



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DE PERNAMBUCO
UNIDADE ACADÊMICA DO CABO DE SANTO AGOSTINHO
COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DIÊGO MENDES DE OLIVEIRA

Dimensionamento e seleção de equipamentos para um sistema de acondicionamento e
refrigeração de frutas e carnes

Cabo de Santo Agostinho - PE

2021

DIÊGO MENDES DE OLIVEIRA

Dimensionamento e seleção de equipamentos para um sistema de acondicionamento e refrigeração de frutas e carnes

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal Rural de Pernambuco – UFRPE, Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho – UACSA, como parte dos requisitos para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: 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)

- 048d Oliveira, Diêgo
Dimensionamento e seleção de equipamentos de um sistema de acondicionamento e refrigeração de carnes e frutas. /Diêgo Oliveira. - 2021.
76 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. Refrigeração. 2. Carga térmica. 3. Fluido refrigerante. 4. Projeto de Dimensionamento. I. Marques, Adriano daSilva, orient. II. Título

CDD 620.1

DIÊGO MENDES DE OLIVEIRA

Dimensionamento e seleção de equipamentos para um sistema de acondicionamento e refrigeração de frutas e carnes.

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: 12/02/2021

Banca Examinadora

Prof. Dr. Adriano da Silva Marques

Orientador

Prof. Dr. Felipe Orlando Centeno Gonzalez

Examinador interno

Prof. Msc. Ediman Dias Novo

Examinador externo

RESUMO

A refrigeração e o condicionamento de ar possibilitam, através do método de armazenamento, um prolongamento na vida útil de produtos alimentícios em lugares com climas adversos. Este trabalho se constitui no projeto e dimensionamento de uma câmara frigorífica que deve ser instalada na cidade de Belém do Pará, responsável pelo acondicionamento e refrigeração de maçã e carne suína respectivamente. O projeto consiste no cálculo da carga térmica e nas especificações de cada equipamento necessário para o funcionamento de uma câmara fria. O sistema projetado utiliza o ciclo de refrigeração por compressão mecânica a vapor e o fluido selecionado foi o refrigerante R-404a. A câmara frigorífica possui uma capacidade de resfriar cinco toneladas de maçã (a uma temperatura de 0 °C) e congelar dez toneladas de carne suína (a uma temperatura de -5,5 °C) diariamente. Todo cálculo do projeto foi baseado nas normas técnicas vigentes da ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*), visando um equipamento que ofereça segurança para seus operadores, consumidores e uma boa condição econômica de operação. Para o espaço físico utilizou-se como material isolante o poliuretano expandido, com uma espessura de 100 mm. Os resultados obtidos indicam que a maior parcela de carga térmica envolvida no projeto seria a referente aos produtos, alcançando 21,77 kW para as maçãs e 137.7kW para a carne suína, o que significa 97% do valor total da carga térmica total. Os resultados encontrados indicam que o sistema projetado deverá promover uma remoção de calor de 736,7 BTU/h do espaço interno, utilizando para isso três evaporadores e cinco unidades condensadoras.

Palavras-chave: Câmara frigorífica, Refrigeração, Carga térmica, Fluido refrigerante, Projeto de Dimensionamento.

ABSTRACT

Refrigeration and air conditioning allow, through the storage method, an extension in the life of alimentary products in places with adverse climates. This work constitutes the design and of a cold room that should be installed in Belém-PA, responsible for the packaging and refrigeration of apple and pork respectively. The project consists in the calculation of the thermal load and the specifications of the equipment necessary for the operation of a cold chamber. In this work, we specified the factors that influenced the development of the project and the equipment's principle of operation. The designed system uses the steam mechanical compression cooling cycle with the R-404a refrigerant. The cold storage chamber in question has a capacity to cool five tonnes of apple (at a temperature of 0 °C) and freeze ten tonnes of pork (at a temperature of -5.5 °C) daily. All calculation of the project, was based on the current technical standards of ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), aiming at equipment that offers safety to its operators, consumers and a good economic condition of operation. For the physical space, the expanded polyurethane was used as insulating material, with a thickness of 100 mm. The results obtained indicate that the largest portion of thermal load involved in the project would be related to the products, reaching 21.77 kW for apples and 137.7kW for pork, which means 97% of the total value of the total thermal load. The results indicate that the projected system should promote a heat removal of 736,7 BTU/h from the internal space, using three evaporators and five condensing units.

Keywords: Cold room, Refrigeration, Thermal Carga, Refrigerant, Sizing Project..

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Ciclo de refrigeração por compressão.	21
Figura 2 - Diagrama (temperatura por entropia) do ciclo de refrigeração por compressão.	22
Figura 3 - Compressor de uma unidade condensadora.....	23
Figura 4 - Unidade condensadora de um sistema de refrigeração.	24
Figura 5 - válvula de expansão termostática.	25
Figura 6 - Unidade evaporadora.	25
Figura 7 - Caixa comercial de maçã (18kg).	29
Figura 8 - Armazenamento de carne suína em ambiente controlado.	30
Figura 9 - Combinação do isolante com a chapa de aço.	33
Figura 10 - Combinação do concreto/isolante.....	34
Figura 11 - Combinação de alvenaria/isolante.	34
Figura 12 - Comparação entre os níveis de pressão de trabalho do fluido.....	46
Figura 13 - Planta baixa (câmara para maçã).	48
Figura 14 - Vista 3D (câmara para maçã).....	49
Figura 15 - Planta baixa (câmara para carne suína).....	50
Figura 16 - Vista 3D (câmara para carne suína).....	51
Figura 17 - Parcelas de carga térmica (câmara para maçã).	57
Figura 18 – Parcelas de carga térmica (câmara para carne suína).....	58
Figura 19 - Evaporador DRMx 32.44.....	60
Figura 20 - Evaporador DSMx 13.45.	61
Figura 21 - Unidade condensadora B**1500H6.	62
Figura 22 - Unidade condensadora BBT3000DH6.	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Índices de diferentes fluidos refrigerantes.....	20
Tabela 2 - Condições para o armazenamento refrigerado de maçãs.	26
Tabela 3 - Análise das alternativas de materiais isolantes.....	33
Tabela 4 – Dados para o cálculo da carga térmica devido ao produto (Câmara para maçã)....	36
Tabela 5 - Carga térmica pelo produto (câmara para carne suína).	37
Tabela 6 - Propriedades do ar, ambiente externo e interno (câmara para maçã).....	39
Tabela 7- Parâmetros de tempo (câmara para maçã).....	39
Tabela 8 - Propriedades do ar, ambiente interno da câmara (câmara para carne suína).	40
Tabela 9 - Parâmetros de tempo das portas 1 e 2 (câmara para carne suína).	40
Tabela 10 - Parâmetros ocupacionais (ambas as câmaras).....	41
Tabela 11- Parâmetros da carga térmica por iluminação (ambas as câmaras).	42
Tabela 12 - Calor de motores elétricos típicos de um motor.....	43
Tabela 13 - Características da empilhadeira tracionaria PX1235.....	44
Tabela 14 - Parâmetros carga térmica por respiração das maçãs.	45
Tabela 15 - Propriedades dos fluidos refrigerantes	46
Tabela 16 - Temperaturas de evaporação em função do produto.....	47
Tabela 17 - Características da câmara para maçã.....	49
Tabela 18 - Características da câmara para carne suína.	51
Tabela 19 - Carga térmica por transmissão em cada superfície (câmara para maçã).....	52
Tabela 20 - Carga térmica por transmissão em cada superfície (câmara para carne suína).	53
Tabela 21 - Parâmetros ambientais e térmicos (câmara para maçã).....	54
Tabela 22 - Parâmetros ambientais e térmicos (câmara para carne suína).....	54
Tabela 23 - Valores das parcelas de carga térmica (câmara para maçã).	56
Tabela 24 - Valores das parcelas de carga térmica (câmara para carne suína).	56
Tabela 25 – Cargas térmicas total das câmaras.	59
Tabela 26 - Características do evaporador 1 (câmara para maçã).	60
Tabela 27 - Características do evaporador 2 (câmara para carne suína).	61
Tabela 28 - Características do condensador (câmara para maçã).....	62
Tabela 29 - Características do condensador (câmara para carne suína).....	62
Tabela 30 - Cotação dos equipamentos da câmara frigorífica para maçã.	63

Tabela 31 - Cotação dos equipamentos da câmara frigorífica para carne suína.....	63
Tabela 32 – Estimativa de custos total para o projeto	64
Tabela 33 - Condições para o armazenamento refrigerado de maçãs.	72
Tabela 34 - Calor de motores elétricos típicos.	72
Tabela 35 - Condições de congelamento de carne suína.	73
Tabela 36 - Dados do catálogo da unidade condensadora da câmara para maçã.	73
Tabela 37- Dados do catálogo da unidade condensadora da câmara para carne suína.	74
Tabela 38 - Dados do catálogo do evaporador da câmara para maçãs.	75
Tabela 39 - Dados do catálogo do evaporador da câmara para carne suína.	76

LISTA DE ABREVIATURAS

ABCS	Associação Brasileira dos Criadores de Suínos.
ABNT	Associação Brasileira de normas técnicas.
ABRAFRUTAS	Associação Brasileira dos produtores exortadores de frutas e derivados
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i> (Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado).
EMBRAPA	Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária.
FAO	<i>Food and Agriculture Organization.</i>
GWP	<i>Global Warming Potential</i> (potencial de aquecimento global)
INPE	Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>
NR	Norma Regulamentadora
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i> (Potencial de Destruição de Ozônio)

LISTA DE SIMBOLOS

°C	Grau celsius
h	Hora
J	Joule
K	Kelvin
Kcal	Quilocaloria
Kg	Quilograma
m	Metro
s	Segundo
TR	Tonelada de refrigeração
W	Watt

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1	16
Equação 2	16
Equação 3	16
Equação 4	32
Equação 5	32
Equação 6	35
Equação 7	35
Equação 8	16
Equação 9	37
Equação 10	38
Equação 11	38
Equação 12	38
Equação 13	40
Equação 14	41
Equação 15	42
Equação 16	43
Equação 17	44
Equação 18	45

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	MOTIVAÇÕES	17
1.2	JUSTIFICATIVA	17
1.3	OBJETIVO GERAL	17
1.4	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	17
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1	DESENVOLVIMENTO HISTÓRICO	19
2.2	FLUIDO REFRIGERANTE	19
2.3	CICLO DE REFRIGERAÇÃO	20
2.4	COMPONENTES	23
2.4.1	Compressor	23
2.4.2	Condensador	24
2.4.3	Válvula de expansão	24
2.4.4	Evaporador	25
2.5	CONDIÇÕES TÉRMICAS DE ARMAZENAMENTO DOS PRODUTOS	26
2.5.1	Condições térmicas de armazenamento da maçã	26
2.5.2	Condições térmicas de armazenamento da carne suína	27
3	METODOLOGIA	28
3.1	DADOS CLIMATOLÓGICOS DE BELÉM- PA	28
3.2	DESCRIÇÕES DA CÂMARA PARA MAÇÃ	28
3.3	DESCRIÇÕES DA CÂMARA PARA CARNE SUÍNA	29
3.4	CARGA TÉRMICA	30
3.4.1	Carga térmica por transmissão de calor (Q_t)	30

3.4.2	Carga térmica do produto (Q_p).....	35
3.4.3	Carga por infiltração do ar externo (Q_{if}).....	37
3.4.4	Carga térmica por ocupação (Q_o).....	40
3.4.5	Carga por iluminação (Q_i).....	42
3.4.6	Carga devido a embalagens dos produtos (Q_e).....	42
3.4.7	Carga devido a motores elétricos (Q_{me}).....	43
3.4.8	Carga por respiração ($Q_r(m)$).....	44
3.4.9	Carga térmica total (Q_{TOTAL}).....	45
3.5	SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS	45
3.5.1	Seleção do fluido refrigerante.....	45
3.5.2	Seleção do evaporador.....	47
3.5.3	Seleção da unidade condensadora.....	47
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	48
4.1	DIMENSÕES DAS CÂMARAS	48
4.1.1	Dimensões da câmara de armazenamento da maçã.....	48
4.1.2	Dimensões da câmara de armazenamento da carne suína.....	50
4.2	CARGA TÉRMICA	51
4.3	CARGA TÉRMICA PELA TRANSMISSÃO DE CALOR – CÂMARA PARA MAÇÃ	52
4.4	CARGA TÉRMICA PELA TRANSMISSÃO DE CALOR – CÂMARA PARA CARNE SUÍNA	52
4.5	CARGA TÉRMICA PELO PRODUTO – CÂMARA PARA MAÇÃ	53
4.6	CARGA TÉRMICA PELO PRODUTO – CÂMARA PARA CARNE SUÍNA	53
4.7	CARGA TÉRMICA POR INFILTRAÇÃO – CÂMARA PARA MAÇÃ	54
4.8	CARGA TÉRMICA POR INFILTRAÇÃO – CÂMARA PARA CARNE SUÍNA	54
4.9	CARGA TÉRMICA POR OCUPAÇÃO – AMBAS AS CÂMARAS	55

4.10	CARGA POR ILUMINAÇÃO – AMBAS AS CÂMARAS.....	55
4.11	CARGA POR RESPIRAÇÃO - CÂMARA PARA MAÇÃ	
4.12	CARGA TÉRMICA DEVIDO AOS MOTORES ELÉTRICOS.....	56
4.13	CARGA TÉRMICA TOTAL	56
4.14	PROCESSAMENTO DOS RESULTADOS	57
4.15	SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS	59
4.15.1	Seleção do fluido refrigerante	59
4.15.2	Seleção dos evaporadores	60
4.15.3	Seleção das unidades condensadoras	61
4.16	ESTIMATIVA DE CUSTOS PARA O PROJETO	63
5	CONCLUSÕES.....	65
	REFERÊNCIAS	67
	ANEXO A - CONDIÇÕES PARA O ARMAZENAMENTO REFRIGERADO DE MAÇÃS.....	72
	ANEXO B - GANHO DE CALOR DE MOTORES ELÉTRICOS TÍPICOS	72
	ANEXO C - TEMPERATURA DE CONGELAMENTO DA CARNE SUÍNA... 	73
	ANEXO D - CATÁLOGOS DAS UNIDADES CONDENSADORAS.....	73
	ANEXO E - CATÁLOGOS DOS EVAPORADORES	75

1 INTRODUÇÃO

Segundo Coutinho (2019), a palavra refrigeração (do latim *frigus* que significa frio) é o processo de reduzir a temperatura através da extração de energia na forma de calor. Sendo assim, a finalidade da refrigeração é reduzir a temperatura de um espaço fechado ou de objetos e conseqüentemente a manutenção dessa mesma temperatura. Conforme aponta Sadhu (2018), a refrigeração é o método de conservação dominante quando se trata de produtos perecíveis, principalmente dos alimentos. O processo consiste na remoção de calor desses materiais, com o intuito de reduzir ou inativar o crescimento e desenvolvimento de microrganismos patogênicos e/ou deteriorantes e algumas enzimas que podem comprometer a qualidade original do alimento, com a finalidade de prolongar sua vida útil de prateleira.

