

Após a determinação da força resultante em cada chapa, foi possível determinar a espessura de cada chapa presente nas prateleiras através de um dimensionamento estrutural analítico. A Tabela 10 mostra os valores da espessura das chapas levando em consideração ambos os materiais que podem ser utilizados na fabricação das prateleiras.

Tabela 10 – Valores calculados para esforços internos e espessura de cada chapa das prateleiras.

Para a prateleira de carnes			
Materiais	Esforço Cortante Máximo	Momento Fletor Máximo	Espessura Mínima
	[KN]	[KNm]	[cm]
Aço	41,40	38,09	2,48
Inoxidável	41,40	38,09	6,02
Alumínio	41,40	38,09	6,02
Para a prateleira de coalhadas			
Materiais	Esforço Cortante Máximo	Momento Fletor Máximo	Espessura Mínima
	[KN]	[KNm]	[cm]

Aço	7,24	4,34	1,10
Inoxidável			
Alumínio	7,24	4,34	2,73

Fonte: Autor (2021).

Para a prateleira de carne foi selecionado o aço estrutural pois será utilizado menos material e facilitará a fabricação. O valor de espessura mínima encontrado foi de 2,48 cm, mas para garantir a segurança do projeto e facilitar o processo construtivo da prateleira foi adotada uma espessura para as chapas de 3cm.

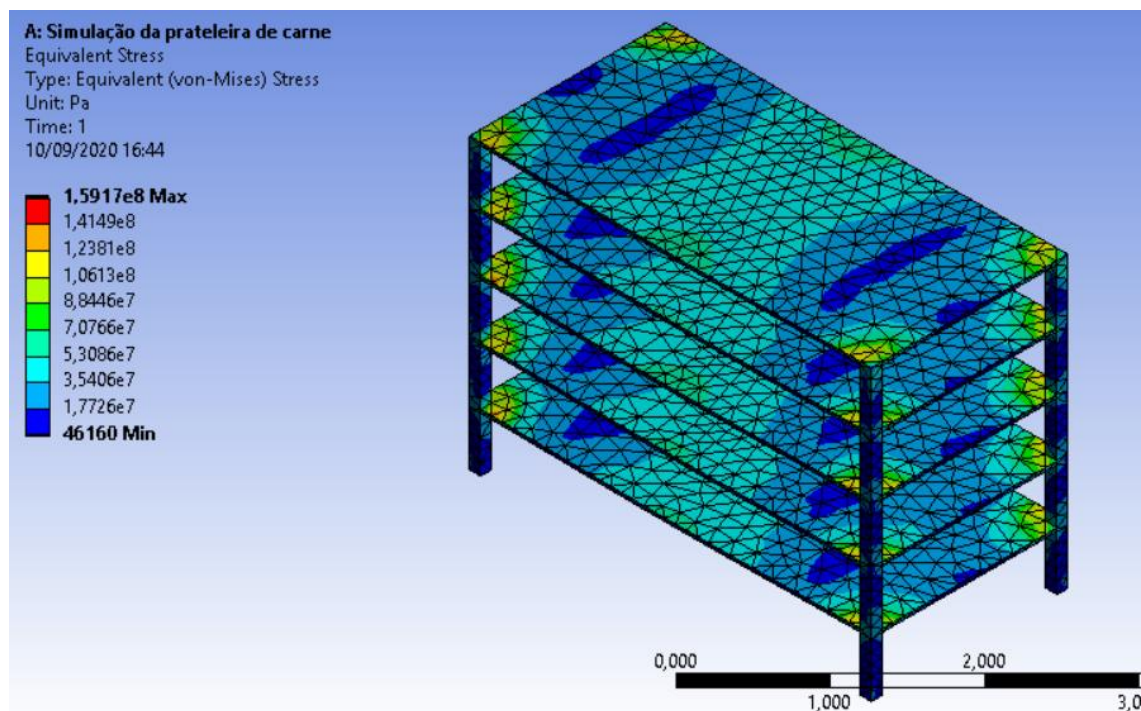
Já para a prateleira de coalhada, apesar do aço inoxidável apresentar uma menor espessura mínima, foi selecionado o alumínio, pois a carga aplicada em cada prateleira é menor fazendo com a prateleira de alumínio atenda a demanda com uma espessura um pouco maior do que a de aço inox. Além disso, a prateleira de coalhada possui um volume menor que a de carne, possuindo assim menos material, o que faz com que a escolha do alumínio seja economicamente viável. O valor de espessura mínima foi de 2,73 cm, pensando novamente em garantir a segurança do projeto e facilidade na fabricação da prateleira, foi decidido que a espessura de cada chapa será de 3 cm.

Outro ponto importante a ser notado é que independentemente da escolha do material para as prateleiras os valores dos esforços internos permanecem os mesmos. Para a prateleira de carne o cortante máximo foi de 41,40 KN e o momento foi de 38,09 KNm, já para a prateleira de coalhada os valores de cortante e momento são 7,24 KN e 4,34 KNm respectivamente; isso só comprova que o fator de maior relevância na determinação dos esforços internos é a carga a qual a prateleira está submetida.

4.2.1 Análise de tensão

Para a prateleira de carne a tensão máxima obtida foi de 159,17MPa isso representa aproximadamente 74,03% da tensão admissível do material escolhido, já o valor mínimo foi de 46,16KPa. Na Fig. 12 é possível ver a distribuição de tensões em toda geometria.

Figura 12 – Distribuição de tensões na prateleira de carne.

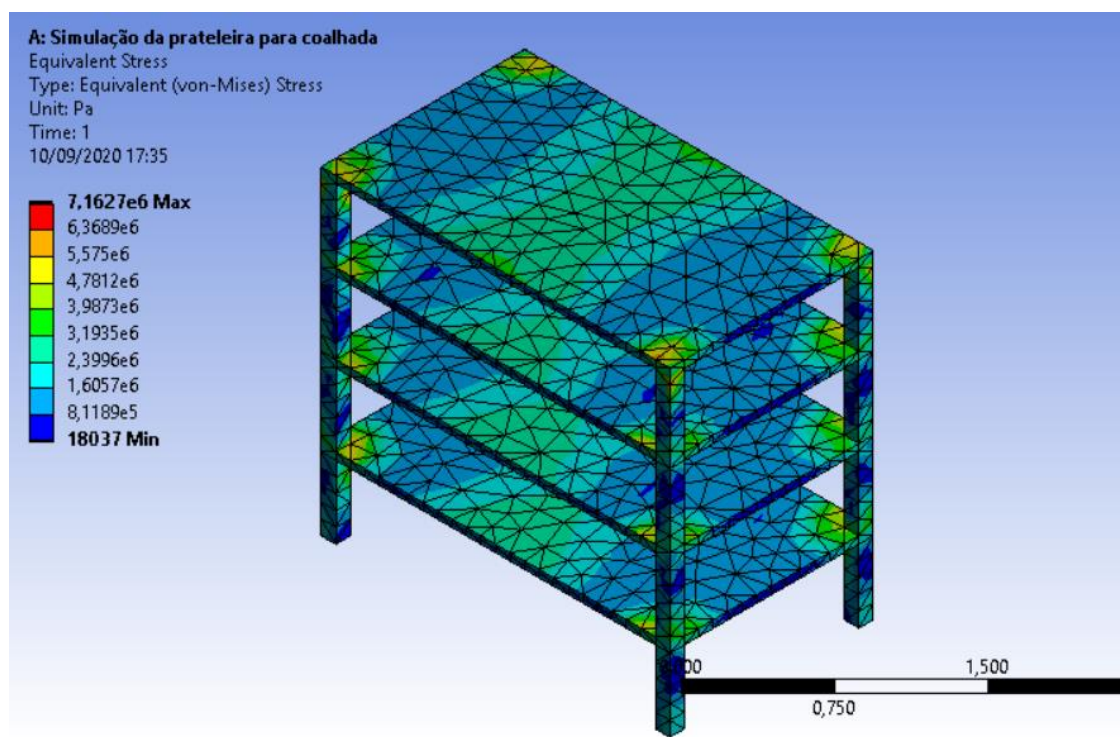


Fonte: Autor (2021).

Também é possível notar que a região que apresentou a maior tensão foi próxima aos apoios, isso ocorre porque essa região apresenta o maior momento fletor, outra região que apresentou uma alta tensão foi a região do centro das chapas visto que essa região é aquela que sofre maior deslocamento do material. Já os próprios apoios e a região próxima a linha neutra da chapa, são as regiões de menor tensão, devido à menor presença de esforços internos.

Já para a prateleira de coalhadas, máxima tensão foi de aproximadamente 7,16MPa, sendo 20,46% do valor da tensão admissível, já o valor de menor tensão foi 18,04KPa. Toda a distribuição de tensões pode ser vista na Fig. 13.

Figura 13 - Distribuição de tensões na prateleira de coalhada.



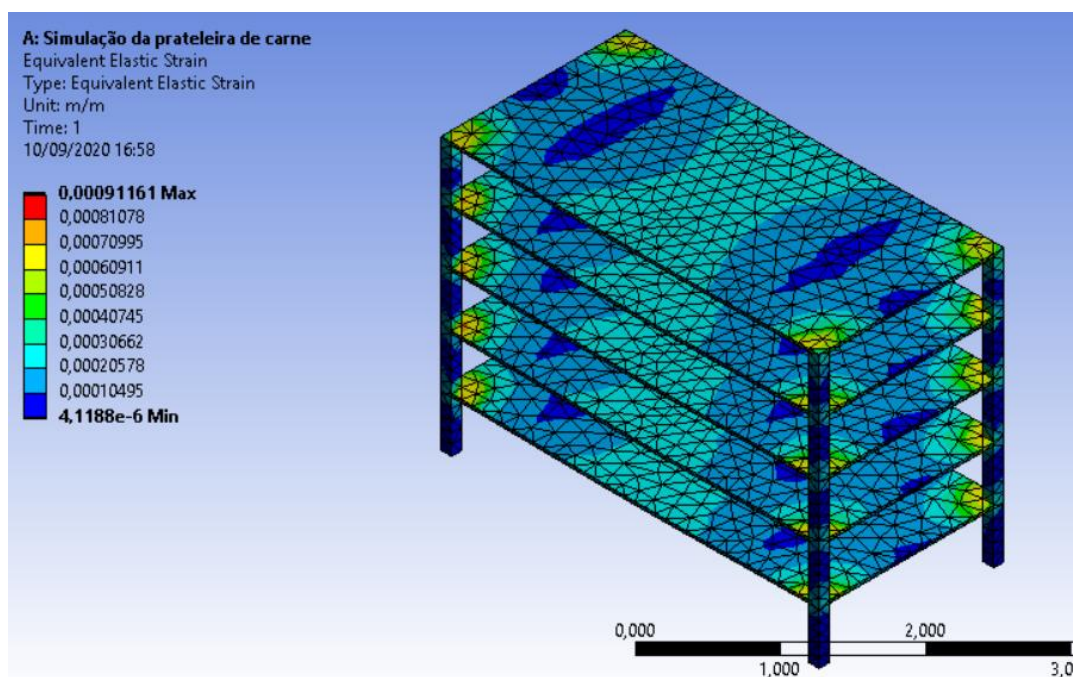
Fonte: Autor (2021).

Assim como na prateleira de carne, a região que apresentou uma maior tensão foi a região próxima aos apoios, uma vez que é ali onde se tem o maior momento fletor; e no centro das chapas como pode ser visto na figura acima, pois nessa região ocorre o maior deslocamento de material, sendo eles locais de início de uma possível falha mecânica.

4.2.2 Análise de deformação

Para a prateleira de carnes, o maior valor de deformação obtida foi de 0,091%, isso representa uma variação de tamanho menor que 0,1% do valor inicial da peça, já o menor valor foi de 0,00042% de deformação. Isso pode ser visto na Fig. 14, assim como toda distribuição de deformação.

Figura 14 – Distribuição de deformação na prateleira de carne.

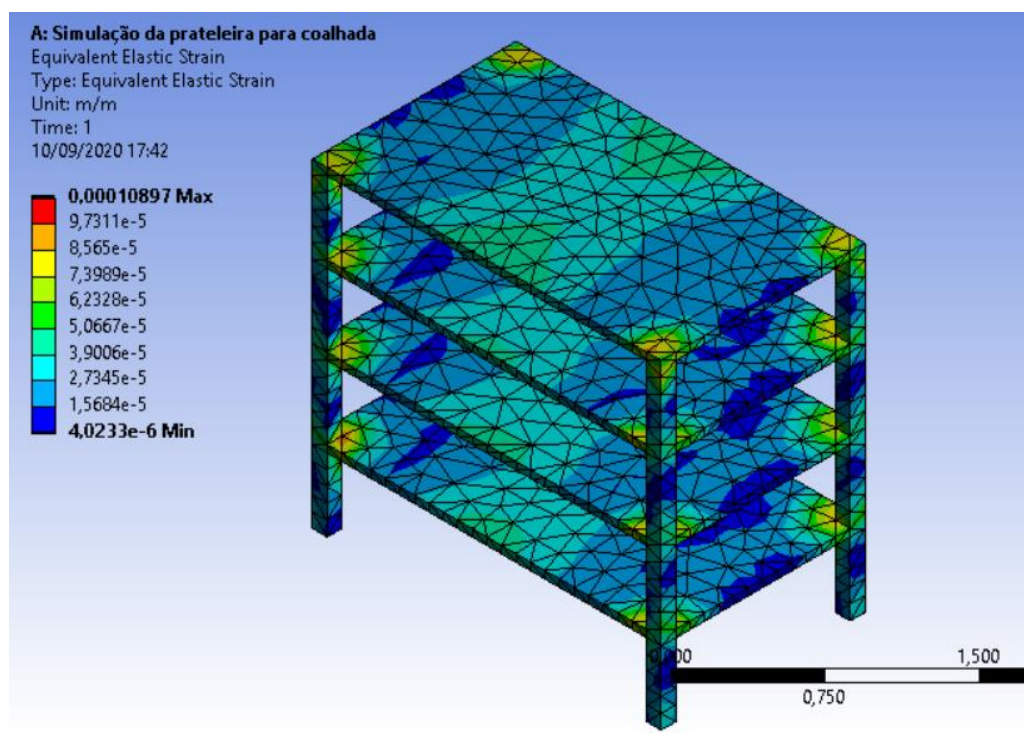


Fonte: Autor (2021).