De acordo com Antônio (2017), mercadorias como carnes congeladas e frutas, representam um papel importante no suprimento mundial de alimentos perecíveis. Segundo a FAO (2020), o volume de exportações de alimentos perecíveis no mundo alcançou USD 1,4 trilhão entre 2018 e 2020, sendo que as perdas são estimadas acima de 30%.

Conforme uma pesquisa realizada pela ABRAFRUTAS (2020), foram produzidas cerca de 939 mil toneladas de maçãs no Brasil entre as safras de 2019-2020, colocando o país entre os 10 maiores produtores da fruta no mundo. Devido ao aumento da produção da fruta nos últimos anos, estimulado por variados fatores, exige-se ainda mais um controle no processo de armazenagem para evitar perdas.

Desde o abate dos animais até a sua comercialização, as carcaças passam por sérios riscos de contaminação, podendo haver a deterioração da carne, a redução do seu tempo de vida de prateleira ou, ainda, ser fonte de infecções alimentares, colocando-se em risco a saúde pública. Por isso a carne deve ser monitorada em todas as etapas da produção incluindo sua armazenagem (ALMEIDA, 2011).

Nessa perspectiva, a área da refrigeração aplicada ao dimensionamento de câmaras frigoríficas surge como importante instrumento de estudo e pesquisa. Segundo Ribeiro (2016), nos dias atuais é cada vez maior a necessidade de se estocar alimentos já processados ou matérias-primas que servirão de insumos para produtos.

1.1 Motivações

A cadeia de alimentos refrigerados depende muito da refrigeração para a manutenção de baixas temperaturas durante o processamento, transporte e varejo de produtos alimentícios refrigerados (Parpas, 2018). A partir dessa necessidade de armazenar e conservar grandes quantidades de alimentos mantendo suas características ideais para o consumo, o engenheiro responsável pelo dimensionamento de uma câmara frigorífica possui grandes atribuições na eficiência dessa cadeia dos alimentos.

Além disso, devido à alta demanda do setor frigorífico no país, torna-se cada vez mais necessários projetos conscientes quanto ao consumo de energia elétrica para que seja possível garantir um futuro sustentável. Segundo Smitt (2020) para isso, é importante adotar-se meios mais eficientes de conversão, armazenamento e utilização da energia elétrica.

1.2 Justificativa

Levando em consideração toda complexidade envolvida em um sistema de refrigeração, é possível analisa-lo por diversas óticas com a finalidade de alcançar técnicas que resultem uma economia de energia elétrica em um sistema eficiente. Nessa circunstância, torna-se relevante um estudo referente ao dimensionamento adequado de uma câmara frigorífica, buscando maximizar a eficiência energética, no processo de conservação dos alimentos armazenados.

1.3 Objetivo Geral

O trabalho tem como objetivo dimensionar uma câmara frigorífica para a cidade de Belém do Pará para resfriar cinco toneladas de maçã e congelar dez toneladas de carne suína por dia.

1.4 Objetivos específicos

- Dimensionar o espaço físico da câmara frigorífica;
- Desenhar a planta baixa da câmara;
- Selecionar os materiais de construção da câmara frigorífica;
- Determinar a espessura do isolamento térmico;

- Estabelecer os parâmetros termodinâmicos para o cálculo da carga térmica;
- Calcular a carga térmica total;
- Selecionar os equipamentos para refrigeração e congelamento.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Desenvolvimento histórico

Segundo Miller (2014) o gelo natural foi enviado dos estados da Nova Inglaterra (nos Estados Unidos) para diversos países desde 1806 até o início do século XX. Embora as máquinas para fabricação de gelo tenham sido patenteadas no início do século XIX, inicialmente elas não conseguiram competir com a indústria do gelo natural. O gelo só começou a ser fabricado artificialmente em escala comercial, no sul dos Estados Unidos, por volta de 1880. Os refrigeradores domésticos não estavam comercialmente disponíveis até meados de 1920. Durante a década de 1920, a indústria de ar condicionado também teve o seu início com algumas instalações comerciais e domésticas. A indústria de refrigeração agora se expandiu de forma a estar presente na maior parte de nossas vidas. Existe refrigeração em nossos lares e ar condicionado, em nosso local de trabalho e até mesmo em nossos automóveis. A refrigeração é usada em vários setores, da fabricação de café instantâneo às mais modernas técnicas cirúrgicas.

2.2 Fluido refrigerante

Conforme aponta Miller (2014) qualquer gás que possa ser alternadamente liquefeito e vaporizado dentro de um equipamento mecânico pode ser utilizado como fluido refrigerante. Cada um destes fluidos refrigerantes manufaturados possui suas próprias características, tais como odor e pressão de vaporização. Os fluidos refrigerantes são os fluidos de trabalho vitais nos sistemas de refrigeração, eles transferem calor de um lugar para o outro, possibilitando o resfriamento do ar ou da água. Muitas substâncias podem ser usadas como fluidos refrigerantes.

A sua composição molecular varia de acordo com a aplicação, e por isso existem diversos tipos de fluidos refrigerantes. Os refrigerantes podem ser classificados em: hidrocarbonetos halogenados, hidrocarbonetos puros, misturas azeotrópicas, misturas não azeotrópicas e componentes inorgânicos.

Na procura por mais segurança e durabilidade, grandes empresas procuraram o refrigerante que suprisse os ciclos de refrigeração por água gelada satisfatoriamente. Neste período foram desenvolvidos os refrigerantes CFCs, HCFCs.

Assim que o fenômeno da destruição da camada de ozônio e o efeito estufa foram conhecidos pelo mundo, o protocolo de Montreal foi instaurado em 1987, de forma a estipular datas de banimento do uso de refrigerantes danosos à camada de ozônio. Neste período, os refrigerantes baseados em HCFC e CFC começam a ser substituídos por refrigerantes na base HFC e suas misturas, que não degradam a camada de ozônio.

Porém, descobertas feitas pelo IPCC sobre o problema do aquecimento global, mostram que os gases que causam o efeito estufa teriam grande influência nas mudanças climáticas. Portanto, a ótica sobre qual seria o refrigerante ideal mudou novamente, tendo uma grande ênfase em gases que têm um baixo potencial de aquecimento global (GWP).

Tabela 1 – Índices de diferentes fluidos refrigerantes.

	Refrigerantes naturais			HFC		HCFC
	CO ₂	NH ₃	C ₄ H ₁₀	R404A	R410A	R-22
Potencial de Destruição da camada de Ozônio (ODP)	0	0	0	0	0	0,05
Fator de Aquecimento Global (GWP)	1	0	3	3260	1725	1500

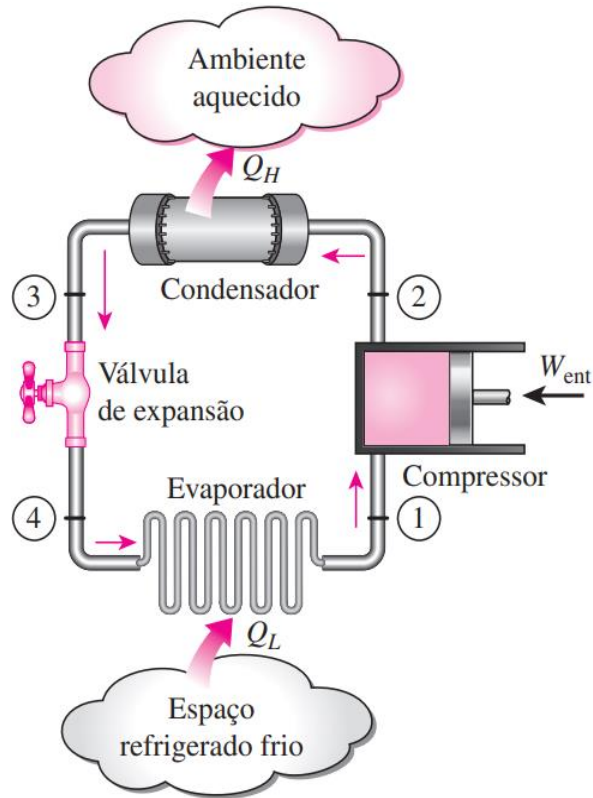
Fonte: Ministério do Meio Ambiente (2011), adaptado pelo autor.

Para Goetzler (2014), a decisão sobre um refrigerante ideal para um sistema consiste na busca por seis características distintas, onde o refrigerante deve ser: não-tóxico, não-inflamável, ter zero potencial de diminuição de ozônio (ODP), zero quanto ao fator de aquecimento global (GWP), uma faixa de pressão de trabalho aceitável e uma capacidade volumétrica apropriada à aplicação.

2.3 Ciclo de refrigeração

De acordo com Çengel (2009) os dispositivos que produzem refrigeração são chamados de refrigeradores, e os ciclos nos quais eles operam são chamados de ciclos de refrigeração. O ciclo de refrigeração mais usado é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, representado na figura (1), no qual o fluido refrigerante é vaporizado e condensado alternadamente e é comprimido na fase de vapor.

Figura 1- Ciclo de refrigeração por compressão.



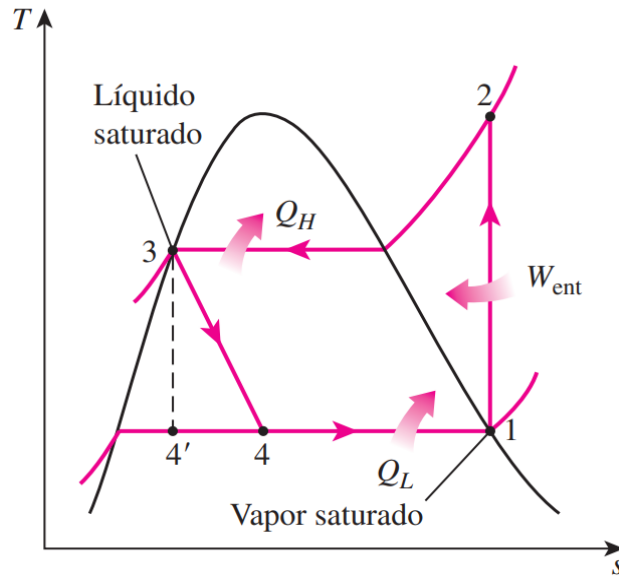
Fonte: Çengel (2010).

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o mais usado para refrigeradores e sistemas de condicionamento de ar, este ciclo consiste em quatro processos, os quais podem ser observados na figura 1 e estão listados abaixo:

- 1-2 compressão isentrópica em um compressor;
- 2-3 rejeição de calor a pressão constante em um condensador;
- 3-4 estrangulamento em um dispositivo de expansão;
- 4-1 Absorção de calor a pressão constante em um evaporador.

A descrição de cada uma das etapas listadas no ciclo segue as informações indicadas por Çengel (2010).

Figura 2 - Diagrama temperatura, entropia do ciclo de refrigeração por compressão.



Fonte: Çengel (2010).

Em um ciclo de refrigeração por compressão ideal (onde são desprezadas perdas por irreversibilidades como é o caso do atrito dos componentes do compressor) o fluido refrigerante entra no compressor no ponto (1) como vapor saturado e é comprimido de forma isentrópica (valor de entropia igual no início e final do processo) até a pressão do condensador. A temperatura do refrigerante aumenta durante esse processo de compressão

Em seguida, o refrigerante entra no condensador como vapor super aquecido no estado (2) e sai como líquido saturado no estado (3) como resultado da rejeição de calor para a vizinhança. A temperatura do fluido nesse estado ainda está acima da temperatura da vizinhança (temperatura ambiente).

O fluido refrigerante que está no estado (3) é estrangulado até a pressão do evaporador ao passar através de uma válvula de expansão ou tubo capilar, durante esse processo a temperatura do fluido refrigerante cai abaixo da temperatura do espaço refrigerado. O refrigerante entra no evaporador no estado (4) como mistura saturada com baixo título de vapor e evapora completamente pelo calor que é absorvido do espaço refrigerado, o refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e entra novamente no compressor, completando o ciclo de refrigeração.

Na figura apresentada é possível observar duas trajetórias diferentes para o processo 3-4 (estrangulamento em um dispositivo de expansão). Esse fato acontece uma vez que são feitas

duas abordagens: um processo ideal (isentrópico), onde a queda de pressão não reflete nenhuma perda de energia (linha preta tracejada) e um processo real, onde a queda de pressão é acompanhada por uma perda de eficiência no ciclo.

2.4 Componentes

Os principais componentes do ciclo de refrigeração, conforme indica a seção (2.3) são: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Estes equipamentos serão selecionados de acordo com a demanda de carga térmica do projeto.

2.4.1 Compressor

Segundo Souza (2012), o compressor é um equipamento destinado a aumentar a pressão de um fluido gasoso (ar, hidrogênio, vapores, etc). Esse dispositivo converte a energia mecânica em energia de pressão encerrando o gás em um reservatório que é usado no cilindro de compressão.

Conforme Miller (2014), os compressores para refrigeração podem ser classificados de acordo com: o número de cilindros, o método de compressão, o tipo de acionamento, a localização do acionamento ou o tipo motor. O método de compressão pode ser alternativo, centrífugo ou rotativo.

Figura 3 – Compressor de uma unidade condensadora.



Fonte: Elgin (2020).

2.4.2 Condensador

Através do conceito de Miller (2014) um condensador deve receber o vapor superaquecido do compressor, resfriá-lo até a sua temperatura de condensação e então condensá-lo. Esta ação é oposta àquela de um evaporador. Em geral, dois tipos de condensadores são empregados, os resfriados a ar e os resfriados a água. Os condensadores resfriados a ar são normalmente do tipo aleta e tubo, com o fluido refrigerante no interior dos tubos e o ar escoando em contato direto sobre o exterior. No condensador resfriado a água, o fluido refrigerante é resfriado com água dentro dos tubos.

Figura 4 - Unidade condensadora de um sistema de refrigeração.



Fonte: Elgin (2020).

2.4.3 Válvula de expansão

Para Miller (2014) os dispositivos de expansão separam o lado de alta pressão do lado de baixa pressão do sistema de refrigeração, atuando como um controle de pressão, os dispositivos de expansão permitem a passagem da quantidade correta de fluido refrigerante para o interior do evaporador. Dos vários tipos de dispositivos de expansão, a válvula de expansão manual é a mais simples, utilizada apenas em instalações controladas manualmente, a válvula de expansão manual é simplesmente uma válvula de agulha com uma haste de ajuste fino. Quando a máquina é desligada, a válvula de expansão manual tem que ser fechada para isolar a linha de líquido.