Isso mostra que a prateleira, apesar das altas cargas a que está submetida, ainda trabalha no regime elástico de deformações o que assegura o bom funcionamento da estrutura. Também pode-se notar que a região próxima aos apoios é a principal candidata a iniciar uma falha estrutural.

No caso da prateleira para coalhadas a máxima deformação foi de aproximadamente 0,011% do valor inicial e a deformação mínima foi de 0,00040% (Fig. 15).

Figura 15 – Distribuição de deformação na prateleira de coalhada.



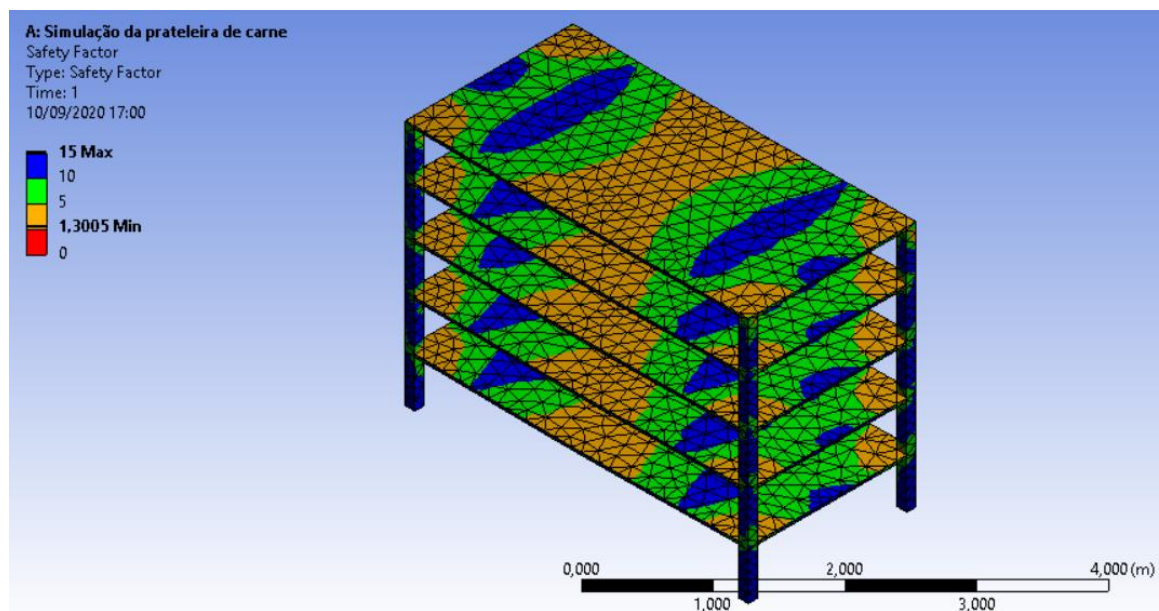
Fonte: Autor (2021).

A região próxima aos apoios novamente apresentou a maior taxa de deformação em toda geometria e a região de linha neutra das chapas apresentaram a menor deformação como era de se esperar visto que na linha neutra os esforços internos têm intensidade nula.

4.2.3 Fator de segurança estrutural

O fator de segurança obtido para a prateleira de carnes pode ser visto na Fig. 16.

Figura 16 – Fator de segurança estrutural da prateleira de carne.

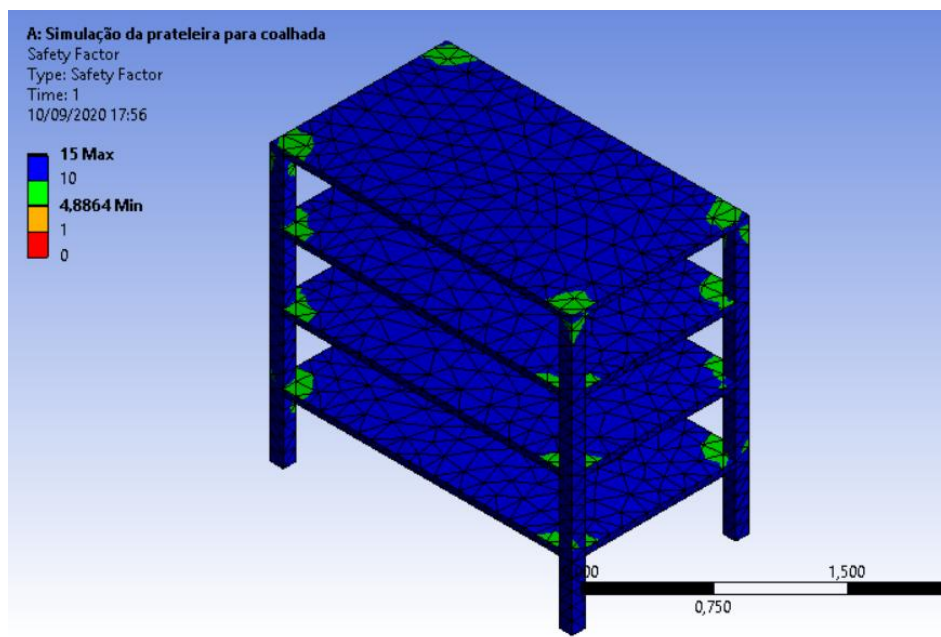


Fonte: Autor (2021).

O valor mais importante do fator de segurança é o seu valor mínimo, como mostrado na Fig. 16 esse valor foi de aproximadamente 1,3, isso significa que a região mais frágil da prateleira suporta sem falhar a carga a que está submetida e ainda poderia resistir a um acréscimo de 30% da carga atual.

Já para a prateleira das coalhadas o fator de segurança mínimo foi de aproximadamente 4,88 como pode ser visto na Fig. 17.

Figura 17 – Fator de segurança estrutural da prateleira de coalhada.



Fonte: Autor (2021).

Isso significa que a prateleira suporta quase 5 vezes mais carga do que a que está sendo submetida, na região de maior fragilidade da prateleira, fazendo com que seja pouco provável uma falha estrutural estática.

4.3 CÂMARAS FRIGORÍFICAS

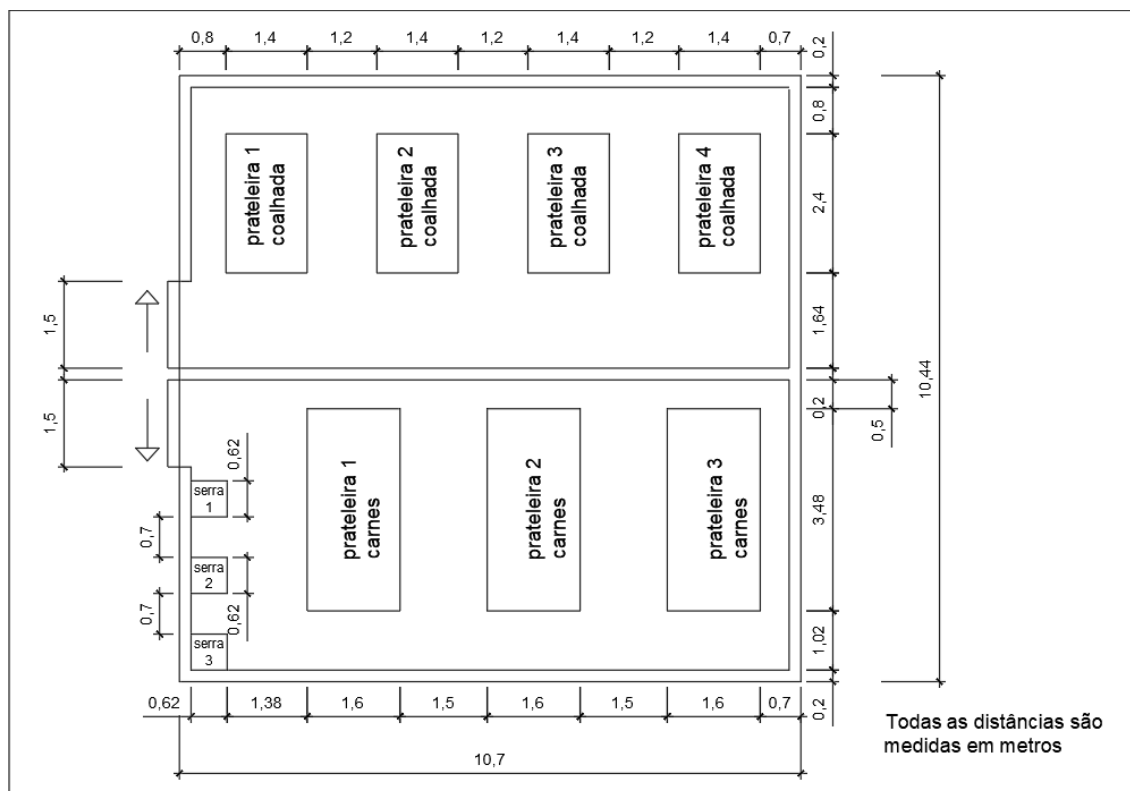
Após de dimensionar todas as prateleiras, foi possível determinar as dimensões de cada câmara frigorífica, como foi mostrado nesse trabalho, o ambiente terá duas câmaras, uma para o armazenamento de coalhada e outra para a carne. A Tabela 11 mostra as dimensões de ambas as câmaras. Além disso foi feita a planta baixa das câmaras, como mostrado na Fig. 18.

Tabela 11 – Dimensões das câmaras frigoríficas.

Para a câmara de carnes		Para a câmara de coalhadas	
Comprimento [m]	10,90	Comprimento [m]	10,90
Largura [m]	5,40	Largura [m]	5,04
Altura do pé direito [m]	3,15	Altura do pé direito [m]	3,15

Fonte: Autor (2021).

Figura 18 – Planta baixa das câmaras frigoríficas.

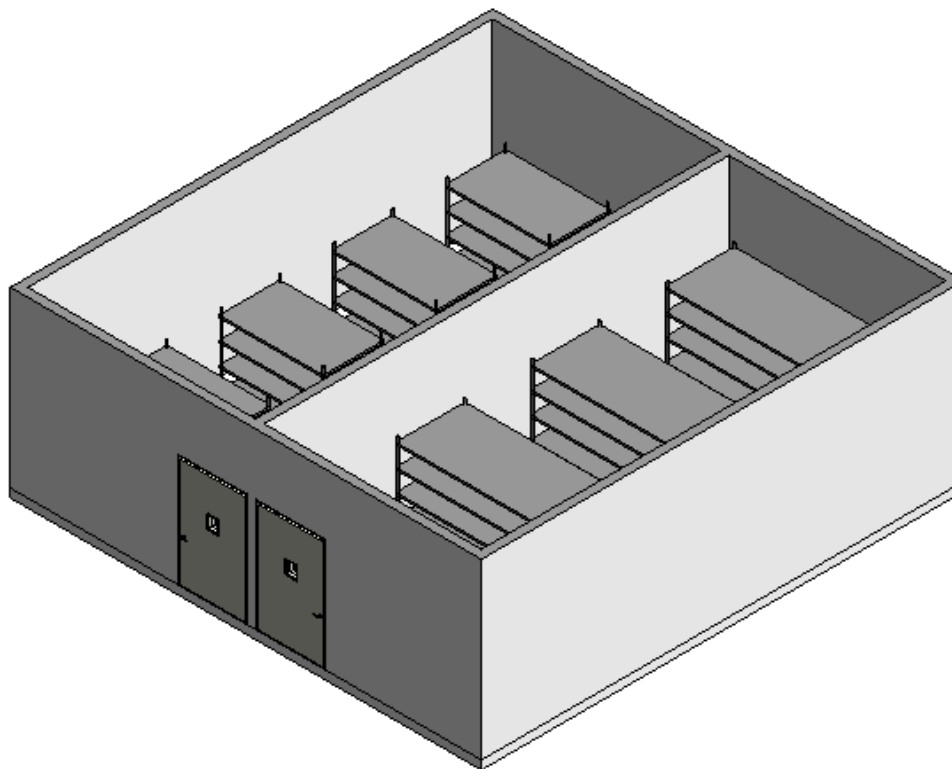


Fonte: Autor (2021).

Nota-se que para dimensionar essas câmaras foi respeitado o que é falado por Machado (2000), onde é dito que os produtos devem ser armazenados a uma distância mínima das paredes de 50 cm, além disso a distância entre prateleiras é de 1,5 m para a câmara de carnes e de 1,2 m para a câmara de coalhadas, isso foi pensado de maneira que facilite a retirada de produtos das prateleiras, assim como o deslocamento dos funcionários.

Na Fig. 19 é apresentada a modelagem 3D das câmaras.

Figura 19 – Representação 3D das câmaras.

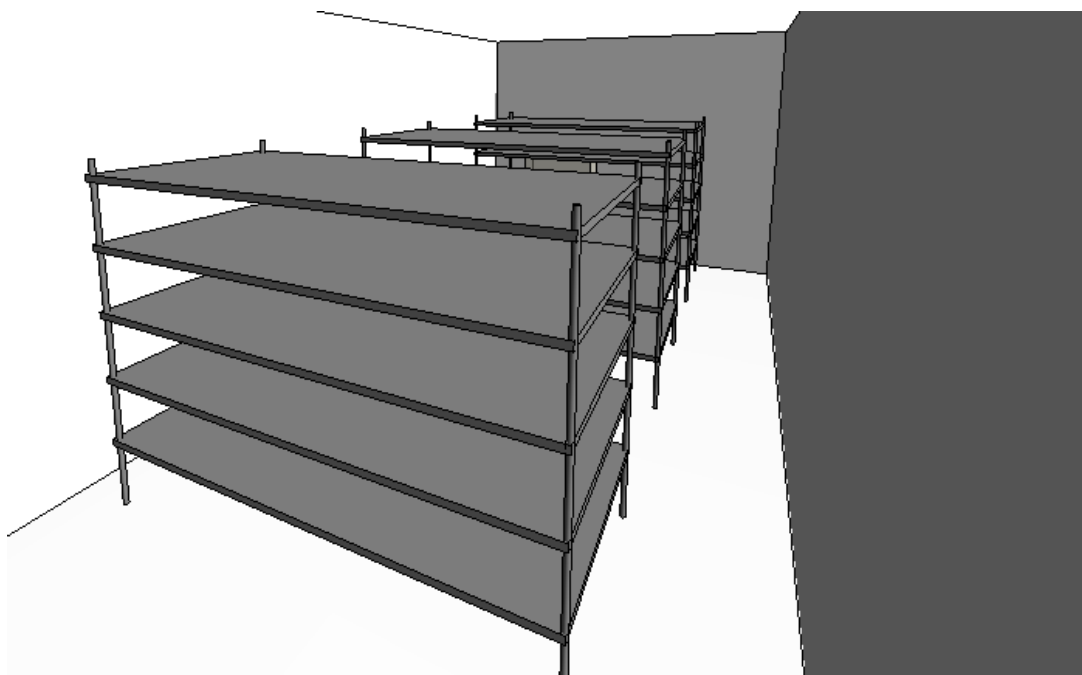


Fonte: Autor (2021).