A válvula de expansão automática controla o escoamento de líquido ao responder à pressão de sucção do aparelho que age sobre o seu diafragma ou fole, quando a válvula abre, o fluido refrigerante líquido passa para o evaporador, o aumento resultante na pressão do evaporador fecha a válvula.

Figura 5 - válvula de expansão termostática.



Fonte: Elgin (2020).

2.4.4 Evaporador

De acordo com Miller (2014) o evaporador remove calor do espaço que está sendo resfriado, conforme o ar é resfriado, ele condensa vapor d'água, que deve ser drenado, se a água que condensa na serpentina do evaporador congelar quando a temperatura estiver abaixo de 0°C, o refrigerador ou congelador será obrigado a trabalhar mais, a água congelada ou gelo age como um isolante, reduzindo a eficiência do evaporador. Quando os evaporadores operam abaixo de 0°C, eles devem ser degelados periodicamente, de modo a eliminar o acúmulo de gelo nas serpentinas ou nas placas do evaporador.

Figura 6 - Unidade evaporadora.



Fonte: Elgin (2020).

2.5 Condições térmicas de armazenamento dos produtos

Há algumas diferenças entre as condições do ambiente controlado de resfriamento das maçãs para o congelamento de carnes suínas, como a temperatura de operação, umidade relativa e o tempo de resfriamento no regime transiente. Dessa forma o projeto contará com dois compartimentos separados, um responsável por acondicionar 5 toneladas diárias de maçãs e o outro pelo congelamento de 10 toneladas de carnes suínas diariamente.

2.5.1 Condições térmicas de armazenamento da maçã

Segundo Elansari (2018), o ciclo de resfriamento da fruta depende de vários fatores, tais como: tamanho, forma, temperatura, velocidade e circulação do ar, umidade relativa, luz, composição da atmosfera entre outros.

Conforme pesquisas realizadas pela EMBRAPA (2004), as condições ideais de armazenamento refrigerado das maçãs bem como seu período em meses, estão definidos na tabela (1).

Tabela 2 - Condições para o armazenamento refrigerado de maçãs.

Cultivares	Temperatura (°C)	Umidade Relativa (%)	Período de armazenamento
Gala e mutações	0	92-96	4-5 meses
Fuji	-1 a 0	92-96	6-7 meses
Golden Delicious	0	94-96	5-6 meses
Braeburn	0	92-96	6-7 meses

Fonte: EMBRAPA (2004), adaptado pelo autor.

No resfriamento de maçãs, à medida que a temperatura da fruta será reduzida (faixa de temperatura apresentada na tabela (1)), as taxas de variações biológicas e microbiológicas também serão reduzidas. Com a redução do metabolismo, a refrigeração diminui a atividade enzimática refletindo em uma diminuição da taxa respiratória do fruto assim como também reduz a produção de etileno, que é um dos principais agentes responsáveis pelo amadurecimento do fruto (Brizzolara, 2020).

2.5.2 Condições térmicas de armazenamento da carne suína

O armazenamento da carne segue uma dinâmica que objetiva manter a qualidade do produto desde o abate até o armazenamento final.

Segundo ABCS (2014) logo após o abate a carcaça deve ser conduzida imediatamente às câmaras de resfriamento o objetivo é baixar a temperatura para evitar a proliferação de microrganismos que podem causar a deterioração da carne e colocar em risco a saúde dos consumidores, o ideal é que a carcaça passe por resfriamento rápido, para isso deve atender às seguintes condições de temperatura (-18° a -20°C), velocidade do ar (4 a 4,5 m/s) por 1 hora.

De acordo com ASHRAE (2010) a carne suína deve ser armazenada em ambiente com valor médio de umidade relativa equivalente a 87,5%, idealmente sua temperatura antes da entrada na câmara frigorífica deve ser aproximadamente 5°C, e em regime permanente a temperatura da carne no interior da câmara deve ser de aproximadamente -5,5°C, atendendo as características térmicas ideais para os pós processamento.

3 METODOLOGIA

Toda a metodologia será referenciada pelo manual da ASHRAE (2010) e em acordo com norma regulamentadora NR-36 (2018), qual se refere ao trabalho em câmaras frigoríficas.

A partir de uma análise das condições térmicas de operação de uma câmara frigorífica, que seja capaz de resfriar maçãs a uma temperatura de 0°C e congelar carne suína a -5,5°C, deve-se projetar um compartimento para o resfriamento e outro para o congelamento tendo em vista a variação de temperatura envolvida em cada processo. Este projeto deve levar em consideração as seguintes condições: características térmicas do ambiente em que as câmaras serão instaladas, movimentação e distribuição dos produtos, infraestrutura, movimentação de pessoas, iluminação, motores dispostos no ambiente, isolamento térmico, entre outros parâmetros.

3.1 Dados climatológicos de Belém- PA

As condições climatológicas do local a ser instalada a câmara frigorífica tem extrema importância no seu dimensionamento. Segundo Climadata (2019) a temperatura máxima alcançada ao longo do ano de 2019 foi de 32,4°C, no mês de outubro, que também teve a maior média de temperatura do ano 27,2°C. Conforme um estudo realizado pelo INPE (2020), a umidade relativa tem valor médio de 70% no mesmo mês da temperatura analisada.

Serão consideradas situações extremas em que a câmara frigorífica irá operar, para que o dimensionamento seja seguro e satisfatório em qualquer época do ano. Dessa forma, a temperatura externa a câmara utilizada nos cálculos será a máxima de bulbo seco equivalente a 32,4°C.

3.2 Descrições da câmara para maçã

A movimentação diária na câmara será de cinco toneladas de maçãs. A fruta será armazenada em caixas de papelão, essas caixas são divididas por qualidade (categoria) da fruta e apresentam divisórias feitas por bandejas que acabam separando-as uma das outras evitando assim a deterioração da fruta na hora do manuseio das caixas.

Cada caixa apresentada na (figura 18) acomoda 18 kg de maçãs e suas dimensões são: 50 cm x 13 cm x 26 cm. Para acomodar o fluxo diário de maçãs, a operação do frigorífico

deverá contar com 278 caixas distribuídas em paletes, o empilhamento máximo permitido será de 7 caixas. Os paletes utilizados possuem dimensões de 100 cm x 120 cm.

Figura 7 - Caixa comercial de maçã (18 kg).



Fonte: Fischer (2020)

Através do número de caixas, dimensões dos paletes e o empilhamento máximo, foi possível definir as dimensões da câmara frigorífica para acomodar o fluxo diário de maçãs. Também foi levado em consideração a facilidade nas operações de carga e descarga, classificação do produto no interior da câmara, movimentação dos funcionários e da empilhadeira.

Conforme a EMBRAPA (2004) o isolamento térmico adequado para a câmara de resfriamento e armazenamento de maçãs deve possuir 100 mm de espessura.

3.3 Descrições da câmara para carne suína

O dimensionamento do espaço físico da câmara frigorífica para armazenamento da carne suína deve levar em consideração o peso e tamanho dos animais abatidos. Segundo Santos (2018) a determinação do peso de abate dos suínos deve levar em conta o retorno econômico do produtor, da indústria de processamento da carcaça e as exigências do mercado consumidor. O peso econômico de abate, está entre 110 e 130 kg, o suíno possui em média 48% de tecido muscular estriado esquelético e aproximadamente 18% de gordura ABCS (2014). Essa proporção representa o peso equivalente a 79,2 kg de cada carcaça, baseando-se no peso médio da 120 kg do animal vivo. A disposição da carne suína pode ser observada na figura (8).

Figura 8 - Armazenamento de carne suína em ambiente controlado.



Fonte: ABCS (2014).

A câmara de resfriamento possui trilhos nos quais serão penduradas as meias carcaças distribuídas de forma que estejam dispostas três unidades a cada metro linear (ABCS, 2014), por conta dessa solicitação mecânica essa câmara possuirá paredes laterais de alvenaria com colunas de aço a fim de suportar a carga das carnes. A partir desse parâmetro, tendo em vista que a câmara deve armazenar 252 meias carcaças (valor obtido dividindo a massa total pela massa de uma carcaça), o espaço deve conter 84 metros lineares

Segundo ABCS (2014), para este tipo de armazenamento indica-se a utilização de uma espessura de isolante térmico equivalente a 100mm.

3.4 Carga térmica

A carga térmica de refrigeração ou potência frigorífica é o calor, por unidade de tempo, que deve ser extraído do ambiente refrigerado para manter neste local a temperatura desejada, de acordo com as condições estabelecidas no projeto.

Para o correto dimensionamento de uma câmara frigorífica é necessário utilizar a metodologia adequada. Uma das metodologias de cálculo de carga térmica requerida, é disposta no manual da ASHRAE (2010). Essa metodologia foi aplicada nos próximos tópicos.

3.4.1 Carga térmica por transmissão de calor (\dot{Q}_t)

A carga térmica de condução tem função de calcular a quantidade de calor transmitida através dos elementos estruturais da câmara (piso, teto e paredes), considerando todos os materiais com resistência térmica relevantes.

Segundo Çengel (2009) podemos aplicar a seguinte equação para o caso geral da transferência de calor por condução:

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (1)$$

Sendo:

k = Condutividade térmica do material [W/m.K];

$\frac{dT}{dx}$ = Gradiente de temperatura.

Para usar a equação nas aplicações da câmara frigorífica, foram aplicadas as seguintes hipóteses simplificadoras:

- A condução de calor é permanente;
- A condução de calor é unidimensional;
- A condutividade térmica é constante.

Conforme recomendações da ASHRAE (2010) a carga térmica devido à transmissão de calor pode ser calculada através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_t = U \cdot A \cdot (T_e - T_i) \quad (2)$$

Sendo:

U : Coeficiente global de transmissão de calor em [W/m². K];

A : Área transversal ao fluxo de calor em [m²];

T_e : Temperatura externa em [°C];

T_i : Temperatura interna em [°C].

Através da espessura da parede/isolamento, das condutividades térmicas dos materiais de cada superfície e dos coeficientes de transferência de calor por convecção nas paredes interna e externa é possível determinar o coeficiente global de transferência de calor. As faces metálicas das placas de isolante térmico e as cantoneiras estruturais serão desprezadas nesse cálculo devido a sua alta condutividade térmica.

A resistência térmica de transferência de calor RP da parede, forro ou piso, deve ser calculado pela seguinte equação:

$$RP = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (3)$$

Sendo:

x : Espessura da parede/isolamento em [m];

k : Condutividade térmica do isolante/parede em [W/m. K];

h_i : Coeficiente de transferência de calor por convecção na parede interna do espaço refrigerado em [W/m². K];

h_o : Coeficiente de transferência de calor por convecção na parede externa do espaço refrigerado, em [W/m². K].

Os coeficientes de transferência de calor por convecção, h_i e h_o são calculados pela expressão:

$$h = 1,6 + 0,66u \quad (4)$$

Sendo:

u : Velocidade do ar junto a superfície em [m/s].

Para condições internas, ou em ambientes condicionados em que a velocidade do ar é relativamente baixa costuma-se adotar $u = 0$.

Quando a superfície do espaço refrigerado é construída por várias camadas de diferentes materiais, o valor de x/k representa a resistência composta dos materiais. Para essa situação a equação (2) pode ser reescrita como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_i}} \quad (5)$$

3.4.1.1 Seleção do isolante térmico

Objetivando a escolha do melhor material para aplicação, iniciou-se o estudo relacionado ao material dos isopainéis que serão utilizados nas paredes, teto e no piso da

câmara. A escolha influencia diretamente no isolamento térmico do sistema, com consequente impacto na carga térmica e consumo de energia elétrica.

Tabela 3 - Análise das alternativas de materiais isolantes.

Material	Poliestireno expandido (EPS)	Espuma rígida de poliuretano (PUR)
Condutividade térmica [W/ (m.K)]	0,035	0,026
ρ [kg/m ³]	20	40
Trabalhabilidade	Alta	Alta
Durabilidade	Média	Alta
Custo	Baixo	Médio

Fonte: O autor.

A tabela apresenta descrições dos principais isolantes térmicos disponíveis no mercado, tendo em vista suas características vantajosas na aplicação, desvantagens e custo.

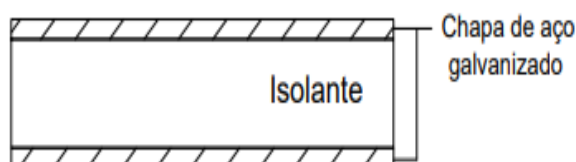
Optou-se por usar placas de espuma rígida de poliuretano (PUR) devido a sua menor condutividade térmica e principalmente pela sua alta durabilidade, que é um fator importante para câmaras frigoríficas.

Câmaras construídas com painéis de poliuretano deixam passar, em média, 25% menos de calor que painéis de poliestireno ou isopor (EPS), e uma relação ainda maior quando comparado com os demais materiais (Stocco, 2019).

Todas as superfícies das câmaras serão compostas por isopainéis de espumas rígidas de poliuretano, que possui a condutividade térmica (k), igual a 0,026 k [W/m.K].

Com exceção das paredes laterais da câmara para carne suína, que demandam maior resistência mecânica conforme indica a seção (3.3), o sistema de isolamento utiliza uma configuração de duas chapas de aço, conforme indica a figura (9).

Figura 9 – Combinação do isolante/chapa de aço.



Fonte: O autor, software: AutoCad.

Para o piso da câmara, tendo em vista as constantes manipulações de carga, faz-se necessário materiais com maior resistência mecânica, dessa forma o painel de PUR será combinado com duas camadas de concreto conforme ilustra a figura a seguir:

Figura 10 - Combinação do concreto/isolante no piso.

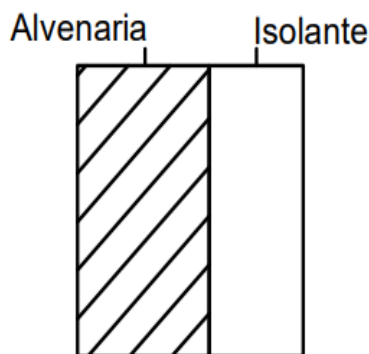


Fonte: O autor, software: AutoCad.

A condutividade térmica do concreto utilizado no piso conforme indica a norma ABNT (2003) é de 1,75 [W/m. K].

As paredes laterais da câmara para armazenamento de carne suína serão compostas por uma combinação de alvenaria e isolante térmico, conforme ilustra a figura (11), foi considerado que toda a parede lateral será construída com alvenaria, desprezando as colunas constituídas por armação de aço e concreto, uma vez que para análises térmicas o concreto tem valor de condução de calor próximo ao da alvenaria.

Figura 11 - Combinação de alvenaria/isolante nas paredes.



Fonte: O autor, software: AutoCad.