É possível notar que as câmaras possuem tamanhos semelhantes, isso ocorre por causa da escolha da posição das prateleiras e dos equipamentos presentes nas câmaras terem sido feitas de modo que se otimizasse o espaço das câmaras. Para a câmara de carne, a área foi de $58,86 \text{ m}^2$, já para a câmara de coalhada a área disponível para armazenamento e circulação de funcionários foi de $54,94 \text{ m}^2$ aproximadamente. Um dos motivos pelo qual a câmara de carnes é maior do que a de coalhadas é que ela comporta três serras para o corte das carnes, logo se precisa de mais espaço para o armazenamento dessas serras.

A Fig. 20 representa como seria a visão de uma pessoa de dentro da câmara de carnes.

Figura 20 – Vista de dentro da câmara de carnes.



Fonte: Autor (2021).

4.4 PAREDES E ISOLAMENTO TÉRMICO DAS CÂMARAS

A câmara foi projetada para ser construída com painéis pré-moldados, chamados “sandwiches” que consistem em duas chapas de aço galvanizado prensadas em um painel de poliuretano expandido e esses painéis têm espessura de 200 mm. Esse material será utilizado em toda estrutura da câmara. Os painéis serão autoportantes e pré-fabricados, as chapas de aço galvanizado são pintadas de branco e têm espessura de 10mm cada, com condutividade térmica $0,5 \times 10^2 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, interligados por um núcleo isolante e dispensam revestimentos adicionais, como mostrado na Fig. 21.

Figura 21 – Representação de placas pré-moldadas.



Fonte: SÃO RAFAEL (2021).

De acordo com Bolsoni (2008) a condutividade do poliuretano é de $0,017 \text{ W/mK}$, enquanto que a condutividade do poliestireno é de $0,035 \text{ W/mK}$, isso mostra que para a mesma espessura de isolamento o poliuretano apresenta coeficiente global de transmissão de calor menor do que o com poliestireno expandido. Além disso, o poliuretano apresenta uma boa impermeabilidade, sendo inodor e inalterável, e resistente a propagação de chama, tornando-se um isolante mais eficiente.

Portanto, foi selecionado o isolante de poliuretano expandido na espessura de 180 mm, densidade de 32 kg/m^3 , e condutividade térmica de $0,017 \text{ w/(m.K)}$. Pois atuaremos com temperatura mínima interna da câmara de aproximadamente $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ que será utilizada para congelamento da carne bovina. As propriedades desse isolante são apresentadas na Tabela 12.

Tabela 12 – Propriedades do poliuretano expandido.

Poliuretano expandido	Valor
Densidade [kg/m^3]	32
Condutividade térmica [W/mK]	0,017
Espessura mínima [mm]	20

Fonte: BOLSONI (2008), adaptado pelo autor.

4.5 CARGA TÉRMICA

Aplicando os dados de entrada, nas respectivas equações, como disposto na metodologia, nos códigos computacionais (dispostos nos apêndices D e E) é possível obter os valores de carga térmica na câmara da carne e na da coalhada. Na Tabela 13 são apresentados os resultados para a câmara de carne.

Tabela 13 – Carga térmica na câmara fria de carne.

Carga térmica	Valor
Produto [kW]	297,5
Infiltração [kW]	0,7142
Iluminação [kW]	8,24
Pessoas [kW]	3,16
Paredes, piso e teto (transmissão de calor) [kW]	1,431
Equipamentos (serras) [kW]	2,328
Carga Térmica Total [kW]	313,5
Carga Térmica Total [kcal/h]	269.562
Carga Térmica Total [BTU/h]	1.069.706

Fonte: Autor (2021).

É possível observar que a parte mais significativa da carga térmica é proveniente do calor retirado da carne. Devido ao isolamento da câmara, e aos equipamentos de proteção nas portas, as cargas associadas a infiltração e transferência de calor entre paredes, piso e teto somadas não totalizam sequer 1% da carga total envolvida. A carga térmica gerada através da embalagem da carne foi desconsiderada devido a seu valor desprezível se comparado ao calor de produto. Como forma de contornar as desconsiderações feitas devido as hipóteses, todo o cálculo de carga térmica foi considerando o pior caso, ou seja, com todos os equipamentos ligados e todos os funcionários dentro da câmara ao mesmo tempo.

Na Tabela 14 são apresentados os resultados do cálculo de carga térmica na câmara fria para resfriamento de coalhada.

Tabela 14 – Carga térmica na câmara fria da coalhada.

Carga térmica	Valor
Produto [kW]	26,83

Infiltração [kW]	0,3015
Iluminação [kW]	8,24
Pessoas [kW]	1,936
Paredes, piso e teto (transmissão de calor) [kW]	0,6799
Carga Térmica Total [kW]	38,00
Carga Térmica Total [kcal/h]	32.674
Carga Térmica Total [BTU/h]	129.661,4

Fonte: Autor (2021).

Assim como nos cálculos para a carne, era esperado que a maior parte da carga térmica fosse resultada do resfriamento da coalhada. Devido as áreas de piso iguais, a carga de iluminação tem o mesmo valor. É possível ainda, visualizar que as cargas de infiltração, transmissão de calor e pessoas é menor na câmara da coalhada. Isso ocorre porque estes são fatores dependentes da temperatura interna da câmara, dessa forma, a diferença entre ambiente interno e externo é menor para a sala da coalhada. Por fim, devido as mesmas considerações feitas para a carne no que diz respeito a embalagem, e para prevenir eventuais variações nas médias climáticas externas, foi considerado o pior cenário possível durante o cálculo da carga térmica.

Em posse do valor de carga térmica total a ser refrigerada nos ambientes, é possível selecionar os equipamentos do ciclo de refrigeração. No tópico seguinte, será abordada a discussão bem como a seleção dos equipamentos segundo catálogo de fabricantes.

4.6 SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

Após calcular a quantidade necessária de calor a ser retirado do ambiente refrigerado, partiu-se então para a seleção dos equipamentos, que compõem o ciclo de refrigeração. A escolha foi realizada a partir da análise de catálogos de fabricantes, seguido da comparação com as necessidades da câmara. Os equipamentos selecionados foram os evaporadores, condensadores, dispositivos de expansão e compressores. A seguir, estarão dispostos separadamente os aparatos selecionados, bem como seu critério de seleção.

4.6.1 Serras de corte

Como foi solicitado no escopo do projeto, a câmara frigorífica precisa conter três serras para corte das carnes, como nenhuma potência foi requerida, foi realizada uma pesquisa de mercado a fim de elaborar uma lista das serras que são mais utilizadas no mercado, a Tabela 15 apresenta as opções de serras analisadas.

Tabela 15 – Serras para corte da carne.

Fabricante	Modelo	Potência [CV]	Dimensões (LxAxP)[cm]	Peso [kg]	Referência
CAF	5840026	1 1/2	102 x 173 x 88	99,5	CAF (2020)
BOTINI	B152	1/3	47,2 x 76,4 x 45	29,8	BOTINI (2020)
ECCEL	SIEP-220	3/4	61,5 x 155 x 61,5	58,0	ECCEL (2020)
METVISA	SFPPL	1/3	49,5 x 84,5 x 56	48,0	METVISA (2020)
ANODILAR	173064	1/3	39 x 75 x 39,5	25,0	ANODILAR (2020)

Fonte: Autor (2021).

Dentre as opções analisadas, a serra de modelo SIEP-220 da ECCEL foi a escolhida pois apresenta uma potência de 3/4 CV, assim sua dissipação é de 776W, que supri as necessidades para o corte da carne, além de ser compacta, o que favorece a otimização de espaço dentro da câmara, e consideravelmente leve. A serra escolhida é mostrada na Fig. 22.

Figura 22 – Serra para corte escolhida.



Fonte: ECCEL (2020).

4.6.2 Fluido Refrigerante

Dentre os fluídos analisados se destacaram três: o R-22, o R-134a e o R-404a. Os três refrigerantes apresentam uma alta capacidade de refrigeração e são comumente utilizados em sistemas frigoríficos, porém, a utilização do R-22 vem caindo em desuso por ser uma substância tóxica, podendo causar contaminação nos funcionários ou até mesmo no produto, caso ocorra um vazamento, logo restaram o R-134a e o R-404a. Ambos os fluídos possuem classificação de risco A1 e têm índices de impacto ambiental baixos, outro ponto importante é que R-134a possui maior ponto de ebulição, o que reduz a faixa de temperatura que se possa trabalhar.

Portanto, foi escolhido o R-404a por possuir uma menor vazão volumétrica de vapor na aspiração do compressor, o que proporciona a utilização de compressores menores (STOECKER; JABARDO, 2018), apresentar uma menor temperatura de ebulição e apresentar uma composição não nociva ao ambiente, aos funcionários e ao produto que será armazenado, reduzindo os perigos de contaminação em caso de vazamento.

4.6.3 Unidades Evaporadoras

Os evaporadores compõem uma parte importante da seleção, uma vez que são os responsáveis diretos por refrigerar a câmara. Os critérios utilizados na seleção dos evaporadores foram a capacidade térmica, temperatura de evaporação e o tipo de degelo. As Tabelas 13 e 14 fornecem os valores de carga térmica em kcal/h e na Tabela 01 estão dispostas as temperaturas internas das câmaras. Para que o equipamento não operasse sob o limite de temperatura, considerou-se sempre temperaturas levemente menores que as de operação. Utilizando esses dados de entrada, pré-selecionou-se equipamentos de acordo com catálogos dos fabricantes, apresentados na Tabela 16.

Tabela 16 – Unidades Evaporadoras.

Modelo	Fabricante	Capacidade Nominal (kcal/h)	Capacidade Nominal (BTU/h)	Temperatura de evaporação (°C)	Tipo de degelo	Referência
FTBSG 488	TRINEVA	61.946	245.821,60	-25	Gás quente	Trineva (2019)
BME 620	MCQUAY	15.830	62.818,52	-25	Elétrico	McQUAY (2019)
DFXD 12.78	DELTAFRIO	13.819	54.838,22	-25	Elétrico	DELTAFRIO (2020)
FTBSA 288	TRINEVA	40.917	162.263,19	-5	Natural	Trineva (2019)
BMA 710	MCQUAY	19.770	78.453,70	5	Natural	McQUAY (2019)
FTBSA 265	TRINEVA	42.009	166.593,70	-5	Natural	Trineva (2019)

Fonte: Autor (2021).

Para a câmara frigorífica da carne, foi selecionado o evaporador FTBSG 488 da TRINEVA, que possui degelo a gás quente (mais econômico) e que tem capacidade nominal de refrigeração de 61.946 kcal/h, dessa forma serão necessários 5 equipamentos deste porte, totalizando uma carga de refrigeração de 307.480 kcal/h,

que supera a demanda da câmara (269.562 kcal/h), além disso a temperatura de evaporação que o equipamento deve trabalhar é de $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a temperatura que deve estar no ambiente é de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, essa diferença de temperatura é crucial para que haja uma troca de calor adequada. O equipamento possui 4 motores, 8 filas de tubo e espaçamento entre aletas de 8 mm. A escolha do fluido refrigerante utilizado é crucial na seleção do equipamento (SOUZA, 2016), dessa forma fluido refrigerante escolhido é o R404a, escolhido devido a sua composição não nociva aos alimentos e a natureza.

Para a câmara onde ficará alocada a coalhada, optou-se por um único evaporador, sendo o FTBSA 265, também da TRINEVA, com capacidade nominal de 42.009 kcal/h, operando com o mesmo fluido. Como a carga de refrigeração na câmara de coalhada calculada é de cerca de 32.674 kcal/h, um único evaporador do modelo escolhido é capaz de realizar a retirada do calor. O aparato apresenta 2 motores, 6 filas de tubo, espaçamento de 5 mm entre as aletas e com degelo natural. Assim como na câmara de carnes, o equipamento escolhido possui uma diferença entre temperatura de evaporação que é de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e de armazenamento que varia entre $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $5\text{ }^{\circ}\text{C}$. A linha de unidade evaporadora escolhida para ambas as câmaras é mostrada na Fig. 23.

Figura 23 – Unidade evaporadora escolhida.



Fonte: Trineva (2019).

4.6.4 Unidades condensadoras

Após a escolha dos evaporadores, parte-se para a seleção das unidades compressores, condensadores e outros. De modo a abranger as funções necessárias de um ciclo de refrigeração, selecionou-se uma unidade condensadora. Os critérios utilizados foram semelhantes aos dos evaporadores, uma vez que compõem o mesmo sistema. Abaixo, na Tabela 17, estão dispostos os equipamentos catalogados, e em seguida os selecionados.

Tabela 17 – Unidades condensadoras.

Modelo	Fabricante	Capacidade Nominal (kcal/h)	Capacidade Nominal (BTU/h)	Temperatura de evaporação (°C)	Referência
HU5100D50	DANFOSS	32.180	127.700,60	-25	DANFOSS (2020)
BBT3600TH6	ELGIN	32.719	129.752,65	-25	ELGIN (2020)
MZ*060L6	MCQUAY	8.536	33.873,59	-25	McQUAY (2019)
BBT1800DH6	ELGIN	46.174	183.110,70	-5	ELGIN (2020)
MHN050X6	MCQUAY	12.852	51.000,86	5	McQUAY (2019)
HU3500D50	DANFOSS	39.620	157.224,90	5	DANFOSS (2020)

Fonte: Autor (2021).

Para a câmara de armazenamento de carnes, foi escolhida a unidade condensadora BBT3600TH6, fabricada pela ELGIN e, como dito anteriormente, o fluido de trabalho utilizado é o R-404a, assim como para as evaporadoras, também foi considerada uma diferença de temperatura de 7 °C entre a temperatura de trabalho e a de armazenamento. A máquina possui uma capacidade de refrigeração de aproximadamente 32.719 kcal/h, sendo necessária uma potência de refrigeração de 269.562 kcal/h. Dessa forma, serão utilizadas nove unidades condensadoras.