A tabela 6 apresenta o coeficiente global de transferência de calor do conjunto: tijolo de bloco e argamassa (parede de alvenaria utilizada nas paredes laterais na câmara da carne suína), de acordo com ABNT (2003). será igual a 2,48 W/m². K.

3.4.2 Carga térmica do produto (\dot{Q}_p)

A quantidade de calor que necessita ser removida pode ser calculada conhecendo-se as características do produto, incluindo: condição de entrada, condição final, massa, calor específico acima e abaixo da temperatura de congelamento e calor latente.

É importante determinar a quantidade de energia a ser adicionada ou removida no processo de aquecimento e resfriamento. O calor específico dá uma indicação do gasto de energia, que em um processo contínuo, tende a influenciar o tamanho do equipamento. O calor específico do alimento é significativamente afetado pela quantidade de água e estado físico (GIAROLA et al., 2016).

No caso em que o calor é removido para resfriar um produto desde sua temperatura inicial até uma temperatura menor, calor sensível, deve ser calculado pela seguinte equação:

$$Q'_p = m \cdot C_m \cdot (T_1 - T_2) \quad (6)$$

Sendo:

Q'_p : Calor removido em [kJ];

m : Massa do produto em circulação em [kg];

C_m : Calor específico do produto em [kJ/kg. K];

T_1 : Temperatura inicial do produto em [°C];

T_2 : Temperatura final do produto em [°C].

Para o caso em que o calor é removido para o congelamento do produto, calor latente, deve ser calculado pela equação a seguir:

$$Q''_p = m h_c \quad (7)$$

Sendo:

h_c : Calor latente de solidificação do produto em [kJ/kg].

Para sistemas que envolvam mais de um caso citado acima, a carga térmica devido ao produto será a soma das cargas parciais.

A carga térmica pelo produto deverá ser calculada relacionando a carga total a ser removida (Q_p) com o tempo necessário para que isso aconteça, conforme a relação abaixo:

$$\dot{Q}_P = \frac{Q_p}{3600 \cdot \tau} \quad (8)$$

Sendo:

τ : Tempo de processo em [h].

3.4.2.1 Carga devido ao produto – Câmara para maçãs

Nesse caso haverá o resfriamento, envolvendo apenas a parcela de calor sensível. Para o cálculo dessa parcela de carga térmica, os seguintes dados serão utilizados:

Tabela 4 – Dados para o cálculo da carga térmica devido ao produto (Câmara para maçã).

Coefficientes	Valores
m [kg]	5000
$T_2 - T_1$ [°C]	32,4
C_m [kJ/(kg. K)]	3,87

Fonte: O autor.

3.4.2.2 Carga térmica devido ao produto – Câmara para carne suína

A carga pelo produto referente a carne suína envolve uma parcela de calor sensível, que é o calor oriundo da diminuição de temperatura (de entrada até 5°C). De 5°C até -2,2°C (temperatura de início do congelamento da carne, conforme indica anexo C), uma parcela de calor latente, que será responsável por congelar a carne a uma temperatura constante de -2,2°C e por último uma parcela de calor sensível para diminuir a temperatura da carne de -2,2°C até -5,5°C.

De acordo com ASHRAE (2010) os valores referentes ao calor sensível acima e abaixo do ponto de congelamento da carne assim como o calor latente de fusão serão apresentados na tabela a seguir:

Tabela 5 - Carga térmica pelo produto (câmara para carne suína).

Coefficientes	Valores
C_m [kJ/ (kg. K)] (antes do congelamento)	3,08
C_m [kJ/ (kg. K)] (depois do congelamento)	3,10
h_c [kJ/kg]	166

Fonte: ASHRAE (2010), adaptado pelo autor.

3.4.3 Carga por infiltração do ar externo (\dot{Q}_{if})

A carga térmica relacionada à infiltração de ar corresponde ao calor do ar que entra na câmara através de aberturas da porta. A infiltração de ar externo na câmara fria pode contribuir com uma parcela significativa da carga térmica total de refrigeração. Segundo Ribeiro (2016) o “abrir” e “fechar” das câmaras frigoríficas, gera troca de calor do ar externo (geralmente é mais quente) com o ar interno (geralmente mais frio), aumentando a potência requerida pelo evaporador. Sempre que a porta é aberta, o ar externo penetra no interior da câmara, representando uma carga térmica adicional. Evidentemente a determinação exata deste volume é muito difícil, sendo valores aproximados para o número de trocas por dia, em função do tipo e volume da câmara.

Para o cálculo dessa carga térmica foi utilizada a metodologia disposta pela ASHRAE (2010), conseqüentemente as equações (9, 10, 11 e 12) foram retiradas dessa norma.

$$\dot{Q}_{if} = q \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E) \quad (9)$$

Sendo:

q : Carga térmica sensível e latente para o fluxo estabelecido, em [kW];

D_t : Fator de tempo de abertura das portas, adimensional;

D_f : Fator de fluxo da porta, adimensional;

E : Efetividades do sistema de proteção da porta, adimensional.

A carga térmica sensível e latente do ar, em kW, é estimada a partir de propriedades de ar úmido, conforme a seguinte equação:

$$q = 0,221 \cdot A_p \cdot (h_i - h_r) \cdot \rho_r \cdot \left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{0,5} \cdot (g \cdot H)^{0,5} \cdot F_m \quad (10)$$

Sendo:

A_p : Área da porta em [m²];

h_i : Entalpia do ar de infiltração (ar externo) em [kJ/kg];

h_r : Entalpia do ar refrigerado em [kJ/kg];

ρ_i : Massa específica do ar de infiltração em [kg/m³];

ρ_r : Massa específica do ar refrigerado em [kg/m³];

g : Aceleração da gravidade em [m/s²];

H : Altura da porta em [m];

F_m : Fator de densidade, adimensional.

O F_m , fator de densidade, é calculado através da equação:

$$F_m = \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_r}{\rho_i}\right)^{\frac{1}{3}}} \right)^{1,5} \quad (11)$$

O D_t , fator de tempo de abertura das portas pode ser calculado por:

$$D_t = \frac{P \theta_p + \theta_o}{3600\theta_d} \quad (12)$$

Sendo:

P : Número de passagens pela porta, adimensional;

θ_p : Tempo entre abertura e fechamento da porta em [s];

θ_o : Tempo em que a porta permanece aberta em [s];

θ_d : Tempo de referência = 24h.

Tipicamente, o tempo θ_p varia entre 15 a 25 s por passagem, portas de alta velocidade variam entre 5 e 10 s.

3.4.3.1 Infiltração de ar externo - Câmara para maçã

Com base nas características do ar externo a câmara, tal como as temperaturas de bulbo seco/úmido, e as condições do ar no interior: temperatura e umidade relativa, foi possível encontrar as propriedades dispostas na tabela a seguir.

Tabela 6 - Propriedades do ar, ambiente externo e interno (câmara para maçã).

Propriedades do ar externo		Propriedades do ar interno	
T_{bs} [°C]	32,4	T_{int} [°C]	0
T_{bu} [°C]	27	ur [%]	92
h_i [kJ/kg]	88	h_R [kJ/kg]	8,7
ρ_i [kg / m ³]	1,11	ρ_i [kg / m ³]	1,28

Fonte: O autor.

Para o cálculo do fator de tempo utiliza-se os valores recomendados para o tipo da porta escolhida, seguem informações referentes a porta de correr.

Tabela 7- Parâmetros de tempo (câmara para maçã).

Coefficientes	Valores
Tempo de abertura/fechamento da porta θ_p [s]	15
Tempo que a porta permanece aberta θ_o [s]	20
Tempo de referência θ_d [h]	24
Número de passagens pela porta	10

Fonte: O autor.

3.4.3.2 Infiltração de ar externo – Câmara para carne suína

As propriedades do ar externo são as mesmas utilizadas no cálculo da câmara das maçãs, apresentadas na tabela (8) as alterações do ambiente interno serão apresentadas a seguir:

Tabela 8 - Propriedades do ar, ambiente interno da câmara (câmara para carne suína).

Propriedades do ar interno	
T_{int} [°C]	-5,5
ur [%]	87,5
h_R [kJ/kg]	0,38
ρ_i [kg / m ³]	1,30

Fonte: O autor.

A partir da demanda do fluxo de carga da câmara, e parâmetros das portas utilizadas (portas de abrir) foram estimados os parâmetros listados na tabela abaixo, alguns dados diferem do apresentado na câmara para maçã uma vez que foi utilizado um modelo de porta diferente.

Tabela 9 - Parâmetros de tempo das portas 1 e 2 (câmara para carne suína).

Coefficientes	Valores
Tempo de abertura/fechamento da porta θ_p [s]	10
Tempo que a porta permanece aberta θ_o [s]	60
Tempo de referência θ_d [h]	24
Número de passagens pela porta	25

Fonte: O autor.

3.4.4 Carga térmica por ocupação (\dot{Q}_o)

Eventualmente as câmaras serão frequentadas por funcionários que exercem atividades referentes ao manejo e separação da mercadoria, controle de qualidade, limpeza, entre outras atribuições. Decorrente da liberação de calor pelos ocupantes do espaço refrigerado devido ao metabolismo do corpo humano, essa carga térmica surge como função da temperatura do local, tipo de trabalho realizado, tipo de roupa e tamanho da pessoa.

A carga por ocupação pode ser calculada através das equações (13 e 14), conforme recomendações da (ASHRAE, 2010):

$$\dot{Q}_o = N_p \cdot Q_{eq} \cdot D_{to} \quad (13)$$

Sendo:

N_p : Número de ocupantes, adimensional;

Q_{eq} : Calor equivalente do ocupante em [W/pessoa];

D_{to} : Taxa de ocupação, adimensional.

Segundo NR-36 (2018) a presença dos funcionários em ambientes refrigerados deve respeitar as condições de conforto térmico, baseado na jornada de trabalho das pessoas que estão desempenhando seus serviços no interior da câmara. Com base nessa norma e em uma dinâmica rotativa de trabalho no interior das câmaras, será adotado um tempo médio de ocupação que varia em relação a demanda de trabalho de cada uma das câmaras.

O calor equivalente Q_{eq} pode ser encontrado através da equação disposta no manual da ASHRAE (2010).

$$Q_{eq} = 272 - 6 (T_i) \quad (14)$$

Sendo:

T_i : Temperatura do espaço refrigerado [°C].

A tabela a seguir apresentará os dados quais serão utilizados no cálculo referente a ocupação em ambas as câmaras. Levando em consideração o tempo permitido pela norma regulamentadora brasileira e as recomendações da ASHRAE (2010) referentes ao calor equivalente gerado por cada funcionário.

Tabela 10 - Parâmetros ocupacionais (ambas as câmaras).

Descrições	
Número de funcionários – Câmara para maçã	2
Número de funcionários – Câmara para carne suína	4
Calor equivalente - Câmara para maçã [W/pessoa]	272
Calor equivalente - Câmara para carne suína [W/pessoa]	305
Taxa de ocupação – Câmara para maçã	0,125
Taxa de ocupação- Câmara para carne suína	0,167
Carga térmica por ocupação - câmara para maçã ($\dot{Q}_{o(m)}$) [kW]	0,068
Carga térmica por ocupação – câmara para carne suína ($\dot{Q}_{o(c)}$) [kW]	0,203

Fonte: O autor.

3.4.5 Carga por iluminação (\dot{Q}_i)

Carga térmica relacionada ao calor dissipado pelas fontes internas de iluminação presentes no equipamento, que segundo recomendações da ASHRAE (2010) é dado pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_i = W_i \cdot A_{pi} \cdot D_{to} \quad (15)$$

Sendo:

W_i : Taxa de iluminação em [W/ m²];

A_{pi} : Área do piso em [m²];

D_{to} : Taxa de ocupação, adimensional.

Como regra, a taxa de iluminação utilizada em projetos de câmaras frias e frigoríficas é de 10 W/m².

Com isso, a carga térmica relativa a iluminação no interior das câmaras será obtida utilizando os seguintes dados de entrada apresentados na tabela (8)

Tabela 11- Parâmetros da carga térmica por iluminação (ambas as câmaras).

Descrição	Valores
Taxa de iluminação [W/ m ²]	10
Área do piso - Câmara para maçã [m ²]	16
Área do piso - Câmara para carne suína [m ²]	86,6
Taxa de ocupação - Câmara para maçã	0,125
Taxa de ocupação – Câmara para carne suína	0,167

Fonte: O autor.

3.4.6 Carga devido a embalagens dos produtos (\dot{Q}_e)

O cálculo da carga térmica, devido as embalagens dos produtos na câmara fria, é necessário quando a quantidade de material utilizado nas embalagens seja maior que 10% do peso bruto que embarca na câmara.

3.4.7 Carga devido a motores elétricos (\dot{Q}_{me})

Esta carga deve-se ao trabalho de motores no espaço refrigerado, com exceção dos motores dos ventiladores. Segundo Vianna (2017) a diferença entre a potência útil fornecida pelo motor na ponta do eixo e a potência que é absorvida na linha de alimentação representa a perda do sistema, essas perdas são caracterizadas por exemplo pelo atrito dos componentes do motor, causando a conversão de parte da energia mecânica em calor. O cálculo pode ser realizado considerando-se os fatores de calor equivalente de motores elétricos, de acordo com a tabela (6).

$$\dot{Q}_{me} = \sum (\text{coluna A, B ou c}) D_{tm} \quad (16)$$

Sendo:

D_{tm} : Fração de tempo que o equipamento permanece ligado, adimensional.

Tabela 12 - Calor de motores elétricos típicos de um motor.

Motor [kW]	Eficiência (%)	Motor impulsionado dentro[W]	A	B
			Motor conduzido fora [W]	Motor Impulsionado fora [W]
0,12	35	340	117	223
0,19	54	346	188	158
0,25	56	439	246	194
0,37	60	621	372	247
0,56	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	106
7,5	85	8760	7178	1315

Fonte: ASHRAE (2010)

Os motores elétricos utilizados na câmara frigorífica serão os de uma empilhadeira, utilizada para elevação e tração. O modelo dessa empilhadeira é o tracionaria PX1235, cujas características serão apresentadas na tabela seguir:

Tabela 13 - Características da empilhadeira tracionaria PX1235.

Descrição	Valores
Altura com a torre abaixada [mm]	2075
Motor de tração [kW]	0,7
Motor de elevação [kW]	2,2

Fonte: Palettrans (2020), adaptado pelo autor.

3.4.8 Carga por respiração ($\dot{Q}_{r(m)}$)

Segundo Santos (2020) frutas e hortaliças quando são colhidas possuem um metabolismo acelerado, após a colheita continuam ocorrendo transformações químicas que promovem a utilização de reservas e compostos orgânicos ricos em energia, como açúcares e amido. De todos os processos metabólicos que podem ocorrer após a colheita, a respiração é o mais importante, sendo a temperatura o fator de maior influência.

O calor despreendido é chamado de calor de respiração e deve ser considerado como uma parte da carga do produto, onde quantidades consideráveis de frutas e/ou vegetais são mantidas em armazenamento a temperaturas acima da temperatura de congelamento. Este calor de respiração varia de produto a produto e também com a temperatura, quanto menor for a temperatura, menor será o calor devido à respiração. A taxa de calor de respiração pode então ser calculada como:

$$\dot{Q}_{r(m)} = m_p \cdot C_r \quad (17)$$

Sendo:

\dot{Q}_r : Taxa de calor de respiração em [mW];

m_p : Massa total do produto armazenado no espaço refrigerado em [kg];

C_r : Taxa de calor de evolução, em [mW/kg].

A taxa de calor de evolução de todas as frutas é disponibilizada pela ASHRAE (2010), através dela e dos seguintes dados de entrada apresentado a seguir, obtém-se o valor da carga térmica de respiração.

Tabela 14 - Parâmetros carga térmica por respiração das maçãs.

Coefficientes	Valores
Massa total do produto [kg]	5000
Taxa de calor de evolução [W/kg]	0,021
Taxa de calor de respiração em [kW]	0,105

Fonte: O autor.

3.4.9 Carga térmica total (\dot{Q}_{TOTAL})

A carga térmica total é obtida somando-se todas as cargas parciais calculadas com a consideração da potência de degelo.

Devido à necessidade de descongelamento do evaporador a intervalos frequentes, não é prático projetar o sistema de refrigeração de modo que o equipamento deva funcionar continuamente. Para os sistemas que empregam uma fonte auxiliar de calor para realizar o descongelamento, o tempo de funcionamento máximo recomendado é 20h. Assim, a carga térmica total, em unidade de potência, é calculada:

$$\dot{Q}_{TOTAL} = (\dot{Q}_t + \dot{Q}_p + \dot{Q}_{if} + \dot{Q}_o + \dot{Q}_i + \dot{Q}_e + \dot{Q}_{me} + \dot{Q}_r) \frac{24h}{T} \quad (18)$$

Sendo:

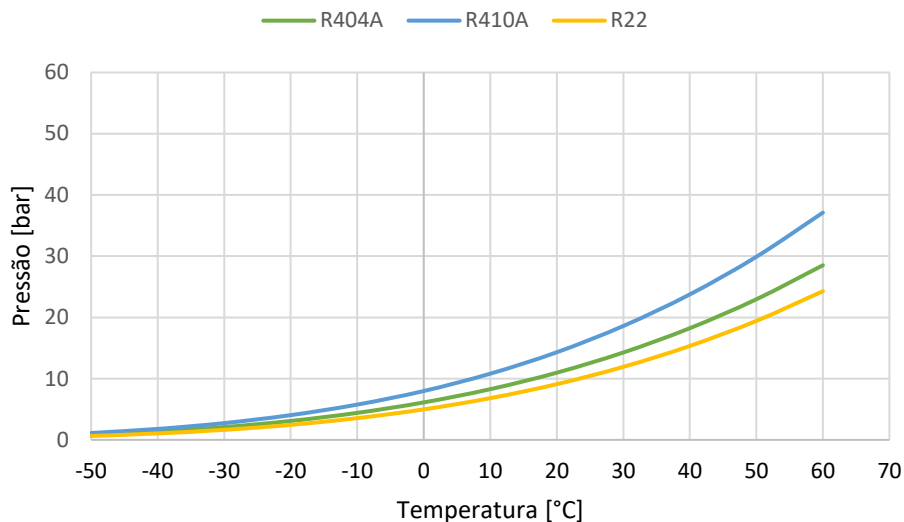
T : Tempo máximo de funcionamento permitido ao sistema de refrigeração em [h].

3.5 Seleção dos equipamentos

3.5.1 Seleção do fluido refrigerante

Com a finalidade de escolher o fluido refrigerante que melhor atenderia aos interesses do projeto, foi realizada uma análise comparativa entre os fluidos, os parâmetros utilizados foram: a toxicidade, inflamabilidade, o potencial de diminuição de ozônio (ODP), o fator de aquecimento global (GWP), e a faixa de pressão de trabalho

Figura 12 - Comparação entre os níveis de pressão de trabalho do fluido.



Fonte: Ministério do Meio Ambiente (2011), adaptado pelo autor.

A pressão de operação do fluido é um fator muito importante na seleção, estando diretamente relacionada com a segurança do sistema em caso de um vazamento.

Outros fatores levados em consideração na seleção do fluido refrigerante serão apresentados na tabela a seguir:

Tabela 15 - Propriedades dos fluidos refrigerantes

	HFC		HCFC
	R410A	R404A	R22
Inflamabilidade	Não	Não	Não
Toxicidade	Baixa	Baixa	Baixa
Custo relativo refrigerante/kg	Alto	Médio	Baixo
Eficiência energética relativa média [%]	95	99	100

Fonte: Ministério do Meio Ambiente (2011), adaptado pelo autor.

Além dos fatores mencionados na tabela, levou-se em consideração informações dispostas na seção (2.2), a qual apresenta os índices de potencial de destruição da camada de ozônio e do fator de aquecimento global.

3.5.2 Seleção do evaporador

Para seleção da unidade evaporadora, além da carga térmica é preciso levar em conta a temperatura de evaporação, que será função da diferença de temperatura (ΔT) entre o ar da câmara e o refrigerante que circula no evaporador, é esta temperatura de evaporação que determina a umidade relativa dentro da câmara.

Quanto maior o ΔT ($T_{int} - T_{evap.}$) maior será a desumidificação (umidade relativa menor). Para obtermos umidades relativas altas dentro da câmara precisamos de um ΔT pequeno o que implica em tamanho maior do evaporador e com um custo relativo maior.

A tabela a seguir apresenta a faixa da variação de temperatura recomendada de acordo com o produto de cada câmara.

Tabela 16 - Temperaturas de evaporação em função do produto

Tipo de produto	ΔT	UR [%]
Frutas	5-6	85-95
Carnes	5-6	85-95

Fonte: ASHRAE (2010), adaptado pelo autor.

3.5.3 Seleção da unidade condensadora

A unidade condensadora compreende o conjunto compressor-condensador. Sabemos que o desempenho do compressor e do condensador são afetados pela temperatura de evaporação e pela temperatura de condensação, que irão definir pressões de condensação e evaporação correspondentes, sendo possível determinar estas pressões no diagrama pressão-entalpia do refrigerante.

De acordo com o fluido refrigerante selecionado, através da capacidade em kcal/h, das temperaturas de evaporação, condensação, e do ambiente, será possível a seleção da unidade condensadora utilizando um cruzamento de dados no catálogo do determinado fornecedor.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

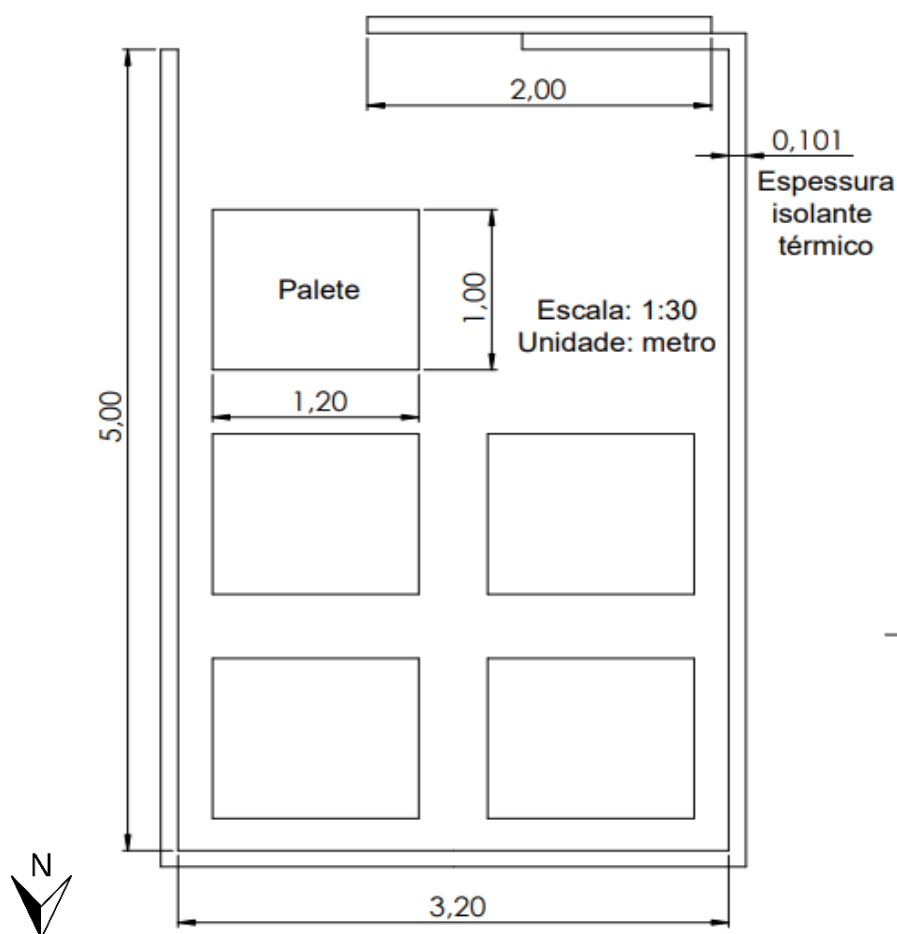
4.1 Dimensões das câmaras

Com base na metodologia apresentada, relacionada ao dimensionamento do espaço físico das câmaras, foi possível realizar o esboço 2D e 3D, dos dois espaços refrigerados, espaço das maçãs e espaço da carne suína.

4.1.1 Dimensões da câmara de armazenamento da maçã

A câmara terá formato retangular, sendo equipada com uma porta de correr. Os detalhes tanto construtivos quanto referentes ao posicionamento físico da carga (disposição dos paletes), podem ser observados na planta baixa apresentada a seguir:

Figura 13- Planta baixa (câmara para maçã).



Fonte: O autor, software: Solidworks.

Além disso, tendo em vista que a planta baixa oferece uma perspectiva plana, a tabela (1) apresenta todas as dimensões da câmara, inclusive a altura.

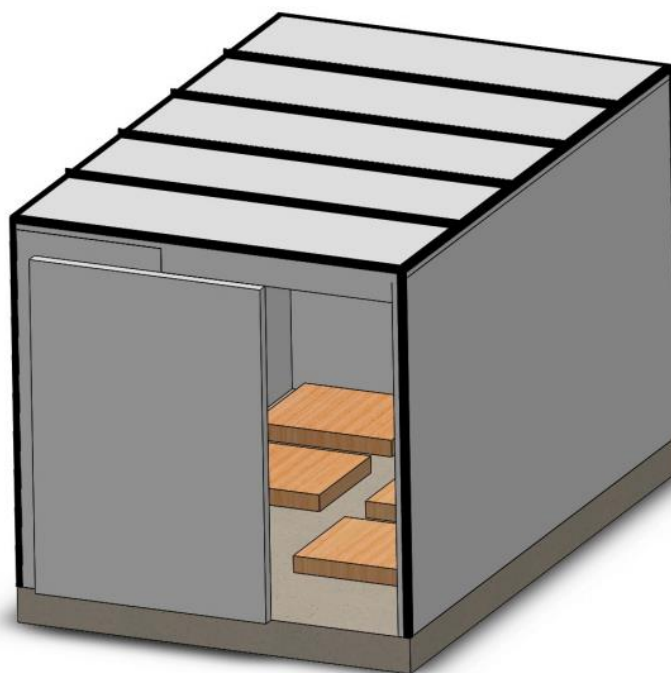
Tabela 17 - Características da câmara para maçã.

Dimensões da câmara	
Largura	3,2 m
Comprimento	5 m
Altura	3 m

Fonte: O autor.

A partir das dimensões foi possível realizar o esboço 3D, para melhor visualizar como será a câmara frigorífica responsável pelo resfriamento de maçãs.

Figura 14 - Vista 3D (câmara para maçã).



Fonte: O autor, software: Solidworks.

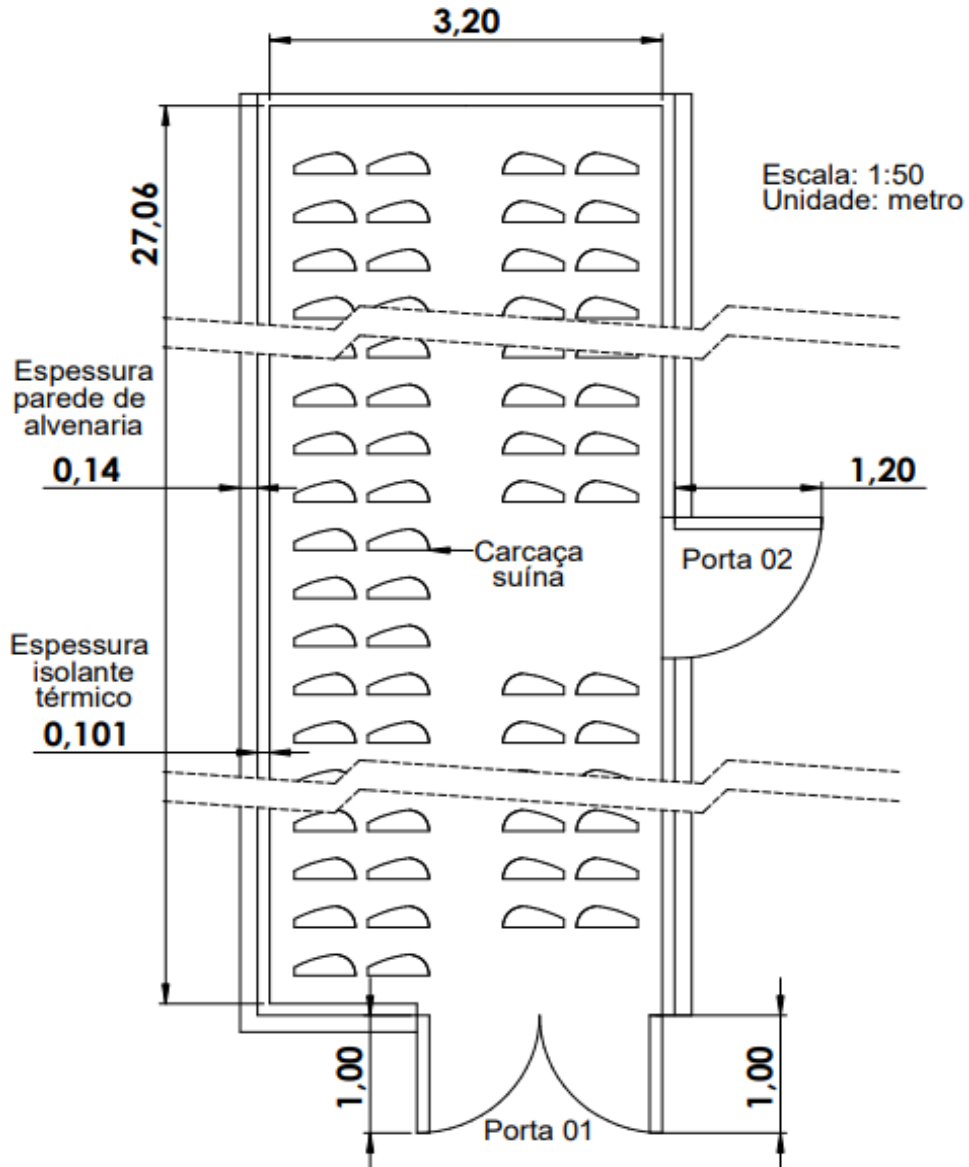
Na figura (14) é possível notar a presença de cantoneiras metálicas (elementos na cor preta), responsáveis por garantir a resistência mecânica da fixação dos painéis isolante.