Já para a câmara de armazenamento de coalhadas, um equipamento da ELGIN foi novamente selecionado. Dessa vez, trata-se da unidade condensadora BBT1400DH6 da linha DUAL TRIAL. Esse modelo apresenta uma capacidade de 32.854 kcal/h para uma temperatura de evaporação de -5 °C. Como a capacidade necessária é de 32.674 kcal/h, apenas uma unidade condensadora consegue suprir

tal demanda. Tanto para a carne como para a coalhada a linha da unidade condensadora é mostrada na Fig. 24.

Figura 24 – Unidade condensadora escolhida.



Fonte: ELGIN (2020).

4.7 CUSTOS DE PROJETO

Após a escolha dos equipamentos foram levantados os custos de cada equipamento necessário para implementação da câmara frigorífica, tendo em vista o valor atual de mercado. A Tabela 18 a seguir apresenta os custos associados aos equipamentos elétricos, incluindo os equipamentos do sistema de refrigeração.

Tabela 18 – Custo de equipamentos elétricos.

Marca / Modelo	Equipamento	Qtd	Potência	Valor unitário [R\$]	Valor total [R\$]
Trineva (FTBSG488)	Evaporadora	5	246 [kBTU/h]	67.027	335.135
Trineva (FTBSA265)	Evaporadora	1	177 [kBTU/h]	27.741	27.741
Elgin (BBT3600TH6)	Condensadora	9	164 [kBTU/h]	5.198	46.782
Elgin (BBT1400DH6)	Condensadora	1	130 [kBTU/h]	3.353	3.353
Phillips	Lâmpada de LED	12	10 [kcal/h]	13	156
ECCEL 220	Serra elétrica	3	0,552 [kW]	2.062	6.186
Total	-	-	-	-	419.353

Fonte: Autor (2021).

Pode-se notar que o maior custo com os equipamentos é da unidade evaporadora FTBSG488 da Trineva, isso é devido à sua alta capacidade de refrigeração, sendo de quase 250 mil BTUs/h. Essa unidade evaporativa é a que será utilizada na câmara de carnes que necessita de uma capacidade de refrigeração muito alta, uma vez que a temperatura de armazenamento é muito baixa.

Outro ponto a se considerar é que a unidade evaporadora escolhida foi uma das poucas do mercado que atendeu a necessidade de capacidade térmica utilizando poucas unidades, portanto avaliando todos esses aspectos, a unidade escolhida foi a melhor opção dentre as analisadas.

O equipamento que apresenta o menor custo são as lâmpadas de LED, que ao total custam R\$ 156,00, o que significa 0,037% do valor dos custos dos equipamentos elétricos, isso mostra que as lâmpadas apresentam um ótimo custo-benefício, uma vez que apenas 12 unidades conseguem atender a demanda de iluminação das câmaras.

Na Tabela 19 são apresentados os valores do fluido refrigerante escolhido para o sistema de refrigeração de cada câmara. Foram comparados três fornecedores de fluido refrigerante que estão muito presentes no mercado.

Tabela 19 – Custo do fluido refrigerante R-404A.

Fabricante	Valor [R\$/kg]
DUGOLD	R\$117,40
EOS	R\$36,50
REFRIGERANT	R\$40,00

Fonte: Autor (2021).

Dentre as marcas pesquisadas, todas atendem as especificações normativas, portanto a marca sugerida para a reposição do fluido é a REFRIGERANT, pois além de atender às regulamentações, também é de fácil disponibilidade no mercado e tem um preço bastante acessível.

Vale lembrar que os equipamentos selecionados já vêm abastecidos com o fluido refrigerante, sendo assim, os custos com o fluido são relacionados à manutenção do sistema e não a sua implementação.

Nas Tabelas 20 e 21 são detalhados os valores referentes aos painéis frigoríficos, e os acessórios para montagem da estrutura pré-moldada. Todas as especificações quanto a material e quantidades dos materiais foram detalhadas e justificadas longo do relatório. Os valores sugeridos foram comparados com o valor de mercado de empresas do segmento de refrigeração, dentre outras a Tectermica foi a empresa que mais forneceu dados atualizados.

Tabela 20 – Custo do painel frigorífico.

Espessura [mm]	Faixa de temperatura [°C]	Forma	Acabamento	Valor [R\$/m²]	Valor Total [R\$]
200	+90 a -40	2 faces	2 faces pré pintadas em branco	291	71.153

Fonte: Autor (2021).

A Tabela 20 mostra os custos para os painéis pré-moldados utilizados como paredes e teto das câmaras frigoríficas, para os painéis o custo total foi de pouco mais que R\$ 71 mil.

Já a Tabela 21 apresenta os custos associados aos itens necessários para montagem dos painéis.

Tabela 21 – Custo dos acessórios para montagem da câmara frigorífica.

Item	Dimensão [mm]	Qtd	Valor [R\$/peça]	Valor total [R\$]
Cantoneira interna	40 x 40 x 3.000	20	32,15	643
Cantoneira externa,140	140 x 40 x 3.000	20	64,35	1.287
Perfil U, 100	40 x 100 x 40 x 3.000	20	64,35	1.287
Silicone, tubo 280 grs., cor branco	Unidade	2	10,50	21
Rebite 1/8", cor branca	Milheiro	2	22,50	45
Total	-	-	-	3.283

Fonte: Autor (2021).

Pode-se notar que os itens mais caros são as cantoneiras e o perfil U, que são itens essenciais para o suporte e ancoragem dos painéis, esses itens somados custam cerca de 3.220 reais o que representa aproximadamente 98% dos custos com equipamentos auxiliares.

Um ponto importante é que a quantidades de acessórios descritos na Tabela 21, foram calculados com acréscimo de 20% da quantidade real em cada, tendo em vista os imprevistos técnicos relacionados a montagem da estrutura, portanto o custo real pode ser menor do que o apresentado.

Outro valor a ser considerado é o custo referente às portas das câmaras e o dispositivo de proteção de ambas, a Tabela 22 apresenta esses custos.

Tabela 22 – Custo das portas e dispositivo de segurança.

Item	Dimensões [mm]	Qtd	Valor unitário [R\$]	Valor total [R\$]
Porta frigorífica	1500 x 2500 x 150	2	3.929	7.858
Cortina de PVC (rolo de 50m)	50000 x 200 x 2	1	760	760
Total	-	-	-	8.618

Fonte: Autor (2021).

É possível perceber que o maior custo é o das portas frigoríficas, uma vez que elas garantem preservar a temperatura interna da câmara e facilitar a circulação de pessoas e produtos. As portas somadas custam R\$7.857,38, o que representa aproximadamente 91% dos custos apresentados na Tabela 21, já a cortina de PVC é apenas 9% dos custos.

A Tabela 23 apresenta o custo das prateleiras de alumínio e aço inox tendo como base para valores a loja Brazil.

Tabela 23 – Custo das prateleiras.

Modalidade	Quantidade	Valor Total [R\$]
Prateleira de aço inox	3	5.400
Prateleira de alumínio	4	3.200
Total	7	8.600

Fonte: Autor (2021).

É visto que a prateleira de aço inox, que é utilizada para o armazenamento de carnes é mais cara do que a de coalhada, isso se deve ao fato que o aço inox é um material mais resistente, apresenta maior vida útil do que o alumínio o tornando mais caro.

Vale salientar que os valores foram estabelecidos com base na massa de cada prateleira, uma vez que são estruturas dimensionadas especificamente para essa atuação as dimensões das prateleiras são personalizadas e podem não ser compatíveis com as existentes no mercado.

Por fim, é apresentado na Tabela 24 os custos totais do projeto levando em conta todos os equipamentos utilizados para a implementação das câmaras frigoríficas.

Tabela 24 – Custos totais do projeto.

Tipo do equipamento	Investimento [R\$]
Equipamentos elétricos	419.353
Painel frigorífico	71.153
Prateleiras de armazenamento	8.600
Acessórios para montagem dos painéis	3.283
Portas e dispositivo de segurança	8.618
Total	R\$511.007

Fonte: Autor (2021).

Um ponto importante é que os equipamentos elétricos representam aproximadamente 82% do valor total do projeto, isso é devido aos equipamentos do sistema de refrigeração terem que atender uma demanda muito alta de capacidade frigorífica, dessa forma encarecendo o projeto.

A tabela acima mostra que o valor total do projeto é pouco mais que R\$ 511 mil, isso levando em conta todos os custos com todos os equipamentos necessários para o bom funcionamento das câmaras. O valor pode parecer alto a princípio, mas quando se faz uma pesquisa sobre os preços de câmaras frigoríficas disponíveis no mercado é possível notar que o projeto proposto é viável e muito competitivo, pois uma câmara que possui um volume de aproximadamente $95m^3$ e capacidade de

32.857,70 BTU/h custa cerca de R\$ 50.000,00 e as câmaras propostas nesse trabalho, quando somadas, possuem um volume de aproximadamente $358,47m^3$, o que representa um volume 3,8 vezes maior que a câmara encontrada no mercado, e capacidade de mais que 1.300.000 BTU/h.

5 CONCLUSÕES

A partir desse projeto foi possível entender com profundidade o funcionamento de uma câmara frigorífica e a importância de sua aplicação em diferentes mercados, como o alimentício e o farmacêutico. Além disso, este trabalho possibilitou uma experiência de dimensionamento da câmara e seus componentes, através de cálculos de carga térmica, cálculos estruturais, análises e seleção de equipamentos a partir de catálogos de fabricantes, como foi proposto nos objetivos desse trabalho.

Os resultados obtidos para o dimensionamento estrutural das prateleiras, utilizadas para o armazenamento dos produtos, a partir das equações analíticas da teoria de resistência dos materiais foram comprovadas através das simulações computacionais realizadas. Para a prateleira de carnes foi selecionado o aço inoxidável como material de fabricação, pois apresentou uma tensão de aproximadamente 159 MPa atingindo 74% da tensão admissível do material; já para as prateleiras de coalhada, o material selecionado foi o alumínio que mesmo com uma chapa pouco espessa apresentou uma tensão máxima de 7,16 MPa, o que não chega a ser nem 21% da tensão admissível. Isso mostra que as prateleiras foram corretamente dimensionadas e vão suportar, sem problemas, as cargas a que estarão submetidas, além de eventuais esforços acima do esperado, isso fica claro a partir da avaliação do fator de segurança que para a prateleira de carnes foi de 1,3 e para a de coalhada foi de 4,88.

Com o cálculo de carga térmica foi possível determinar com precisão a quantidade de calor que precisará ser refrigerado para que os produtos se mantenham estocados com qualidade. Foi notado que a câmara de carnes apresentou a maior carga térmica, aproximadamente 269.562 kcal/h, por necessitar de uma temperatura de armazenamento de $-18^{\circ}C$, também devido ao fato de que passará pelo congelamento, além disso, dentro da câmara existem 3 serras para o corte da carne de 3/4 CV. Dessa forma a maior parte dos equipamentos de refrigeração será disposto

a fim de suprir a demanda dessa câmara. Já a câmara da coalhada apresentou uma carga térmica baixa quando comparada a de carne, aproximadamente 32.674 kcal/h, fazendo com que a câmara de coalhada possua uma menor quantidade de equipamentos para suprir a sua demanda de refrigeração. A partir disso é possível concluir que à medida que a temperatura de armazenamento diminui, a carga térmica aumenta, o que reflete na seleção de equipamentos mais robustos.

A seleção dos equipamentos foi feita com base nos fabricantes que mais atuam no mercado brasileiro e nas soluções oferecidas por eles. Para os equipamentos de refrigeração externos à câmara, foi escolhido uma unidade condensadora visto que essa já contém em sua configuração os compressores necessários ao sistema, facilitando assim a instalação e utilização desse componente. A mesma ideia foi utilizada para os equipamentos internos à câmara, escolhendo assim, uma unidade evaporadora. Foi possível notar que a diferença na demanda frigorífica entre as câmaras causou uma grande diferença na quantidade de equipamentos selecionados, sendo utilizados 5 evaporadoras e 9 unidades condensadoras para a câmara de carnes e apenas 1 evaporadora e 1 condensadora para a câmara de coalhada. A partir dessa seleção foi possível notar que os equipamentos de refrigeração mais adequados a este projeto foram de dois fabricantes, o que evidencia a importância de uma análise comparativa entre os concorrentes.

Durante este trabalho também foi selecionado o fluido refrigerante, para isso foram analisados diferentes tipos de fluido e suas características, e alguns fabricantes desses refrigerantes. O fluido selecionado foi R-404a, ele apresenta ótimo desempenho frigorífico, além de ser um fluido seguro para diversos tipos de aplicação. O fabricante selecionado foi a marca REFRIGERANT que tem um produto de qualidade e totalmente regulamentado, com um preço competitivo, sendo assim bastante difundida no mercado brasileiro.

Para a fabricação das câmaras foram escolhidos painéis modulares pré-moldados, o que facilita a montagem e manutenção dos ambientes. Esses painéis são formados por duas chapas de aço galvanizado de 10 mm de espessura cada e já conta com uma camada de 180 mm de poliuretano expandido, que foi o isolante térmico utilizado nesse projeto. A utilização desses painéis vai de acordo com o mercado de câmaras frigoríficas, que na sua grande maioria, utiliza esses tipos de

painéis para a fabricação das câmaras, tornando assim, o projeto mais alinhado com o mercado.

Quanto aos custos, foi visto que câmaras frigoríficas podem ser investimentos caros, porém essenciais para um armazenamento de qualidade dos alimentos. Seus custos são variáveis, dependendo principalmente da quantidade, tipo e forma de armazenamento do produto. A presente câmara é inegavelmente de grande porte, o que torna o valor de investimento mais elevado, cerca de meio milhão de reais, mas ainda assim, é um projeto que pode ser implementado facilmente por clientes com altas demandas diárias de armazenamento de alimentos.

Por fim, o desenvolvimento deste projeto permitiu aplicar conceitos vistos nas áreas de refrigeração, transferência de calor, resistência dos materiais, programação, desenho mecânico e simulação computacional de maneira prática através da elaboração de um projeto real que pode ser implementado em grandes redes de supermercados, contribuindo significativamente com uma formação de qualidade. Essa metodologia condiz com a proposta de um trabalho PBL, no qual os envolvidos são os principais responsáveis por construir seu aprendizado através de um projeto multidisciplinar e com aplicações reais de engenharia.

REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO – ABRAVA. Renabrava 5, de junho de 2016, Ventilação e Aquecimento. **RENABRAVA 5, Guia para Uso e Aplicação dos Flúidos Frigoríficos**, 2016. Disponível em: <https://abrava.com.br/normalizacoes/renabravas/>. Acesso em: 15 out 2020.
- ADESOKAN, H. K.; FUNSO-ADU, K.; OKUNLADE, O.A. Foodborne Pathogens on Meat Stored in Major Central Cold Rooms in Ibadan and their Susceptibility to Antimicrobial Agents. **SCIENDO**, Nigéria, v. 64, p. 1-10, 2020. Disponível em: <https://sciendo.com/pdf/10.2478/fv-2020-0011>. Acesso em: 15 out 2020.
- ANODILAR. Serra Fita elétrica 1730. ANODILAR, Caxias do Sul – RS. Disponível em: <https://www.and.ind.br/produtos/pro/serra-fita-eletrica.html>. Acesso em: 17 de out. de 2020.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Handbook de refrigeração, de 2010. **Refrigeration Handbook**, 2010.
- BEER, Ferdinand Pierre. **Mecânica vetorial para engenheiros**. 9. ed. Porto Alegre: BOOKMAN, 2012.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M.; **Thermal design and optimization**. John Wiley & Sons. 1996.
- BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. **Portaria nº 711, de 1º de novembro de 1995**. Brasília: Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, 1995. Disponível em: <https://www.defesa.agricultura.sp.gov.br/legislacoes/portaria-mapa-711-de-01-11-1995,755.html>. Acesso em: 16 out. 2020
- BOLSONI, E. **Estudo do reaproveitamento e reutilização das espumas rígidas de poliuretano pós-consumo**. Tese (Doutorado em Engenharia e Ciência de Materiais) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2008. Disponível em: <https://acervodigital.ufpr.br/bitstream/handle/1884/17820/Tese%20Elisandra%20Bolsoni.pdf?sequence=1>. Acesso em 15 out 2020.
- BOTINI. **Linha carne**. Botini: [São Paulo]. Disponível em: <http://botimetal.com.br/produtos/linhacarne>. Acesso em: 16 out. 2020.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de maquinas de Shigley**. 8. ed. Porto Alegre: AMGH, 2008.
- CAF. Produtos/Serras. CAF, Rio Claro –SP. Disponível em: <https://www.cafmaquinas.com.br/produtos/serras>. Acesso em: 16 de out. de 2020.
- CALLISTER, W. D.; RETHWISCH, D. G., **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**, 9 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

CALLISTER, W.D. **Ciência e engenharia de materiais**: uma introdução. Tradução: Sérgio Murilo Stamile Soares, Paulo Emílio Valadão de Miranda. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

ÇENGEL Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de calor e massa**: uma abordagem prática. 4ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 7. Ed. Nova York: McGraw Hill, 2013.

CHAGAS, J. A. C. **Projeto e construção de Câmaras Frigoríficas**. York Refrigeration, Joinville, p.1-14, 2012.

COMSOL. Introdução ao COMSOL Multiphysics. COMSOL, 2017.

CORREA, L. P. et al. Estudo físico-químico de coalhada de leite de búfala. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE QUÍMICA, 58., 2018, São Luis. **Trabalhos**. Rio de Janeiro: ABQ, 2018., São Luís, 2018. Disponível em: <https://www.alice.cnptia.embrapa.br/alice/handle/doc/1106601>. Acesso em: 16 out 2020.

COSTA, Ênnio de Castro. **Refrigeração**. 3. Ed. Porto Alegre: Edgard Blucher LTDA, 1982.

CUSTÓDIO, L. G. **Influência do congelamento, temperatura e tempo de estocagem na qualidade da carne bovina**. Dissertação (Mestrado em Ciência Animal) – Universidade Federal de Goiás, Goiás, 2017. Disponível em: https://files.cercomp.ufg.br/weby/up/67/o/La%C3%ADse_Gomes_Cust%C3%B3dio.pdf. Acesso em: 16 out 2020.

DANFOSS. **Unidades Condensadoras**. DANFOSS. Disponível em: <https://www.danfoss.com/pt-br/products/condensing-units/dcs/condensing-units/#tab-overview>. Acesso em: 18 de nov. de 2020.

DELTAFRIO. **Catálogo Técnico**. DELTAFRIO, Rio Grande do Sul, 2020. Disponível em: <https://www.deltafrio.com.br/pt-br/produtos>. Acesso em: 16 out 2020

ECCEL. **Produtos/Serra Fita com moedor/SIEP-220**. ECCEL, Azambuja Brusque – SC. Disponível em: <http://eccelmetalurgica.com.br/produtos/16-serra-fita-com-moedor/21-siep-220/39-serra-fita-220-com-moedor-semi-inox/>. Acesso em: 16 out 2020.

ELGIN. **Catálogo de Produtos**. ELGIN, São Paulo, p. 1-20, 2020. Disponível em: <https://www.elgin.com.br/Refrigeracao/Home/To/DownloadCenter>. Acesso em: 20 out 2020.

EMPRESA SÃO RAFAEL, **Arquitetura e instalação de equipamentos frigoríficos**. Disponível em: <http://www.saorafael.com.br>. Acesso em: 06 de janeiro de 2021.

ESSS. **iESSS**. Disponível em: <https://www.esssvirtual.com/>. Acesso em: 17 de novembro de 2020.

FILHO, A. A. **Elementos finitos: a base da tecnologia CAE**. 6. ed. São José dos Campos: Érica, 2013.

HIBBELER, R.C. **Estática – Mecânica para engenharia**. 12. ed. São Paulo: Pearson, 2011.

HIBBELER, R.C. **Resistência dos materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson, 2010.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

JAIN, V.; KACHHWAHA, S. S.; SACHDEVA, G. *Thermodynamic performance analysis of a vapor compression-absorption cascaded refrigeration system*. **Energy Conversion and Management**, v 75, p. 685 – 700, 2013. Disponível em: <https://isiarticles.com/bundles/Article/pre/pdf/28340.pdf>. Acesso em: 17 out 2020.

KELTON, W. D.; SADOWSKI, R. P.; SADOWSKI, D. A. **Simulation With Arena; International Edition**; 2 ed. Nova York: McGraw-Hill Companies, 2002.

KIAM, T. M.; PEREIRA, N. C. Estudo de caso de peça moldada pelo processo de injeção-compressão para termoplásticos utilizando análise computacional. **Polímeros**, v. 17(1), p. 16–22, 2007. Disponível em: <https://www.scielo.br/j/po/a/wVYfLJSGmzsfrNjFtmDgbCN/?format=pdf&lang=pt>. Acesso em: 17 out 2020.

LOGAN, D. L. **A first course in the finite element method**. 5 ed. Stamford: Cengage Learning, 2010.

MACHADO, R. L. P. **Boas práticas de armazenagem na indústria de alimentos**. Rio de Janeiro: Embrapa Agroindústria de Alimentos, 2000. 28p. (Embrapa Agroindústria de Alimentos. Documentos, 42). Disponível em: <https://ainfo.cnptia.embrapa.br/digital/bitstream/item/34409/1/2000-DOC-0042.pdf>. Acesso em: 19 out 2020.

McQUAY. **Catálogo de Produtos**. Heatcraft do Brasil Ltda., São José dos Campos – SP, 2019. Disponível em: <https://13428-br.all.biz/equipamento-de-refrigeracao-mcg3073>. Acesso em: 15 out 2020.

METVISA. **Serra fita**. Metvisa, Brusque – SC. Disponível em: <http://www.metvisa.com.br/produtos/>. Acesso em: 17 de out. de 2020.

MIGUEL, J. P. D V. F. **Projecto de Matadouro Industrial de Bovinos e do Centro de Corte**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Lisboa, 2009. Disponível em: <https://repositorio.ipl.pt/bitstream/10400.21/469/1/Disserta%C3%A7%C3%A3o.pdf>. Acesso em: 21 out 2020.

MILLER, Rex; MILLER, Mark R. **Ar-condicionado e Refrigeração**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard. N.; BOETTNER, Daisie D.; BAILEY, Margaret B. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7 ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2014.

NETO, J. F.; et al. **Avaliação das câmaras frigoríficas usadas para o armazenamento de frutas e hortaliças no entreposto terminal de São Paulo**. Eng. Agrícola. Jaboticabal, 2006. Disponível em: <https://www.scielo.br/j/eagri/a/xnXjr4BGdbvtpksSQGcCZ4y/?format=pdf&lang=pt>. Acesso em: 16 out 2020.

NETO, W. A. S.; RIBEIRO, V. P. Brazilian beef exports to the main destinations: a persistence to shocks analysis. **SCAP**, v. 43, p. 86-94, 2020. Disponível em: <https://revistas.rcaap.pt/rca/article/download/18995/15203/74195>. Acesso em: 21 out 2020.

OLIVEIRA, Márcio de; PAIVA, Vinicius Tineli. **Análise de desempenho das câmaras frigoríficas**: estudo de caso RU-UFES. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Espírito Santo. 2016. Disponível em: https://mecanica.ufes.br/sites/engenhariamecanica.ufes.br/files/field/anexo/2016-1_colocar_no_site_marcio_de_oliveira_e_vinicius_tineli_paiva__0.pdf. Acesso em: 17 out 2020.

OLIVEIRA, S. K. **Avaliação da taxa de congelamento e do tempo de armazenamento congelado na qualidade de contrafilés bovinos maturados após descongelamento**. Dissertação (Mestrado em Ciência dos Alimentos) – Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2019. Disponível em: http://repositorio.ufla.br/bitstream/1/39229/2/DISSERTA%C3%87%C3%83O_Avalia%C3%A7%C3%A3o%20da%20taxa%20de%20congelamento%20e%20do%20tempo%20de%20armazenamento%20congelado%20na%20qualidade%20de%20contrafil%C3%A9s%20bovinos%20maturados%20ap%C3%B3s%20descongelamento.pdf. Acesso em: 23 out 2020.

RODRIGUES, J. P. S. **Projeto de câmaras frigoríficas com hidrocarbonetos**. Dissertação (Mestrado em energias sustentáveis) - Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto – Portugal, 2017. Disponível em: https://recipp.ipp.pt/bitstream/10400.22/10507/1/DM_JoaoRodrigues_2017_MES.pdf. Acesso em: 02 nov 2020.

ROSA, A. E. **Frigofacil: sistema de dimensionamento de camaras frigoríficas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/xmlui/bitstream/handle/123456789/78216/153110.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Acesso em: 19 out 2020.

SOUZA, Luís Manoel de Paiva. **Avaliação Experimental de Sistema de Refrigeração em Cascatas Utilizando o Dióxido de Carbono Como Fluido**

Refrigerante. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2016. Disponível em: <https://repositorio.ufu.br/bitstream/123456789/19852/1/AvalicaoExperimentalSistema.pdf>. Acesso em: 23 out 2020.

STOECKER, W. F.; JABARDO, S.M. **Refrigeração Industrial**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2018.

TRINEVA, **Catálogo de Produtos**. TRINEVA, São Paulo, p.1-26, 2019. Disponível em: http://www.trineva.com.br/wp-content/uploads/2019/10/Catalogo_Trineva_2019_Site.pdf. Acesso em: 24 out 2020.

VAN WYLEN, Gordon John; SONNTAG, Richard Edwin; BORGNAKKE, Claus. **Fundamentos da termodinâmica**. 8 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2013.

Vaz, L. E. **Método dos elementos finitos em análise de estruturas**. Rio de Janeiro: Elsevier, 2011.

VIEIRA, G. E. Uma revisão sobre a aplicação de simulação computacional em processos industriais. *In*: XIII SIMPEP, **Artigos**, Bauru – SP, 2006. Disponível em: https://simpep.feb.unesp.br/anais/anais_13/artigos/676.pdf. Acesso em: 29 out 2020.

VILAIN, R. **Refrigeração e climatização**: projeto de câmaras frias de pequeno porte. São José, 2018. Disponível em: https://wiki.sj.ifsc.edu.br/images/9/94/Apostila_parte_1.pdf. Acesso em: 21 out 2020.

YANG, Min-Hsiung; YEH, Rong-Hua. Theoretical analysis of optimal subcooling for single vaporcompression refrigeration systems, **Heat Transfer Engineering**, v. 36:10, p. 912-925, 2015. Disponível em: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/01457632.2015.965103?scroll=top&needAccess=true>. Acesso em: 02 nov 2020.