Além disso, a câmara será equipada com um rodapé de 10 cm de alvenaria para evitar possíveis danos aos painéis isolantes por conta da movimentação de carga e operação com a empilhadeira.

4.1.2 Dimensões da câmara de armazenamento da carne suína

A câmara terá formato retangular, sendo equipada com duas portas de abrir. Além das dimensões da câmara, na planta baixa apresentada na figura (15), está disposto o revestimento, a alvenaria e a disposição das carcaças suínas no interior da câmara.

Figura 15 - Planta baixa (câmara para carne suína).



Fonte: O autor, software: Solidworks.

Na tabela (18) apresentada a seguir, serão dispostas todas as dimensões da câmara, inclusive a altura.

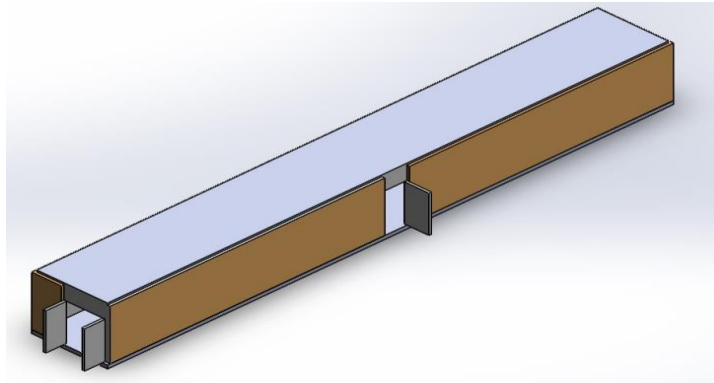
Tabela 18 - Características da câmara para carne suína.

Dimensões da câmara	
Largura	3,2 m
Comprimento	27,06 m
Altura	3 m

Fonte: O autor.

A partir das dimensões, foi possível realizar um esboço 3D de como será a câmara frigorífica responsável pelo congelamento da carne suína.

Figura 16- Vista 3D (câmara para carne suína).



Fonte: O autor, software: Solidworks.

Analogamente a câmara para maçãs, o local de armazenamento da carne suína também será equipado com um rodapé de alvenaria de 10 cm, com as mesmas finalidades de proteção dos painéis isolantes.

4.2 Carga térmica

A partir da metodologia apresentada, seguindo todas as recomendações da ASHRAE (2010) foi calculada a carga térmica requerida para cada uma das câmaras. Em seguida, realizou-se o processamento dos cálculos, identificando quais as parcelas de carga térmica possuíam maior relevância na potência frigorífica das câmaras.

Uma vez calculada cada parcela de carga térmica, foi definida a potência frigorífica que as câmaras deveriam possuir, dessa forma selecionou-se o tipo de equipamento que deveria ser instalado para cumprir todas as exigências calculadas.

4.3 Carga térmica pela transmissão de calor – câmara para maçã

Considerando os materiais utilizados para a confecção da câmara bem como a resistência térmica oferecida por cada um deles podemos calcular a transferência de calor causada pelo ambiente externo. A espessura do isolamento do compartimento de resfriamento das maçãs, segundo EMBRAPA (2004) deve ser de 100 mm.

A variação de temperatura considerada será a da situação mais extrema, apresentada na seção (3.1), com a temperatura externa de 32,4°C. A temperatura do ambiente refrigerado será a recomendada para armazenamento de maçãs conforme indica a tabela (2), equivalente a 0°C.

Para o cálculo do coeficiente global de transmissão de calor, considerou-se velocidade do ar próximo as superfícies iguais a zero, seguindo recomendações da ASHRAE (2010).

De posse dos parâmetros geométricos e de transferência de calor, com base na seção (3.5.1), foi possível estimar as cargas térmicas em cada superfície da câmara, conforme apresenta a tabela (19).

Tabela 19 - Carga térmica por transmissão em cada superfície (câmara para maçã)

Coeficientes	Parede norte	Parede sul	Parede leste	Parede oeste	Teto	Piso
U [W/ m ² . K]	0,196	0,196	0,196	0,196	0,196	0,210
$\dot{Q}_{t(m)}$ [W]	70,8	66,7	95,3	95,3	111,1	119,1

Fonte: O autor.

A carga térmica por transmissão de calor, na câmara para maçãs ($\dot{Q}_{t(m)}$), obtida somando os valores parciais de cada superfície é igual a 0,459 kW.

4.4 Carga térmica pela transmissão de calor – câmara para carne suína

O cálculo da carga térmica por transmissão de calor na câmara de armazenamento da carne difere das maçãs nos seguintes aspectos: presença de alvenaria nas paredes laterais e temperatura interna menor. A temperatura externa utilizada tem o valor 32,4°C, análogo ao cálculo da câmara para o armazenamento das maçãs e a temperatura interna tem o valor de -5,5°C conforme indica a seção (3.5.1). A tabela abaixo representa a transferência de calor em todas as superfícies da câmara de armazenamento da carne suína.

Tabela 20 - Carga térmica por transmissão em cada superfície (câmara para carne suína).

Coefficientes	Parede alvenaria e isolante	Portas e teto, somente isolante	Parede Em contato com câmara das maçãs	Piso
U [W/ m ² . K]	0,1818	0,196	0,196	0,22
$\dot{Q}_{t(c)}$ [W]	1119	707	10,3	723

Fonte: O autor.

A partir dos valores indicados na tabela, foi obtido o valor total de 2,625 kW, referente a carga térmica por transmissão de calor na câmara para carne suína ($\dot{Q}_{t(c)}$).

4.5 Carga térmica pelo produto – câmara para maçã

A massa de maçãs a ser resfriada diariamente será de 5000 kg. A fruta terá uma temperatura inicial (ambiente) de 32,4°C, e no final do processo atingirá 0°C.

O calor específico, fornecido pela (ASHRAE, 2010) para maçãs e o a calor que deverá ser removido da carga diária da fruta em kJ, com base na equação (6) disposta na seção (3.5.2). o $Q_{p(m)}$ encontrado foi de 629.940 kJ.

O tempo de resfriamento não é um valor arbitrário, depende da capacidade do produto em trocar calor com o ar da câmara, segundo EMBRAPA (2004) é recomendado um tempo de processo de 8 horas para maçãs. Dessa forma, através da equação (8), foi possível calcular a carga térmica devido ao produto, na câmara para maçãs ($\dot{Q}_{p(m)}$) obtendo-se 21,77 kW.

4.6 Carga térmica pelo produto – câmara para carne suína

A carga térmica pelo produto foi calculada relacionando a carga total a ser removida $Q_p = 1980000 \text{ kJ}$ com o tempo.

Assim, foi possível calcular a carga térmica devido ao produto, usando tempo de 4 h para resfriamento até o regime permanente, aplicando na equação (8) chegou-se a um valor total de carga térmica pelo produto na câmara para carne suína ($\dot{Q}_{p(c)}$), que é equivalente a 137,7 kW.

4.7 Carga térmica por infiltração – câmara para maçã

A porta selecionada para a câmara foi a de correr manual. Essa porta é sugerida para essa finalidade pela alta rotação diária do produto.

A porta selecionada possui as seguintes dimensões: 2000 mm x 2800 mm. De posse desses valores apresentados, através das equações dispostas na seção (3.5.3), foi possível calcular a carga térmica sensível e latente para o fluxo estabelecido (q) e o fator de densidade (F_m)

Tabela 21 - Parâmetros térmicos calculados (câmara para maçã).

Coefficientes	Valores
F_m	0,95
[kW]	42,55

Fonte: O autor.

Para o cálculo do fator de tempo utilizou-se os valores recomendados para o tipo da porta escolhida, e o valor obtido através da metodologia apresentada foi de 0,00162.

O dispositivo de proteção da porta adotado tem efetividade (E) de 0,9 e o fator de fluxo da porta foi de 0,8. Por fim, através da equação (9), foi calculada a carga térmica devido a infiltração de ar externo na câmara para maçãs ($\dot{Q}_{if(m)}$), equivalente a 0,0067 kW.

4.8 Carga térmica por infiltração – câmara para carne suína

As duas portas utilizadas na câmara das carnes estão representadas na figura (15), as portas 1 e 2 possuem as seguintes dimensões 2000 mm x 3000 mm e 1200 mm x 2200 mm respectivamente. A partir dos parâmetros geométricos e térmicos podemos novamente calcular:

Tabela 22 - Parâmetros ambientais e térmicos calculados (câmara para carne suína).

Coefficientes	Valores
F_m	0,94
q [kW] (porta 1 e 2)	84,67

Fonte: O autor.

Para o cálculo do fator de tempo, através dos valores recomendados para o tipo da porta escolhida, obteve-se 0,0022.

Análogo aos parâmetros indicados no cálculo da câmara de maçãs as portas da câmara de armazenamento de carnes, tem efetividade (E) de 0,9 e o fator de fluxo da porta 0,8.

Novamente, através da equação (9), foi calculada a carga térmica devido a infiltração de ar externo da câmara para carne suína ($\dot{Q}_{if(c)}$), igual a 0,015 kW.

4.9 Carga térmica por ocupação – ambas as câmaras

Com base na demanda inicial do número de funcionários, seguindo a metodologia da seção (3.5.4), encontrou-se a carga de 0,068 para a câmara de maçãs e 0,203 kW para a câmara de carne suína. Nota-se a semelhança nos parâmetros térmicos utilizados nas duas câmaras, o destaque a ser observado é o fato do calor equivalente ser maior na câmara da carne, uma vez que essa possui uma temperatura de regime permanente menor.

4.10 Carga por iluminação – ambas as câmaras

A tabela abaixo representa os valores empregados no cálculo da parcela de carga térmica relacionado a iluminação das câmaras. A taxa de iluminação apresentada, é a recomendada pela ASHRAE (2010) para câmaras frigoríficas. Quanto a taxa de ocupação, leva-se em consideração que o funcionário passará 3 horas por dia no interior da câmara para maçãs e 4 horas por dia na câmara para carnes. Através da metodologia disposta na seção (3.5.5) os parâmetros da carga térmica por iluminação foram $\dot{Q}_{i(m)}=0,2$ kW na câmara das maçãs e $\dot{Q}_{i(c)}=0,144$ kW na câmara para carne suína. O fato do valor da carga por iluminação ser muito maior na câmara para carne, justifica-se pelo fato de que a área que deve ser iluminada assim como o tempo de operação, são valores superiores aos da câmara para maçã.

4.11 Carga por respiração - câmara para maçã

Com base nos valores listados na tabela (14) e na equação (17), o valor da carga térmica por respiração ($\dot{Q}_{r(m)}$) é de 0,102 kW.

4.12 Carga térmica devido aos motores elétricos

Conforme a seção (3.5.7) apresenta, de posse das características dos motores, e considerando que os mesmos serão utilizados durante uma hora diariamente foi possível calcular a carga térmica devido aos motores elétricos (\dot{Q}_{me}), equivalente a 0,468 kW.

4.13 Carga térmica total

Como base na seção (3.5.10), a carga térmica total conta com as seguintes cargas parciais, apresentadas nas tabelas a seguir:

Tabela 23 - Valores das parcelas de carga térmica (câmara para maçã).

Descrição	Valores
Carga térmica devido a transmissão de calor ($\dot{Q}_{t(m)}$)	0,458 kW
Carga térmica devido ao produto ($\dot{Q}_{p(m)}$)	21,77 kW
Carga térmica devido a infiltração de ar-ext. ($\dot{Q}_{if(m)}$)	0,0067 kW
Carga térmica devido a ocupação ($\dot{Q}_{o(m)}$)	0,068 kW
Carga térmica devido a iluminação ($\dot{Q}_{i(m)}$)	0,020 kW
Carga térmica devido a motores elétricos ($\dot{Q}_{me(m)}$)	0,156 kW
Carga térmica devido a respiração ($\dot{Q}_{r(m)}$)	0,102 kW

Fonte: O autor.

Tabela 24 - Valores das parcelas de carga térmica (câmara para carne suína).

Descrição	Valores
Carga térmica devido a transmissão de calor ($\dot{Q}_{t(c)}$)	2,625 kW
Carga térmica devido ao produto ($\dot{Q}_{p(c)}$)	137,7 kW
Carga térmica devido a infiltração de ar-ext. ($\dot{Q}_{if(c)}$)	0,015 kW
Carga térmica devido a ocupação ($\dot{Q}_{o(c)}$)	0,203 kW
Carga térmica devido a iluminação ($\dot{Q}_{i(c)}$)	0,144 kW
Carga térmica devido a motores elétricos ($\dot{Q}_{me(c)}$)	0,312 kW

Fonte: O autor.

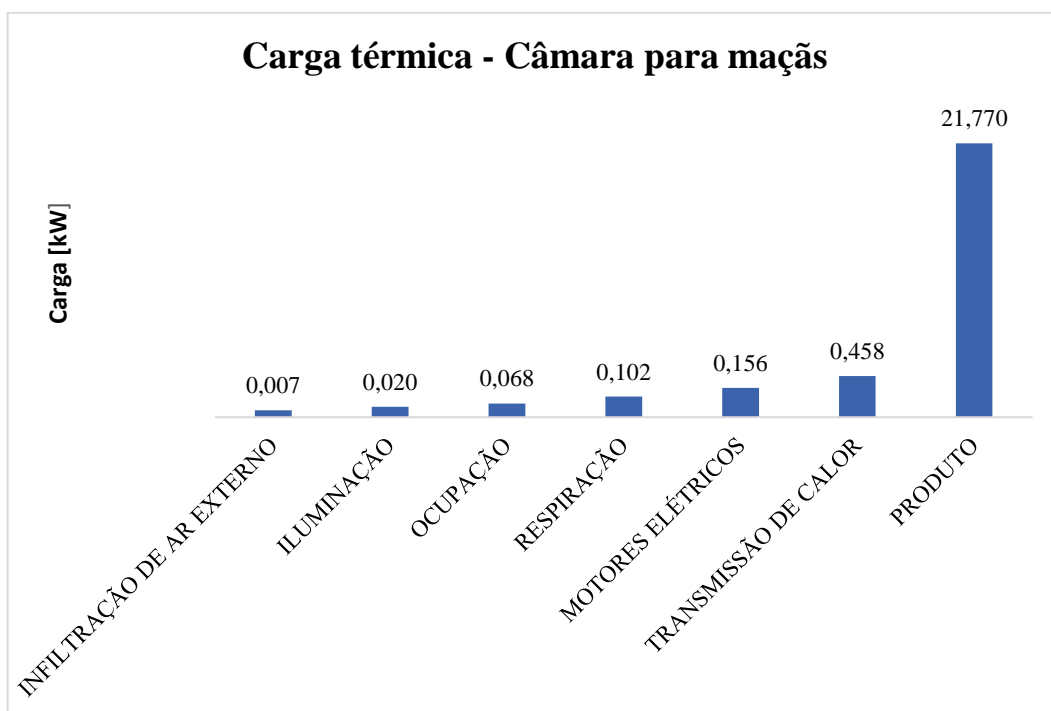
Com base nos valores apresentados nas tabelas acima e na equação (18), considerando um tempo de funcionamento de 20 h, levando em conta o degelo elétrico, baseado na seção (3.5.10), chegamos ao valor total de 27,13 kW e 169,2 kW para as câmaras de maçãs e carne suína respectivamente.

4.14 Processamento dos resultados

Os resultados referentes às parcelas de carga térmica de cada componente das câmaras foram apresentados nas tabelas (23) e (24). Através desses resultados foi possível visualizar um grande diferencial entre os valores, tornando determinadas parcelas menos expressivas que outras, diante do valor total da carga térmica das câmaras.

A figura a seguir expressa a variação entre os valores das parcelas de carga térmica do sistema na câmara para maçãs.

Figura 17 - Parcelas de carga térmica (câmara para maçã).



Fonte: O autor.

Fica claro que a maior parcela de carga térmica é devido ao produto, representando 96,3% do valor da carga térmica total da câmara da maçã. Esse resultado é esperado levando em consideração o alto diferencial de temperatura inicial e final da fruta (32,4°C à 0°C).

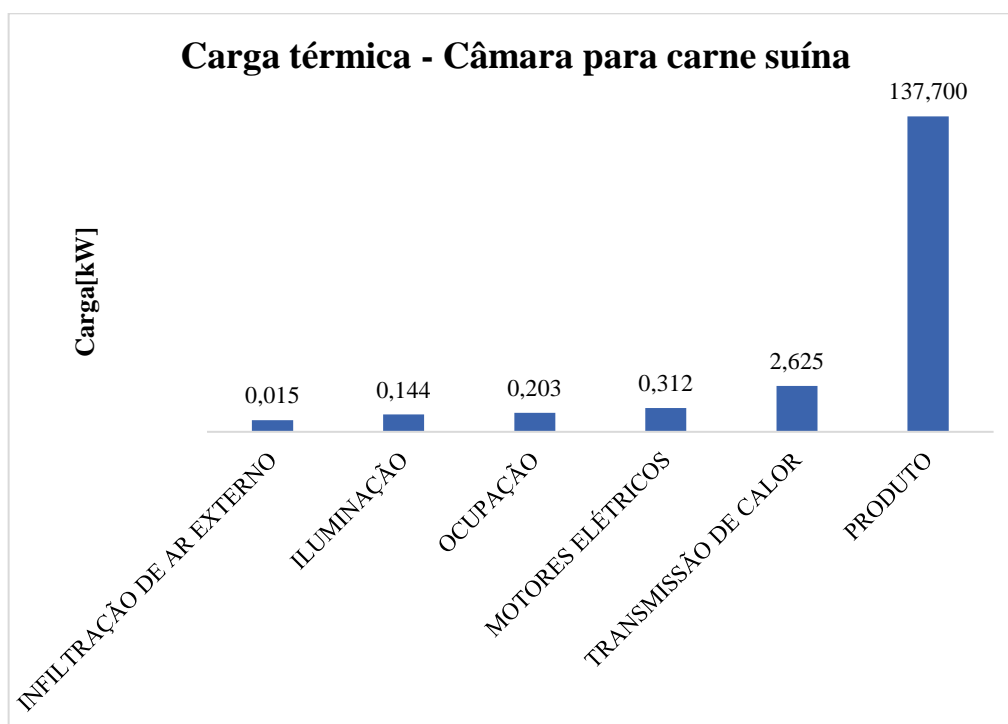
A carga térmica proveniente do teto, paredes e piso representa a segunda parcela com maior relevância no valor da carga térmica total. A câmara para maçã possui 71,2 m² de área superficial, o que justifica a relevância do valor encontrado.

As atividades de movimentação de carga no interior da câmara para maçã não são intensas, portanto, não há necessidade da presença de funcionários por uma longa duração de tempo no ambiente refrigerado, conseqüentemente as parcelas de cargas térmicas devido a ocupação e iluminação possuem valores extremamente inferiores em relação ao valor total.

A baixa intensidade de movimentação na câmara, e o dispositivo de proteção para infiltração de ar externo utilizado na porta justifica o valor de carga térmica devido a infiltração encontrado. Essa parcela não possui influência direta na carga térmica total.

Para a análise e processamento dos dados calculados na câmara para carne suína, temos a figura a seguir:

Figura 18 – Parcelas de carga térmica (câmara para carne suína)



Fonte: O autor.

Da mesma forma, é facilmente visualizado que a maior parcela de carga térmica também é devido ao produto, representando 97,6 % do valor total da carga térmica. Esse resultado

também era esperado devido ao alto diferencial de temperatura inicial e final da carne suína (32,4°C à -5,5°C).

A carga térmica proveniente do teto, paredes e piso possui o segundo maior no valor da carga térmica total. A câmara para carne suína possui 353,9 m² de área superficial, o que justifica o valor significativo da carga térmica devido a transmissão de calor.

A parcela de carga térmica devido aos motores elétricos, apesar de utilizar duas empilhadeiras para movimentação de carga no interior da câmara, não é expressiva em relação à carga térmica total.

Da mesma maneira que a câmara para maçãs, não haverá intensas atividades de movimentação de carga no interior da câmara para carne suína, sendo necessário apenas uma taxa de ocupação de 4 horas por dia. Conseqüentemente as parcelas de cargas térmicas devido a ocupação e iluminação não são relevantes em relação ao valor da carga térmica total da câmara.

Apesar da câmara para carne suína possuir duas portas, ambas possuem dispositivos de proteção para entrada de ar externo, e são abertas poucas vezes ao longo do dia, sendo assim justifica o valor irrisório da carga térmica devido a infiltração de ar externo dessa câmara.

4.15 Seleção de equipamentos

As especificações do projeto de acordo com as cargas térmicas calculadas serão apresentadas na tabela a seguir:

Tabela 25 – Cargas térmicas total das câmaras.

Descrição	[kW]	[kcal/h]	TR	[BTU/h]
Carga térmica total (câmara para maçã)	29,8	25623	8,47	101.682
Carga térmica total (câmara para carne suína)	186,12	160034	21,87	635.068

Fonte: O autor.

4.15.1 Seleção do fluido refrigerante

Através dos critérios mencionados na seção (3.6.1) foi selecionado o fluido refrigerante ideal para o sistema. Dentre os fluidos comuns, o R404A além de ser o mais utilizado nos sistemas de refrigeração comercial e industrial, atendeu todas as exigências quanto a seleção do fluido, sendo ele o adotado para o sistema.

4.15.2 Seleção dos evaporadores

Buscou-se um evaporador que apresentasse uma temperatura de evaporação (disponível no catálogo) cujo ΔT ($T_{int} - T_{evap.}$) não fosse maior que 6, conforme as recomendações. Levando em consideração a facilidade na aquisição e manutenção do equipamento, optou-se pelo fabricante Delta frio.

Na câmara para maçã, o modelo selecionado possui o alcance e a vazão desejadas de acordo com as características da câmara, e apenas uma unidade do modelo descrito a seguir supre as necessidades da câmara.

Tabela 26 - Características do evaporador 1 (câmara para maçã).

Descrições	
Modelo	DRMx 32.44
Vazão [m^3/h]	19556
Temperatura de evaporação [$^{\circ}C$]	-5
Capacidade [kcal/h]	31308
Degelo	Elétrico
Dimensões do equipamento	3050 mm x 550 mm x 600 mm

Fonte: Delta Frio (2020), adaptado pelo autor.

Figura 19 - Evaporador DRMx 32.44.



Fonte: Delta Frio (2020)

Para a câmara da carne suína, foi selecionado um modelo de evaporador que possui uma alta capacidade, ideal para câmaras com carga térmica elevada, e tem um longo alcance, desejável para câmaras compridas (onde o comprimento é muito maior que a largura). Para

suprir a demanda diária da câmara foram necessárias duas unidades do modelo descrito a seguir na tabela (30).

Tabela 27 - Características do evaporador 2 (câmara para carne suína).

Descrições	
Modelo	DSMx 13.45
Vazão [m^3/h]	63800
Temperatura de evaporação [$^{\circ}C$]	-10
Capacidade [kcal/h]	94644
Degelo	elétrico
Dimensões do equipamento	4750 mm x 1110 mm x 780 mm

Fonte: Delta Frio (2020), adaptado pelo autor.

Figura 20- Evaporador DSMx 13.45.



Fonte: Delta Frio (2020.)

4.15.3 Seleção das unidades condensadoras

Na seleção das unidades condensadoras, utilizando os mesmos critérios da escolha dos evaporadores, os equipamentos escolhidos foram da fabricante Elgin.

Para a câmara da maçã, o modelo selecionado possui um compressor e dois motoventiladores, suas descrições técnicas serão apresentadas na tabela (28).

Tabela 28 - Características do condensador (câmara para maçã)

Descrições	
Modelo	B**1500H6
Temperatura de evaporação [°C]	-5
Fluido refrigerante	R-404A
Capacidade [kcal/h]	311877
Dimensões do equipamento	2760 mm x 1280 mm x 1260 mm

Fonte: Elgin (2020), adaptado pelo autor.

Figura 21 - Unidade condensadora B**1500H6.



Fonte: Elgin (2020)

O modelo da unidade condensadora escolhido para a câmara para carne suína possui dois compressores e dois motoventiladores. Serão necessárias quatro unidades do equipamento descrito na tabela (29) para atender as necessidades da câmara.

Tabela 29 - Características do condensador (câmara para carne suína).

Descrições	
Modelo	BBT3000DH6
Temperatura de evaporação [°C]	-10
Fluido refrigerante	R-404 ^a
Capacidade [kcal/h]	47229
Dimensões do equipamento	2760 mm x 1280 mm x 1260 mm

Fonte: Elgin (2020), adaptado pelo autor

Figura 22 - Unidade condensadora BBT3000DH6.



Fonte: Elgin (2020).

4.16 ESTIMATIVA DE CUSTOS PARA O PROJETO

As tabelas (30) e (31) apresentam a cotação referente aos preços dos equipamentos e materiais utilizados para a execução do projeto da câmara frigorífica, para maçãs e carne suína respectivamente.

Tabela 30 - Cotação dos equipamentos da câmara frigorífica para maçã.

Empresa	Equipamento	Quantidade	Valor unitário	Valor total
Delta Frio	Unidade evaporadora DRMx 32.44	1	R\$ 17.500	R\$ 17.500
Elgin	Unidade condensadora B**1500H6	1	R\$ 4250	R\$ 4.250
Dânica	Placas - Isopainéis de PUR	25	R\$ 379,5	R\$ 9.500
Dânica	Porta de correr manual (CM)	1	R\$ 3.170	R\$ 3.170

Fonte: O autor.

Tabela 31 - Cotação dos equipamentos da câmara frigorífica para carne suína.

Empresa	Equipamento	Quantidade	Valor unitário	Valor total
Delta Frio	Unidade evaporadora DSMx 13.45	2	R\$ 95.400	R\$ 190.800
Elgin	Unidade condensadora BBT3000DH6	4	R\$ 10.050	R\$ 40.200
Dânica	Placas - Isopainéis de PUR	110	R\$ 379,5	R\$ 41.475
Dânica	Porta de abrir	1	R\$ 1.480	R\$ 1.480
Dânica	Porta de abrir	1	R\$ 2.950	R\$ 2.950

Fonte: O autor.

Nota-se claramente que o custo mais expressivo do projeto é referente às unidades evaporadoras, o valor elevado desse equipamento era esperado devido a alta capacidade de refrigeração, sendo 31.308 kcal/h (10,35 TR) para a câmara de resfriamento de maçãs e 94.644 kcal/h (31,3TR) para a de congelamento de carne suína.

A tabela a seguir apresenta os valores envolvidos em todo projeto.

Tabela 32 – Estimativa de custos total para o projeto

Investimentos do projeto	
Valor total de equipamentos	R\$ 311.325
Valor total de materiais	R\$ 30.050
TOTAL	R\$ 340.375

Fonte: O autor.

Para o valor dos equipamentos levou-se em consideração os essenciais para o funcionamento da câmara, mencionados e cotados nas tabelas (30) e (31).

O valor de materiais inclui os utilizados para a construção do piso, alvenaria, estrutura metálica para sustentação das carcaças e estrutura metálica para fixação e suporte dos isopainéis. Portanto, o projeto da câmara frigorífica possui um valor total, para sua completa execução, equivalente a R\$ 340.375.

5 CONCLUSÕES

A partir da apresentação dos resultados observa-se que o dimensionamento de uma câmara frigorífica para alimentos, segue uma série de passos: dimensionamento físico, análise de dados térmicos do ambiente externo e interno à câmara, características da carga armazenada, ergonômica dos funcionários que irão operar no ambiente refrigerado, entre outros. Todos esses fatores são importantes para a consolidação de um projeto robusto que atenda todas as expectativas ambientais e econômicas.

Além disso, através do desenvolvimento matemático apresentado na metodologia, torna-se evidente a necessidade de uma robusta análise da carga térmica envolvida, já que os resultados obtidos acarretam diretamente na escolha dos equipamentos, e conseqüentemente no custo benefício do projeto, principalmente quando se trata de um projeto de alto porte, cuja demanda diária é de quinze toneladas de alimentos.