APÊNDICE A – Código de programação utilizado para fazer o dimensionamento geométrico das prateleiras

"dimensionamento da câmara"

"cálculo do volume ocupado pela carne"

$\rho_{ec} = 450$ [kg/m³] "densidade de estocagem da carne congelada"

$m_e = 15000$ [kg] "massa estocada ao dia"

$V_e = m_e/\rho_{ec}$ "volume estocado"

"utilizando 3 prateleiras para estocagem, temos que cada prateleira deve estocar 11,11 m³"

"dimensões das prateleiras"

$C_p = 3,48$ [m] "comprimento da prateleira"

$L_p = 1,6$ [m] "largura da prateleira"

$A_p = 2,65$ [m] "altura da prateleira levando em consideração 4 vãos de 50cm de estocagem mais 5 placas de 3cm de espessura, além de 50cm de distância do chão"

"cálculo do volume da coalhada"

"dimensões dos baldes de armazenamento"

$D_b = 0,26$ [m] "diâmetro do balde"

$H_b = 0,30$ [m] "altura do balde"

$V_b = ((D_b^2) \cdot \pi \cdot H_b) \cdot 1000/4$ [l] "volume do balde em litros"

"cálculo de quantos baldes serão necessários"

$N_b = 5000/V_b$ "número de baldes utilizados. OBS: arredondamos para o primeiro maior inteiro"

"dimensões da prateleira para coalhada"

$C_c = 2,40$ [m]

$L_c = 1,40$ [m]

$A_c = 2,20$ [m]

APÊNDICE B – Código de programação desenvolvido para fazer o dimensionamento estrutural da prateleira de carne

```

from sympy import *
import matplotlib.pyplot as plt
import numpy as np

"Dimensionamento estrutural das prateleiras"

"Aceleração da gravidade em m/s^2"
g = 10

"Massa total de carne em kg"
M_total_car = 15*(10**3)

"Número de prateleiras de carne"
N_car = 3

"Número de chapas para estocagem de carne"
n_chapa_car = 4

"Área da chapa de carne em m^2"
A_chapa_car = 3.68*1.8

"Tensão admissível do aço inoxidável em Pa"
sigma_adm_ai = 207*(10**6)

"Tensão admissível do alumínio em Pa"
sigma_adm_al = 35*(10**6)

"Hipóteses do problema"

"1 - Todas os apoios são idênticos"
"2 - Toda a carga que atua nas prateleiras é uniformemente distribuida"

"Para a carne"

"Calculando a força resultante"
"Massa por prateleira"
M_prat_car = M_total_car/N_car
"Massa de carne por chapa"
M_chapa_car = M_prat_car/n_chapa_car
"Força resultante para cada chapa"
Fr_car = M_chapa_car*g*A_chapa_car

```

"Determinado a reação nos apoios"

$$R_{\text{apoios}} = Fr_{\text{car}}/4$$

"Fazendo x e z variáveis simbólicas"

$$x = \text{Symbol}('x')$$

$$z = \text{Symbol}('z')$$

"Cálculo da equação do esforço cortante"**"equação do cortante no sentido de x"**

$$V_{x_{\text{car}}} = -M_{\text{chapa}_{\text{car}}*g*1.8*x + 2*R_{\text{apoios}}$$

"equação do cortante no sentido de z"

$$V_{z_{\text{car}}} = -M_{\text{chapa}_{\text{car}}*g*3.68*z + 2*R_{\text{apoios}}$$

"Cálculo da equação do momento fletor"**"equação do momento no sentido de x"**

$$M_{x_{\text{car}}} = (-M_{\text{chapa}_{\text{car}}*g*1.8*(x**2)/2) + 2*R_{\text{apoios}}*x$$

"equação do momento no sentido de z"

$$M_{z_{\text{car}}} = (-M_{\text{chapa}_{\text{car}}*g*3.68*(z**2)/2) + 2*R_{\text{apoios}}*z$$

"Plotando o gráfico do cortante e do momento"**"definindo o comprimento da prateleira"**

$$X = \text{np.array}([0,0.4,0.8,1.2,1.6,2.0,2.4,2.8,3.2,3.68])$$

"definindo a largura da prateleira"

$$Z = \text{np.array}([0,0.2,0.4,0.6,0.8,1.0,1.2,1.4,1.6,1.8])$$

"equação do cortante para X e Z"

$$Vx = (-M_{\text{chapa}_{\text{car}}*g*1.8*X + 2*R_{\text{apoios}})$$

$$Vz = (-M_{\text{chapa}_{\text{car}}*g*3.68*Z + 2*R_{\text{apoios}})$$

"equação do momento para X e Z"

$$Mx = ((-M_{\text{chapa}_{\text{car}}*g*1.8*(X**2)/2) + 2*R_{\text{apoios}}*X)$$

$$Mz = ((-M_{\text{chapa}_{\text{car}}*g*3.68*(Z**2)/2) + 2*R_{\text{apoios}}*Z)$$

"gráficos do cortante"

$$\text{plt.figure}(1)$$

$$\text{plt.plot}(X, Vx, 'g-')$$

$$\text{plt.legend}('Cortante')$$

```
plt.xlabel('Comprimento da prateleira [m]')
plt.ylabel('Esforço Cortante [N]')
```

```
plt.figure(2)
plt.plot(Z,Vz,'k--')
plt.legend('Cortante')
plt.xlabel('Largura da prateleira [m]')
plt.ylabel('Esforço Cortante [N]')
```

"gráfico dos momentos"

```
plt.figure(3)
plt.plot(X,Mx,'g-')
plt.legend('Momento')
plt.xlabel('Comprimento da prateleira [m]')
plt.ylabel('Momento fletor [Nm]')
```

```
plt.figure(4)
plt.plot(Z,Mz,'k--')
plt.legend('Momento')
plt.xlabel('Largura da prateleira [m]')
plt.ylabel('Momento fletor [Nm]')
```

```
plt.show()
```

#DEFININDO EQUAÇÕES PARA O DIMENSIONAMENTO ESTRUTURAL

*#sigma = M*c/I #tensão no material (M = Momento máximo, c = metade da espessura da chapa)*

#I = (b(h**3))/12 #momento de inercia (b = tamanho da base da seção, h = espessura da chapa)*

Mx_max = 38.088(10)**3 #Momento máximo*

"calculando a espessura da chapa em metros"

"para o aço inoxidável"

```
h1 = ((6*Mx_max)/(sigma_adm_ai*1.8))**(1/2)
print(h1)
```

"para o alumínio"

```
h2 = ((6*Mx_max)/(sigma_adm_al*1.8))**(1/2)
print(h2)
```

APÊNDICE C – Código de programação desenvolvido para fazer o dimensionamento estrutural da prateleira de coalhada

```

from sympy import *
import matplotlib.pyplot as plt
import numpy as np

"Dimensionamento estrutural das prateleiras"

"Aceleração da gravidade em m/s^2"
g = 10

"Massa total de coalhada em kg"
M_total_coa = 5125

"Número de prateleiras de coalhada"
N_coa = 4

"Número de chapas para estocagem de coalhada"
n_chapa_coa = 3

"Área da chapa de carne"
A_chapa_coa = 2.4*1.4

"Tensão admissível do aço inoxidável em Pa"
sigma_adm_ai = 207*(10**6)

"Tensão admissível do alumínio em Pa"
sigma_adm_al = 35*(10**6)

"Hipóteses do problema"

"1 - Todas os apoios são idênticos"
"2 - Toda a carga que atua nas prateleiras é uniformemente distribuida"

"Para a coalhada"

"Calculando a força resultante"
"Massa por prateleira"
M_prat_coa = M_total_coa/N_coa
"Massa de carne por chapa"
M_chapa_coa = M_prat_coa/n_chapa_coa
"Força resultante para cada chapa" #Utilizando 10kg como massa aproximada dos baldes que
armazenam a coalhada por chapa
Fr_coa = (M_chapa_coa+10)*g*A_chapa_coa

```

"Determinado a reação nos apoios"

$$R_{\text{apoios_coa}} = Fr_{\text{coa}}/4$$

"Fazendo x e z variáveis simbólicas"

$$x = \text{Symbol}('x')$$

$$z = \text{Symbol}('z')$$

"Cálculo da equação do esforço cortante"**"equação do cortante no sentido de x"**

$$V_{x_coa} = -M_{\text{chapa_coa}}*g*1.4*x + 2*R_{\text{apoios_coa}}$$

"equação do cortante no sentido de z"

$$V_{z_coa} = -M_{\text{chapa_coa}}*g*2.4*z + 2*R_{\text{apoios_coa}}$$

"Cálculo da equação do momento fletor"**"equação do momento no sentido de x"**

$$M_{x_coa} = (-M_{\text{chapa_coa}}*g*1.4*(x**2)/2) + 2*R_{\text{apoios_coa}}*x$$

"equação do momento no sentido de z"

$$M_{z_coa} = (-M_{\text{chapa_coa}}*g*2.4*(z**2)/2) + 2*R_{\text{apoios_coa}}*z$$

"Plotando o gráfico do cortante e do momento"**"definindo o comprimento da prateleira"**

$$X = \text{np.array}([0,0.25,0.5,0.75,1.0,1.25,1.50,1.75,2,2.25,2.4])$$

"definindo a largura da prateleira"

$$Z = \text{np.array}([0,0.15,0.3,0.45,0.6,0.85,1.0,1.15,1.3,1.4])$$

"equação do cortante para X e Z"

$$Vx = (-M_{\text{chapa_coa}}*g*1.4*X + 2*R_{\text{apoios_coa}})$$

$$Vz = (-M_{\text{chapa_coa}}*g*2.4*Z + 2*R_{\text{apoios_coa}})$$

"equação do momento para X e Z"

$$Mx = ((-M_{\text{chapa_coa}}*g*1.4*(X**2)/2) + 2*R_{\text{apoios_coa}}*X)$$

$$Mz = ((-M_{\text{chapa_coa}}*g*2.4*(Z**2)/2) + 2*R_{\text{apoios_coa}}*Z)$$

"gráficos do cortante"

```
plt.figure(1)
```

```
plt.plot(X, Vx, 'g-')
```

```
plt.legend('Cortante')
```

```
plt.xlabel('Comprimento da prateleira [m]')
plt.ylabel('Esforço Cortante [N]')
```

```
plt.figure(2)
plt.plot(Z,Vz,'k--')
plt.legend('Cortante')
plt.xlabel('Largura da prateleira [m]')
plt.ylabel('Esforço Cortante [N]')
```

"gráfico dos momentos"

```
plt.figure(3)
plt.plot(X,Mx,'g-')
plt.legend('Momento')
plt.xlabel('Comprimento da prateleira [m]')
plt.ylabel('Momento fletor [Nm]')
```

```
plt.figure(4)
plt.plot(Z,Mz,'k--')
plt.legend('Momento')
plt.xlabel('Largura da prateleira [m]')
plt.ylabel('Momento fletor [Nm]')
```

```
plt.show()
```

#DEFININDO EQUAÇÕES PARA O DIMENSIONAMENTO ESTRUTURAL

*#sigma = M*c/I #tensão no material (M = Momento máximo, c = metade da espessura da chapa)*

#I = (b(h**3))/12 #momento de inercia (b = tamanho da base da seção, h = espessura da chapa)*

Mx_max = 4.344(10)**3 #Momento máximo*

"calculando a espessura da chapa em metros"

"para o aço inoxidável"

```
h1 = ((6*Mx_max)/(sigma_adm_ai*1.4))**(1/2)
print(h1)
```

"para o alumínio"

```
h2 = ((6*Mx_max)/(sigma_adm_al*1.4))**(1/2)
print(h2)
```


APÊNDICE D – Código de programação desenvolvido para calcular a carga térmica para congelar a carne

"1) CARGA PELO PRODUTO (A SER RESFRIADO OU CONGELADO) - CÁLCULO DA CARNE"

" RESFRIAMENTO DA CARNE ATÉ A TEMPERATURA DE CONGELAMENTO"

$m_c = 15000$ [kg] " Massa da carne "

$c_{c1} = 3,170$ " Calor específico da carne "

$t_{c1} = 5$ [C] " Temperatura inicial da carne "

$t_{cc} = -2$ [C] " Temperatura de congelamento da carne "

$Q_{rc} = m_c * c_{c1} * (t_{c1} - t_{cc})$ " Calor removido para resfriar um produto de sua temperatura inicial até sua temperatura de congelamento "

" CONGELAMENTO DA CARNE "

$h_c = 231,82$ [kJ/kg] " Calor latente de solidificação da carne "

$Q_{cc} = m_c * h_c$ " Calor removido para congelar a carne "

" RESFRIAMENTO DA CARNE PARA UMA TEMPERATURA ABAIXO DA TEMPERATURA DE CONGELAMENTO "

$t_{c2} = -20,5$ [C] " Temperatura de estocagem abaixo da temperatura de congelamento "

$c_{c2} = 1,710$ [kJ/kg°C] " Calor específico da carne abaixo do ponto de congelamento "

$Q_{ac} = m_c * c_{c2} * (t_{cc} - t_{c2})$ " Calor removido para resfriar a carne desde a temperatura de congelamento até uma temperatura final abaixo desta "

$t_{mpc} = 4$ " Tempo para congelamento do produto em horas "

$Q_{tpc} = (Q_{rc} + Q_{cc} + Q_{ac}) / (3600 * t_{mpc})$ " Calor total de produto (Carne) em kJ/s "

"2) CARGA DE INFILTRAÇÃO"

" CARGA TÉRMICA SENSÍVEL E LATENTE "

$rh_{ca} = 0,925$ " Umidade relativa da carne congelada (%) "

$rh_{cms} = 0,751$ " Umidade relativa média da cidade de Corumbá - MS (%) "

"

$h_{ar} = \text{Enthalpy}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{c2}; r=rh_{ca}; P=101)$	" Entalpia do ar refrigerado "
$\rho_{ar} = \text{Density}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{c2}; r=rh_{ca}; P=101)$	" Densidade do ar refrigerado "
$h_{ai} = \text{Enthalpy}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{ext}; r=rh_{cms}; P=101)$	" Entalpia do ar infiltrado "
$\rho_{ai} = \text{Density}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{ext}; r=rh_{cms}; P=101)$	" Densidade do ar infiltrado "
$A_{por} = 3,75 \text{ [m}^2\text{]}$	" Área da porta "
$g_{grav} = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$	" Aceleração da gravidade "
$H_{por} = 2,50 \text{ [m]}$	" Altura da porta "
$F_{mm} = (2/(1+(\rho_{ar}/\rho_{ai})^{1/3}))^{1,5}$	" Fator de densidade "
$q_{sl} = 0,221 * A_{por} * (h_{ai} - h_{ar}) * \rho_{ar} * ((1 - (\rho_{ai}/\rho_{ar})^{0,5}) * ((g_{grav} * H_{por})^{0,5}) * F_{mm}$	"Carga térmica sensível e latente"

" FRAÇÃO DE TEMPO DE ABERTURA, FATOR DE FLUXO E EFETIVIDADE DOS DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO DA PORTA "

$P_{por} = 500$	" Número de passagens pela porta "
$O_{af} = 10 \text{ [s]}$	" Tempo de abertura e fechamento da porta "
$O_{pa} = 10 \text{ [s]}$	" Tempo que a porta permanece aberta "
$O_d = 24 \text{ [h]}$	" Tempo de referência (24h) "
$D_t = (P_{por} * O_{af} + O_{pa}) / (3600 * O_d)$	" Fator de tempo de abertura das portas "
$D_f = 0,8$	" Fator de fluxo da porta "
$E_{efp} = 0,93$	" Efetividade dos dispositivos de proteção da porta "
$Q_{inf} = q_{sl} * D_t * D_f * (1 - E_{efp})$	" Ganho de calor através de portas devido às trocas de ar (Calor devido a infiltração de ar externo) "

"3) CARGA DE ILUMINAÇÃO"

$W_i = 10 \text{ [W/m}^2\text{]}$	" Taxa de iluminação "
$A_p = 51,5 \text{ [m}^2\text{]}$	" Área do piso da câmara "
$D_{to} = 16$	" Fração de tempo (sobre um período de 24h) que a iluminação estiver acesa "
$Q_j = (W_i * A_p * D_{to}) / 1000 \text{ [kW]}$	" Calor dissipado pelas fontes de iluminação "

"4) CARGA DAS PESSOAS"

$$n_pes = 8$$

$$q_pes = 272 - 6 \cdot (t_c2)$$

$$Q_tps = (n_pes \cdot q_pes) / 1000$$

"5) CARGA TÉRMICA POR TRANSMISSÃO DE CALOR"

$$A_tot = 201,272 \text{ [m}^2\text{]} \quad \text{" Área da parede, forro ou piso, transversal ao fluxo de calor "}$$

$$t_ext = 29 \text{ [C]} \quad \text{" Temperatura externa da cidade de corumbá "}$$

$$x_1 = 0,01 \text{ [m]} \quad \text{" Espessura da chapa interna "}$$

$$k_1 = 0,5 \text{ [W/mK]} \quad \text{" Condutividade térmica da chapa interna "}$$

$$x_2 = 0,180 \text{ [m]} \quad \text{" Espessura do isolamento "}$$

$$k_2 = 0,026 \text{ [W/mK]} \quad \text{" Condutividade térmica do isolante (poliuretano expandido) "}$$

$$x_3 = 0,01 \text{ [m]} \quad \text{" Espessura da chapa externa "}$$

$$k_3 = 0,5 \text{ [W/mK]} \quad \text{" Condutividade térmica da chapa externa "}$$

$$U_cg = (1 / (x_1/k_1 + x_2/k_2 + x_3/k_3)) / 1000 \quad \text{" Coeficiente global de transferência de calor "}$$

$$Q_trans = U_cg \cdot A_tot \cdot (t_ext - t_c2) \quad \text{" Taxa de calor total transmitida para o espaço refrigerado "}$$

"6) CARGA TÉRMICA DEVIDO AOS MOTORES DAS SERRAS "

$$n_se = 3 \quad \text{" Número de serras dentro da câmara "}$$

$$Q_se = 776 \text{ [W]} \quad \text{" Calor gerado pela serra (Tabelado) "}$$

$$Q_totse = (Q_se \cdot n_se) / 1000 \quad \text{" Calor total gerado pelas serras dentro da câmara [kW] "}$$

"FINAL) CARGA TÉRMICA TOTAL"

$$Q_ctot = Q_tpc + Q_inf + Q_i + Q_tps + Q_trans + Q_totse$$

$$Q_ctotseg = Q_ctot \cdot (1,1) \quad \text{" Carga térmica total com fator de segurança de 10% "}$$

APÊNDICE E – Código de programação desenvolvido para calcular a carga térmica para resfriar a coalhada

"1) CARGA PELO PRODUTO (A SER RESFRIADO OU CONGELADO) - CÁLCULO DA COALHADA"

" RESFRIAMENTO DA COALHADA E ATÉ A TEMPERATURA DE ARMAZENAMENTO"

$m_c = 5150$ [kg] " Massa da coalhada "
 $c_{c1} = 3,751$ " Calor específico da coalhada "
 $t_{c1} = 10$ [C] " Temperatura inicial da coalhada "
 $t_{c2} = 5$ [C] " Temperatura de armazenamento da coalhada "
 $Q_{ac} = m_c * c_{c1} * (t_{c1} - t_{c2})$ " Calor removido para resfriar um produto de sua temperatura inicial até sua temperatura de armazenamento "

 $tm_{pc} = 1$ " Tempo para resfriamento do produto em horas "
 $Q_{tpc} = (Q_{ac}) / (3600 * tm_{pc})$ " Calor total de produto (coalhada) em kW "

"2) CARGA DE INFILTRAÇÃO"

" CARGA TÉRMICA SENSÍVEL E LATENTE "

$rh_{ca} = 0,8$ " Umidade relativa do ambiente da coalhada armazenada (%) "
 $rh_{cms} = 0,751$ " Umidade relativa média da cidade de Corumbá - MS (%) "
 "

$h_{ar} = \text{Enthalpy}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{c2}; r=rh_{ca}; P=101)$ " Entalpia do ar refrigerado "
 $\rho_{ar} = \text{Density}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{c2}; r=rh_{ca}; P=101)$ " Densidade do ar refrigerado "

$h_{ai} = \text{Enthalpy}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{ext}; r=rh_{cms}; P=101)$ " Entalpia do ar infiltrado "
 $\rho_{ai} = \text{Density}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{ext}; r=rh_{cms}; P=101)$ " Densidade do ar infiltrado "

$A_{por} = 3,75$ [m²] " Área da porta "
 $g_{grav} = 9,81$ [m/s²] " Aceleração da gravidade "
 $H_{por} = 2,50$ [m] " Altura da porta "
 $F_{mm} = (2 / (1 + (\rho_{ar} / \rho_{ai})^{1/3}))^{1,5}$ " Fator de densidade "

$q_{sl} = 0,221 * A_{por} * (h_{ai} - h_{ar}) * \rho_{ar} * ((1 - (\rho_{ai} / \rho_{ar})^{0,5}) * ((g_{grav} * H_{por})^{0,5}) * F_{mm})$ "Carga térmica sensível e latente"

" FRAÇÃO DE TEMPO DE ABERTURA, FATOR DE FLUXO E EFETIVIDADE DOS DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO DA PORTA "

$P_{por} = 500$ " Número de passagens pela porta "

$O_{af} = 10$ [s] " Tempo de abertura e fechamento da porta "

$O_{pa} = 10$ [s] " Tempo que a porta permanece aberta "

$O_d = 24$ [h] " Tempo de referência (24h) "

$D_t = (P_{por} \cdot O_{af} + O_{pa}) / (3600 \cdot O_d)$ " Fator de tempo de abertura das portas "

$D_f = 0,8$ " Fator de fluxo da porta "

$E_{efp} = 0,93$ " Efetividade dos dispositivos de proteção da porta "

$Q_{inf} = q_{sl} \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E_{efp})$ " Ganho de calor através de portas devido às trocas de ar (Calor devido a infiltração de ar externo) "

"3) CARGA DE ILUMINAÇÃO"

$W_i = 10$ [W/m²] " Taxa de iluminação "

$A_p = 51,5$ [m²] " Área do piso da câmara "

$D_{to} = 16$ " Fração de tempo (sobre um período de 24h) que a iluminação estiver acesa "

$Q_i = (W_i \cdot A_p \cdot D_{to}) / 1000$ [kW] " Calor dissipado pelas fontes de iluminação "

"4) CARGA DAS PESSOAS"

$n_{pes} = 8$

$q_{pes} = 272 - 6 \cdot (t_{c2})$

$Q_{tps} = (n_{pes} \cdot q_{pes}) / 1000$

"5) CARGA TÉRMICA POR TRANSMISSÃO DE CALOR"

$A_{tot} = 197,272$ [m²] " Área da parede, forro ou piso, transversal ao fluxo de calor "

$t_{ext} = 29$ [C] " Temperatura externa da cidade de corumbá "

$x_1 = 0,01$ [m] " Espessura da chapa interna "

$k_1 = 0,5$ [W/mK] " Condutividade térmica da chapa interna "

$x_2 = 0,180$ [m] " Espessura do isolamento "

$k_2 = 0,026 \text{ [W/mK]}$ " Condutividade térmica do isolante (poliuretano expandido) "

$x_3 = 0,01 \text{ [m]}$ " Espessura da chapa externa "

$k_3 = 0,5 \text{ [W/mK]}$ " Condutividade térmica da chapa externa "

$U_{cg} = (1/(x_1/k_1 + x_2/k_2 + x_3/k_3))/1000$ " Coeficiente global de transferência de calor "

$Q_{trans} = U_{cg} \cdot A_{tot} \cdot (t_{ext} - t_{c2})$ " Taxa de calor total transmitida para o espaço refrigerado "

"FINAL) CARGA TÉRMICA TOTAL"

$Q_{ctot} = Q_{tpc} + Q_{inf} + Q_i + Q_{tps} + Q_{trans}$

$Q_{ctotseg} = Q_{ctot} \cdot (1,1)$ " Carga térmica total com fator de segurança de 10% "

ANEXO A – Tabelas de propriedades mecânicas de alguns metais

Tabela 25 – Propriedades mecânicas para aços inoxidáveis.

252 Ligas Metálicas

Tabela 12.4 Designações, Composições, Propriedades Mecânicas e Aplicações Típicas para Aços Inoxidáveis Austeníticos, Ferríticos, Martensíticos e Endurecíveis por Precipitação

Número AISI	Número UNS	Composição (%p) ^a	Condição	Propriedades Mecânicas			Aplicações Típicas
				Limite de Resistência à Tração [MPa (ksi)]	Limite de Escoamento [MPa (ksi)]	Ductilidade [%AL em 50 mm (2 pol.)]	
<i>Ferrítico</i>							
409	S40900	0,80 C, 11,0 Cr, 1,0 Mn, 0,50 Ni, 0,75 Ti	Recozido	380 (55)	205 (30)	20	Componentes de exaustão automotivos, tanques para pulverizadores agrícolas
446	S44600	0,20 C, 25 Cr, 1,5 Mn	Recozido	515 (75)	275 (40)	20	Válvula (alta temperatura), moldes para vidro, câmaras de combustão
<i>Austenítico</i>							
304	S30400	0,08 C, 19 Cr, 9 Ni, 2,0 Mn	Recozido	515 (75)	205 (30)	40	Equipamentos para processamento químico e de alimentos, vasos criogênicos
316L	S31603	0,03 C, 17 Cr, 12 Ni, 2,5 Mo, 2,0 Mn	Recozido	485 (70)	170 (25)	40	Construções com solda
<i>Martensítico</i>							
410	S41000	0,15 C, 12,5 Cr, 1,0 Mn	Recozido T & R	485 (70) 825 (120)	275 (40) 620 (90)	20 12	Canos de rifles, cutelaria, peças de motores de jatos
440A	S44002	0,70 C, 17 Cr, 0,75 Mo, 1,0 Mn	Recozido T & R	725 (105) 1790 (260)	415 (60) 1650 (240)	20 5	Cutelaria, mancais e rolamentos, instrumentos cirúrgicos
<i>Endurecível por Precipitação</i>							
17-7PH	S17700	0,09 C, 17 Cr, 7 Ni, 1,0 Al, 1,0 Mn	Endurecido por precipitação	1450 (210)	1310 (190)	1-6	Molas, facas, vasos de pressão

^aO restante da composição é constituído por ferro.

^bT & R significa temperado e revenido.

Fonte: Adaptado de *ASM Handbook*, Vol. 1, *Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys*, 1990. Reimpresso sob permissão da ASM International, Materials Park, OH.

Fonte: CALLISTER (2002).

Tabela 26 – Propriedades mecânicas para ligas de alumínio.

Tabela 12.7 Composições, Propriedades Mecânicas e Aplicações Típicas para Várias Ligas Usuais de Alumínio							
Número da Associação do Alumínio	Número UNS	Composição (%p) ^a	Condição (Designação de Revenimento)	Propriedades Mecânicas			Aplicações/ Características Típicas
				Limite de Resistência à Tração [MPa (ksi)]	Limite de escoamento [MPa (ksi)]	Ductilidade [%AL em 50 mm (2 pol.)]	
<i>Ligas Forjadas, que Não São Tratáveis Termicamente</i>							
1100	A91100	0,12 Cu	Recozida (O)	90 (13)	35 (5)	35-45	Equipamentos para manuseio & armazenamento de alimentos e produtos químicos, trocadores de calor, refletores de luz
3003	A93003	0,12 Cu, 1,2 Mn, 0,1 Zn	Recozida (O)	110 (16)	40 (6)	30-40	Utensílios de cozinha, vasos e tubulação de pressão
5052	A95052	2,5 Mg, 0,25 Cr	Encruada (H32)	230 (33)	195 (28)	12-18	Linhas de combustível e de óleo em aeronaves, tanques de combustível, utensílios, rebites e arames
<i>Ligas Forjadas, Tratáveis Termicamente</i>							
2024	A92024	4,4 Cu, 1,5 Mg, 0,6 Mn	Tratada termicamente (T4)	470 (68)	325 (47)	20	Estruturas de aeronaves, rebites, rodas de caminhão, produtos de máquinas de fazer parafusos
6061	A96061	1,0 Mg, 0,6 Si, 0,30 Cu, 0,20 Cr	Tratada termicamente (T4)	240 (35)	145 (21)	22-25	Caminhões, canoas, vagões de trem, mobílias, tubulações
7075	A97075	5,6 Zn, 2,5 Mg, 1,6 Cu, 0,23 Cr	Tratada termicamente (T6)	570 (83)	505 (73)	11	Peças estruturais de aeronaves e outras aplicações submetidas a tensões elevadas
<i>Ligas Fundidas, Tratáveis Termicamente</i>							
295,0	A02950	4,5 Cu, 1,1 Si	Tratada termicamente (T4)	221 (32)	110 (16)	8,5	Volantes e alojamentos de eixos traseiros, rodas de ônibus e aeronaves, cárteres
356,0	A03560	7,0 Si, 0,3 Mg	Tratada termicamente (T6)	228 (33)	164 (24)	3,5	Peças de bombas de aeronaves, caixas de transmissão automotivas, blocos de cilindros resfriados a água
<i>Ligas Alumínio-Lítio</i>							
2090	—	2,7 Cu, 0,25 Mg, 2,25 Li, 0,12 Zr	Tratada termicamente, trabalhada a frio (T83)	455 (66)	455 (66)	5	Estruturas de aeronaves e estruturas de tancagem criogênica
8090	—	1,3 Cu, 0,95 Mg, 2,0 Li, 0,1 Zr	Tratada termicamente, trabalhada a frio (T651)	465 (67)	360 (52)	—	Estruturas de aeronaves que devem possuir alta tolerância a danos e avarias

Fonte: CALLISTER (2002).

ANEXO B – Tabelas de auxílio para cálculo de carga térmica

Tabela 27 – Ganho de calor por motores elétricos.

Motor Rated, kW	Motor Type	Nominal rpm	Full Load Motor Effi- ciency, %	Location of Motor and Driven Equipment with Respect to Conditioned Space or Airstream		
				A	B	C
				Motor in, Driven Equip- ment in, W	Motor out, Driven Equip- ment in, W	Motor in, Driven Equip- ment out, W
0.04	Shaded pole	1500	35	105	35	70
0.06			35	170	59	110
0.09			35	264	94	173
0.12			35	340	117	223
0.19	Split phase	1750	54	346	188	158
0.25			56	439	246	194
0.37			60	621	372	249
0.56	3-Phase	1750	72	776	557	217
0.75			75	993	747	249
1.1			77	1453	1119	334
1.5			79	1887	1491	396
2.2			81	2763	2238	525
3.7			82	4541	3721	817
5.6			84	6651	5596	1066
7.5			85	8760	7178	1315
11.2			86	13 009	11 192	1820
14.9			87	17 140	14 913	2230
18.6			88	21 184	18 635	2545
22.4			89	25 110	22 370	2765
30			89	33 401	29 885	3690
37			89	41 900	37 210	4600
45	89	50 395	44 829	5538		
56	90	62 115	55 962	6210		
75	90	82 918	74 719	8290		
93	90	103 430	93 172	10 342		
110	91	123 060	111 925	11 075		
150	91	163 785	149 135	14 738		
190	91	204 805	186 346	18 430		

Fonte: ASHRAE (2010).

ANEXO C – Catálogos utilizados para seleção dos equipamentos de refrigeração

Figura 25 – Especificações de desempenho para seleção da unidade evaporadora da câmara de carnes.

DESEMPENHO TÉRMICO (8 mm)												
Modelo	Vazão de Ar m ³ /h	Área Troca m ²	Capacidade Nominal (Kcal/h) $\Delta t = 6^{\circ}\text{C}$									
			Temperatura de Evaporação (°C)									
			+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
FTBS 148	21.500	59,26	10.690	10.428	10.124	9.829	9.451	9.087	8.738	8.402	7.978	7.575
FTBS 168	19.900	88,48	15.781	15.348	14.901	14.467	13.911	13.376	12.861	12.366	11.742	11.150
FTBS 188	18.450	118,52	18.440	17.903	17.381	16.919	16.268	15.643	15.041	14.462	13.732	13.039
FTBS 248	43.000	118,52	20.969	20.358	19.777	19.201	18.463	17.752	17.070	16.413	15.585	14.798
FTBS 268	39.800	176,95	31.747	30.822	29.993	29.119	27.999	26.922	25.887	24.891	23.635	22.442
FTBS 288	36.900	237,04	43.336	42.074	40.917	39.725	38.197	36.728	35.315	33.957	32.243	30.616
FTBS 368	59.700	266,67	47.763	46.372	45.021	43.710	42.029	40.412	38.858	37.363	35.478	33.687
FTBS 388	55.350	354,93	60.398	58.639	56.931	55.273	53.147	51.103	49.137	47.248	44.863	42.599
FTBS 468	79.600	353,9	63.768	61.911	60.108	58.357	56.113	53.954	51.879	49.884	47.366	44.975
FTBS 488	73.800	474,08	76.142	73.925	71.771	69.681	67.001	64.424	61.946	59.564	56.557	53.703

Fonte: TRINEVA (2015).

Figura 26 – Especificações de desempenho para seleção da unidade evaporadora da câmara de coalhada.

DESEMPENHO TÉRMICO (5 mm)						
Modelo	Vazão de Ar m ³ /h	Área Troca m ²	Capacidade Nominal (Kcal/h) $\Delta t = 6^{\circ}\text{C}$			
			Temperatura de Evaporação (°C)			
			+10	+5	0	-5
FTBS 145	20.800	92,13	15.844	15.245	14.870	14.295
FTBS 165	19.300	137,78	23.555	22.664	22.042	21.189
FTBS 185	17.900	184,26	27.158	26.264	25.374	24.391
FTBS 245	41.700	184,26	31.785	30.740	29.697	28.850
FTBS 265	38.600	275,55	46.060	44.545	43.171	42.009
FTBS 285	35.800	368,51	58.307	56.389	54.728	53.224
FTBS 365	57.900	414,58	71.707	69.382	67.049	64.724
FTBS 385	53.700	552,12	87.764	84.778	81.793	78.800
FTBS 465	77.200	551,11	93.577	90.394	87.211	84.019
FTBS 485	71.600	737,03	107.343	103.691	100.040	97.126

Fonte: TRINEVA (2015).

Figura 27 – Especificações de desempenho para seleção da unidade condensadora da câmara de carnes.

Dados de Desempenho e Consumo Elétrico - Alta Temperatura R404A

Datos de Desempeño y Consumo Eléctrico - Alta Temperatura R404A

Modelo Trial (Três Compressores) / Modelo Trial (Tres Compresores)

Modelo	Temp. Externa (°C)	Dados Dados	Temperatura de evaporação (°C) / Temperatura de evaporación (°C)								
			5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35
BBT0900TH6	32	Q	38617	32787	27530	22835	18675	15021	11831	9064	6690
		P	13,60	12,64	11,69	10,73	9,78	8,81	7,85	6,90	5,96
	35	Q	36560	31002	25995	21524	17563	14087	11060	8441	6200
		P	14,01	12,98	11,95	10,93	9,90	8,88	7,86	6,86	5,88
	38	Q	34499	29217	24462	20215	16454	13159	10293	7822	5714
		P	14,42	13,31	12,21	11,12	10,03	8,95	7,88	6,82	5,79
43	Q	30963	26295	22063	18257	14867	11882	9280	7033	5115	
	P	15,12	13,86	12,62	11,41	10,21	9,04	7,89	6,78	5,69	
BBT1200TH6	32	Q	45084	38536	32583	27217	22425	18182	14453	11200	8384
		P	17,13	15,86	14,61	13,38	12,16	10,96	9,77	8,60	7,46
	35	Q	42650	36419	30756	25651	21093	17062	13524	10446	7789
		P	17,65	16,29	14,96	13,65	12,36	11,08	9,83	8,61	7,42
	38	Q	40207	34297	28928	24087	19765	15945	12599	9695	7197
		P	18,17	16,73	15,31	13,92	12,55	11,21	9,89	8,61	7,37
43	Q	-	30608	25900	21617	17764	14338	11325	8703	6445	
	P	-	17,48	15,89	14,35	12,85	11,39	9,98	8,62	7,31	
BBT1500TH6	32	Q	46952	39975	33672	28026	23006	18552	14689	11349	8480
		P	14,58	13,99	13,29	12,48	11,58	10,57	9,50	8,37	7,21
	35	Q	44463	37803	31794	26413	21632	17419	13740	10566	7847
		P	15,21	14,53	13,74	12,84	11,85	10,77	9,63	8,42	7,19
	38	Q	41965	35627	29915	24801	20260	16289	12795	9787	7219
		P	15,83	15,07	14,18	13,20	12,12	10,98	9,75	8,47	7,17
43	Q	-	-	26799	22254	18192	14660	11491	8757	6422	
	P	-	-	14,92	13,76	12,53	11,27	9,92	8,54	7,14	
BBT1800TH6	32	Q	63609	53842	45096	37324	30468	24414	19219	14746	10923
		P	17,34	16,82	16,10	15,22	14,18	12,96	11,66	10,26	8,80
	35	Q	60290	50951	42597	35182	28646	22910	17962	13712	10093
		P	18,15	17,50	16,66	15,65	14,50	13,19	11,79	10,30	8,75
	38	Q	56984	48075	40116	33056	26840	21420	16718	12691	9273
		P	18,95	18,17	17,21	16,09	14,82	13,42	11,91	10,33	8,70
43	Q	51482	43492	36324	29939	24293	19397	15088	11395	8266	
	P	20,29	19,25	18,06	16,72	15,26	13,73	12,08	10,38	8,64	

Fonte: ELGIN (2020).

Figura 28 – Especificações de desempenho para seleção da unidade condensadora da câmara de carnes (continuação).

BBT2100TH6	32	Q	72718	61746	51856	43015	35172	28213	22204	17012	12557
		P	20,75	20,08	19,18	18,09	16,82	15,36	13,79	12,10	10,33
	35	Q	68867	58385	48951	40523	33053	26469	20750	15820	11604
		P	21,69	20,89	19,86	18,63	17,23	15,66	13,96	12,16	10,28
	38	Q	65027	55039	46062	38048	30952	24741	19310	14641	10663
		P	22,62	21,69	20,53	19,17	17,63	15,96	14,14	12,22	10,23
43	Q	-	49460	41458	34275	27883	22319	17372	13113	9486	
	P	-	23,03	21,60	19,99	18,23	16,38	14,38	12,29	10,16	
BBT2700TH6	32	Q	88857	75880	64018	53308	43757	35341	28008	21689	16042
		P	27,58	23,79	20,62	17,92	15,59	13,54	11,71	10,05	14,05
	35	Q	83968	71645	60383	50213	41144	33162	26219	20252	14952
		P	30,93	26,70	23,12	20,05	17,36	14,99	12,86	10,94	14,05
	38	Q	79071	67413	56758	47131	38548	30999	24446	18829	13874
		P	34,29	29,61	25,62	22,16	19,12	16,42	14,00	11,83	14,04
43	Q	-	-	50503	42113	34546	27834	21973	16931	12468	
	P	-	-	29,92	25,59	21,83	18,52	15,60	13,01	14,03	
BBT3000TH6	32	Q	89324	76642	64743	53797	43915	35140	27469	20865	15356
		P	37,19	32,98	29,39	26,21	23,29	20,53	17,90	15,37	12,86
	35	Q	84195	72265	61042	50694	41338	33026	25762	19515	14216
		P	38,47	33,92	30,05	26,64	23,52	20,61	17,86	15,24	12,79
	38	Q	79059	67892	57352	47606	38778	30928	24070	18180	13089
		P	39,75	34,86	30,71	27,06	23,76	20,69	17,82	15,11	12,71
43	Q	-	-	50936	42528	34791	27828	21692	16387	11640	
	P	-	-	31,86	27,76	24,12	20,81	17,76	14,93	12,61	
BBT3600TH6	32	Q	101954	87538	74224	62058	51082	41313	32719	25257	18868
		P	45,76	41,27	37,06	33,07	29,28	25,66	22,22	18,98	15,95
	35	Q	96302	82589	69934	58375	47953	38688	30557	23516	17508
		P	47,04	42,34	37,93	33,75	29,79	26,03	22,46	19,10	15,99
	38	Q	90630	77633	65648	54702	44839	36081	28412	21792	16163
		P	48,32	43,41	38,79	34,43	30,30	26,39	22,70	19,23	16,03
43	Q	-	-	-	-	39716	32027	25254	19379	14369	
	P	-	-	-	-	31,15	26,96	23,04	19,41	16,08	

Fonte: ELGIN (2020).

Figura 29 – Especificações de desempenho para seleção da unidade condensadora da câmara de coalhada.

Dados de Desempenho e Consumo Elétrico - Alta Temperatura R404A

Datos de Desempeño y Consumo Eléctrico - Alta Temperatura R404A

Modelo Dual (Dois Compressores) / Modelo Dual (Dos Compresores)

Modelo	Temp. Externa (°C)	Dados Datos	Temperatura de evaporación (°C) / Temperatura de evaporación (°C)								
			5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35
BBT0800DH6	32	Q	32223	27362	22994	19101	15658	12638	10004	7723	5761
		P	10,96	10,23	9,50	8,75	8,00	7,25	6,49	5,73	4,99
	35	Q	30533	25894	21728	18016	14737	11863	9361	7201	5349
		P	11,32	10,53	9,74	8,94	8,14	7,33	6,53	5,74	4,96
	38	Q	28826	24417	20460	16935	13821	11095	8727	6687	4944
		P	11,68	10,83	9,98	9,13	8,27	7,42	6,57	5,74	4,93
43	Q	26024	22090	18540	15358	12533	10052	7892	6031	4443	
	P	12,28	11,31	10,35	9,40	8,46	7,54	6,63	5,74	4,89	
BBT1000DH6	32	Q	33506	28358	23754	19669	16070	12891	10170	7832	5834
		P	9,17	8,91	8,55	8,10	7,57	6,95	6,29	5,56	4,81
	35	Q	31779	26853	22453	18553	15119	12107	9513	7290	5397
		P	9,60	9,28	8,86	8,35	7,76	7,09	6,37	5,60	4,80
	38	Q	30034	25340	21150	17439	14174	11331	8865	6756	4967
		P	10,04	9,65	9,17	8,60	7,95	7,23	6,46	5,63	4,78
43	Q	27174	22955	19177	15814	12844	10276	8012	6076	4434	
	P	10,76	10,24	9,64	8,96	8,21	7,42	6,57	5,68	4,76	
BBT1200DH6	32	Q	40179	34186	28773	23924	19611	15785	12469	9597	7130
		P	12,10	11,61	11,02	10,34	9,57	8,72	7,81	6,85	5,86
	35	Q	38024	32304	27143	22523	18418	14798	11643	8917	6584
		P	12,63	12,06	11,39	10,63	9,78	8,87	7,89	6,87	5,82
	38	Q	35830	30398	25501	21119	17227	13817	10825	8246	6046
		P	13,16	12,50	11,75	10,91	9,99	9,02	7,98	6,90	5,79
43	Q	-	-	22876	18966	15475	12430	9713	7368	5366	
	P	-	-	12,34	11,35	10,30	9,23	8,09	6,93	5,75	
BBT1400DH6	32	Q	45539	38897	32854	27397	22513	18155	14346	11033	8173
		P	14,55	13,93	13,19	12,34	11,39	10,35	9,25	8,08	6,88
	35	Q	43048	36716	30963	25772	21128	17013	13392	10251	7547
		P	15,16	14,45	13,63	12,69	11,66	10,55	9,36	8,12	6,84
	38	Q	40497	34496	29049	24135	19740	15873	12445	9476	6929
		P	15,78	14,99	14,07	13,05	11,93	10,75	9,48	8,16	6,81
43	Q	-	-	-	21523	17623	14207	11118	8437	6134	
	P	-	-	-	13,62	12,34	11,03	9,64	8,21	6,76	
BBT1800DH6	32	Q	65707	55384	46174	38042	30930	24767	19475	14973	11059
		P	13,95	12,56	11,34	10,23	9,20	8,23	7,29	6,38	5,37
	35	Q	62369	52502	43708	35947	29165	23297	18270	14007	10320
		P	16,24	14,54	13,04	11,67	10,40	9,20	8,06	6,98	5,97
	38	Q	59042	49635	41257	33868	27416	21842	17078	13052	9590
		P	18,52	16,51	14,73	13,09	11,58	10,17	8,83	7,58	6,36
43	Q	53396	45014	37498	30823	24963	19881	15530	11850	8687	
	P	22,39	19,69	17,31	15,18	13,24	11,47	9,83	8,32	6,96	

Fonte: ELGIN (2020).