Através do fluxo diário da câmara: cinco toneladas de maçãs e dez toneladas de carne suína, obteve-se os resultados da carga térmica total, sendo 29,8 kW para a câmara de maçãs e 186,12 kW para a de carne suína. A elevada diferença entre os resultados é justificada pelo fato de a quantidade de carne suína ser o dobro da quantidade de maçãs, e por envolver uma maior variação de temperatura do produto no processo. A carne suína irá variar 37,5 °C, enquanto a maçã 32 °C. Além disso, ressalta-se que as parcelas de carga térmica referentes aos produtos são as maiores, correspondendo a 97% da carga térmica total

Destaca-se como um ponto importante do projeto, a seleção dos equipamentos. Exigiu-se para isso uma leitura técnica dos resultados obtidos no valor da carga térmica e também o fator econômico envolvido, buscando-se selecionar um equipamento que suprisse a demanda exigida nas câmaras com um alto fator de segurança. Concluiu-se no processo de seleção que o fluido refrigerante adotado seria o R404a, onde foram avaliados os parâmetros de: toxicidade, inflamabilidade, potencial de diminuição de ozônio (ODP), o fator de aquecimento global (GWP), e a faixa de pressão de trabalho.

Em seguida, vale ressaltar a escolha relacionada aos materiais para aplicação. A aplicação dos painéis de poliuretano expandido, pré-fabricados, com cobertura externa de aço galvanizado tornou o projeto mais eficaz, haja vista que possibilitou a junção de características do aço (resistência à corrosão e mecânica, refletividade do calor e melhor aspecto superficial) e do isolante (baixa condutividade térmica, boa impermeabilidade e resistência mecânica).

O dimensionamento de uma câmara frigorífica tal como foi apresentado nesse trabalho, depende do suporte de algumas ferramentas: software cad, para desenho do espaço físico dimensionado tanto no esboço 2D, quanto 3D, software para resolução de equações, utilizado principalmente para o cálculo das parcelas de carga térmica e posteriormente para o cálculo da carga térmica total, software para confecção e processamento de tabelas, útil tanto para o dimensionamento, quanto para a apresentação de dados de entrada e resultados, entre outras ferramentas que podem ser usadas direta ou indiretamente.

O trabalho prático com esses softwares, aplicado em um projeto com condições verídicas, possibilitou uma aprendizagem consolidada das partes teórica e prática envolvidas em um sistema de refrigeração de uma câmara frigorífica. Além disso, trabalhou-se o conceito de tomada de decisão na seleção dos equipamentos. Esses fatores mencionados são importantes no processo de formação de um profissional de engenharia mecânica, envolvendo a aplicação dos conhecimentos teóricos.

Este trabalho foi desenvolvido em conjunto com uma pesquisa, cuja finalidade é elaborar um código computacional para realizar todo esse dimensionamento, tornando possível a variação dos parâmetros utilizados nesse projeto. Entre os parâmetros, tem-se o material e a espessura do isolante térmico, o fluido refrigerante e as temperaturas interna e externa.

REFERÊNCIAS

- ABCS, **manual de industrialização dos suínos**, Associação Brasileira Dos Criadores De Suínos, Brasília-DF, 2014. Disponível em: http://abcs.org.br/wp-content/uploads/2020/06/manual-industria_bloq.pdf. Acesso em: 01 de setembro de 2020.
- ABRAFRUTAS – **Associação Brasileira dos Produtores e exportadores de frutas e cvderivados**, 2018. Disponível em: <https://abrafrutas.org/2021/01/27/saiba-o-que-sao-e-como-funcionam-os-reguladores-de-crescimento-da-maca/>. Acesso em: 29 de janeiro de 2021.
- ALMEIDA, R. B.; DINIZ, W. J. S.; SILVA, P. T. V.; ANDRADE, L. P.; DINIZ, W. P. S.; LEAL, J. B. G.; BRANDESPI, D. F. **Condições higiênico-sanitárias da comercialização de carnes em feiras livres de Paranatama, PE**. Alimentos e Nutrição, v. 22, n. 4, p. 585-592, 2011. Disponível em: <http://serv-bib.fcfar.unesp.br/seer/index.php/alimentos/article/viewArticle/1717>. Acesso em: 29 de janeiro de 2021.
- ARAÚJO, Marcela Carneiro Araújo. **Análise comparativa entre a capacidade frigorífica e carga térmica de armazéns climatizados**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2018. Disponível em: <https://repositorio.ufu.br/bitstream/123456789/26813/3/An%c3%a1liseComparativaEntre.pdf>. Acesso em: 15 de janeiro de 2021.
- ASHRAE, **ASHRAE Handbook - Fundamentals**, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2005. Disponível em: <https://www.ashrae.org/technical-resources/ashrae-handbook/description-2021-ashrae-handbook-fundamentals>. Acesso em: 12 de janeiro de 2021.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220: Desempenho térmico de edificações Parte 3: **Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social**. Rio de Janeiro, p. 18. 2003. Disponível em: http://sinop.unemat.br/site_antigo/prof/foto_p_downloads/fot_9079aula_8__desempenho_tebmico_pabedes_e_cobebtubas_-_exebycios_pdf.pdf. Acesso em: 01 de setembro de 2020.
- BARBARÁ, Mariane Aparecida et al. Refrigeração e cera na qualidade pós-colheita da tangerina ‘Fremont’ IAC-543. **Citrus Research & Technology**, v. 41, p. 1-10, 2020. Disponível em: <https://citrusrt.cesm.br/journal/citrusrt/article/doi/10.4322/crt.18019>. Acesso em: 05 de setembro de 2020.
- BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. **Uso de fluidos alternativos em sistema de refrigeração e ar condicionado**, 2011. Disponível em: <http://protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/publicacoes/549.pdf>. Acesso em: 01 de setembro de 2020.

BRASIL. Ministério do Trabalho e Emprego. **NR 36: Segurança e saúde no trabalho em empresas de abate e processamento de frangos e derivados**, 2018. Disponível em: https://www2.senado.leg.br/bdsf/bitstream/handle/id/535468/clt_e_normas_correlatas_1ed.pdf. Acesso em: 18 de setembro de 2020.

COUTINHO, Ana Rita Costa. **Otimização dos sistemas de comando e controle de um sistema de refrigeração: análise de um caso**. 2019. Tese de Mestrado (Engenharia Eletrotécnica – Sistemas Elétricos de Energia). Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto, 2019. Disponível em: <https://recipp.ipp.pt/handle/10400.22/15385>. Acesso em: 19 de setembro de 2020.

DA COSTA, Franciscleudo Bezerra et al. **Armazenamento refrigerado do mamão Havaí'Golden' produzido na Chapada do Apodi RN-Brasil**. Embrapa Agroindústria Tropical-Artigo em periódico indexado (ALICE), 2010. Disponível em: <https://www.alice.cnptia.embrapa.br/alice/bitstream/doc/876244/1/PG10006.pdf>. Acesso em: 18 de outubro de 2020.

DA SILVA FRANCO, Sérgio; VILLA, Alvaro Antonio Ochoa; DA COSTA, José Ângelo Peixoto. 2018. **Condicionamento de alimentos em câmaras frigoríferas: uma visão técnica**. CIENTEC-Revista de Ciência, Tecnologia e Humanidades do IFPE, v. 9, n. 3, 2018. Disponível em: <http://revistas.ifpe.edu.br/index.php/cientec/article/view/279>. Acesso em: 20 de outubro de 2020.

DELTAFRIO, **Refrigeração industrial**, 2020. Disponível em: <https://www.deltafrio.com.br/pt-br>. Acesso em: 18 de setembro de 2020.

ELANSARI, A. M.; MOSTAFA, Yehia S. Vertical forced air pre-cooling of orange fruits on bin: Effect of fruit size, air direction, and air velocity. **Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences**, v. 19, n. 1, p. 92-98, 2018. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1658077X18301590>. Acesso em: 22 de setembro de 2020.

ELGIN, **Refrigeração**, 2020. Disponível em: <https://www.elgin.com.br/Refrigeracao>. Acesso em: 18 de setembro de 2020.

EMBRAPA, **maçã pós-colheita**, Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária, Brasília-DF, 2004. Disponível em: <https://livimagens.sct.embrapa.br/amostras/00075180.pdf>. Acesso em: 18 de setembro de 2020.

FOOD AND AGRICULTURE ORGANIZATION OF THE UNITED NATIONS. 2013, **FAO statistical yearbooks: world food and agriculture**. Rome, Italy: FAO. Disponível em: <https://www.fao.org/3/i3107e/i3107e00.htm>. Acesso em: 29 de janeiro de 2021.

FRANCO, Sérgio; VILLA, Alvaro Antonio Ochoa; DA COSTA, José Ângelo Peixoto. **Condicionamento de alimentos em câmaras frigorígenas: uma visão técnica**. CIENTEC-Revista de Ciência, Tecnologia e Humanidades do IFPE, v. 9, n. 3, 2018. Disponível em: <http://revistas.ifpe.edu.br/index.php/cientec/article/view/279>. Acesso em: 05 de janeiro de 2021.

FISCHER, **Maçãs**, 2020. Disponível em: <http://www.fischerfrutas.com.br/macac> Acesso em: 19 de setembro de 2020.

GOETZLER, W. **Variable Refrigerant Flow Systems**. **ASHRAE Journal**, p. 24-31, Abril, 2007. Disponível em: [https://trakhees.ae/en/ehs/gb/Documents/Resources/ashraearticle-variablerefrigerantflow\(vrf\)systems.pdf](https://trakhees.ae/en/ehs/gb/Documents/Resources/ashraearticle-variablerefrigerantflow(vrf)systems.pdf). Acesso em: 19 de setembro de 2020.

GOETZLER, W., et al., **Research & Development Roadmap for Next-Generation Low Global Warming Potential Refrigerants**. Burlington: U.S Department of Energy, 2014. (Nota Técnica). Disponível em: <https://www.osti.gov/biblio/1219983/>. Acesso em : 19 de setembro de 2020.

GIAROLA, T. M. O.; PEREIRA, C. G.; RESENDE, J. V. Thermal conductivity of mango pulp (*Mangifera indica* L.) cultivar “Ubari” in freezing temperatures: **International Journal of Food Properties**, v. 19, n. 2, p. 385-394, 2016. Disponível em: <https://www.tandfonline.com/doi/pdf/10.1080/10942912.2015.1025908>. Acesso em: 14 de setembro de 2020.

INPE. **Portal do governo brasileiro**, 2020. Disponível em: <https://tempo1.cptec.inpe.br/cidades/tempo/221>. Acesso em: 14 de setembro de 2020.

PALETRANS, **Empilhadeiras**, Disponível em: <http://www.paletrans.com.br>. Acesso em: 22 de novembro de 2020.

PALKOWSKI, Carsten; VON SCHWARZENBERG, Stefan; SIMO, Anne. Seasonal cooling performance of air conditioners: The importance of independent test procedures used for MEPS and labels: **International Journal of Refrigeration**, v. 104, p. 417-425, 2019. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700719302178>. Acesso em: 18 novembro de 2020.

PARPAS, Amaris et al. Investigation into air distribution systems and thermal environment control in chilled food processing facilities: **International Journal of Refrigeration**, v. 87, p. 47-74, 2018. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700717304036>. Acesso em: 18 de novembro de 2020.

RIBEIRO, João Antonio Lemes; JÚNIOR, Elizeu Avelino Zanella. Cortina de ar: isolamento aerodinâmico em espaços refrigerados: **Revista Thêma et Scientia**, v. 6, n. 2, p. 121-142, 2016. Disponível em: <http://docplayer.com.br/53637488-Cortina-de-ar-isolamento-aerodinamico-em-espacos-refrigerados.html>. Acesso em: 20 de novembro de 2020.

SADHU, S. P. Effect of cold chain interruptions on the shelf-life of fluid pasteurised skim Milk at the consumer stage. **Brazilian Journal of Food Technology**. Campinas, v.21, e2017064, 2018. Disponível em: <https://www.scielo.br/j/bjft/a/WvMXvWNgy539TFtmRjBTQpR/?format=pdf&lang=en>. Acesso em: 25 de novembro de 2020.

SANTOS, Jonas Irineu; BERTOL, Teresinha Marisa. **Questões técnicas do peso de abate em suínos**: Embrapa Suínos e Aves-Livro técnico (INFOTECA-E), 2018. Disponível em: <https://www.infoteca.cnptia.embrapa.br/infoteca/bitstream/doc/1095646/1/final8970.pdf>. Acesso em: 25 de novembro de 2020.

SANTOS, Newton Carlos Santos. **Incertezas na determinação de propriedades termofísicas de maçãs durante o resfriamento**. 2020. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2020. Disponível em: <http://dspace.sti.ufcg.edu.br:8080/xmlui/handle/riufcg/12666>. Acesso em: 20 de novembro de 2020.

SIQUEIRA, Célia Lúcia et al. Atmosfera modificada e refrigeração na conservação pós-colheita de bananas ‘Tropical’ e ‘Thap Maeo’: **Revista Nativa**, v. 5, n. 3, 2017. Disponível em: <https://periodicoscientificos.ufmt.br/ojs/index.php/nativa/article/view/4451/0>. Acesso em: 18 de novembro de 2020.

SMITT, S.; TOLSTOREBROV, I.; HAFNER, A. **Integrated CO2 system with HVAC and hot water for hotels**: Field measurements and performance evaluation. *International Journal of Refrigeration*, 2020. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/340506766_Integrated_CO2_system_with_HVAC_and_hot_water_for_hotels_Field_measurements_and_performance_evaluation. Acesso em: 18 de dezembro de 2020.

SOUZA, José et al. Planta para compressão e tratamento de biometano. In: CONGRESSO INTERNACIONAL DE TECNOLOGIAS PARA O MEIO AMBIENTE, 3. 2012, Bento Gonçalves. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/274779937_Planta_para_compressao_e_tratamento_de_biometano. Acesso em: 05 de novembro de 2020.

STOCCO, ROBSON CRUZ; HOWART, Janaína Howart Lisi Leite. Isolamento térmico de refrigeradores. **Produção em Foco**, v. 9, n. 2, p. 74-89, 2019. Disponível em: <https://teses.usp.br/teses/disponiveis/5/5144/tde-18012017-151643/pt-br.php>. Acesso em: 05 de novembro de 2020.

VIANNA, Yuri Tavares; DUARTE, Denise Freire; NOGUEIRA, Élcio. Alumínio e ferro fundido na produção de carcaças de motores elétricos aletados: eficiência, custos, aspectos operacionais e ambientais: **Cadernos UniFOA**, v. 9, n. 1 (Esp.), p. 11-19, 2017. Disponível em: <https://revistas.unifoa.edu.br/cadernos/article/view/1176>. Acesso em: 10 de novembro de 2020.

YANUS, Çengel. **Transferência de calor e massa.** 3. Ed. New York, 2009

YANUS, Çengel. **Termodinâmica.** 7 Ed. New York, 2010.

ANEXO A - CONDIÇÕES PARA O ARMAZENAMENTO REFRIGERADO DE MAÇÃS

Tabela 33 - Condições para o armazenamento refrigerado de maçãs.

Cultivares	Temperatura (°C)	Umidade Relativa (%)	Período de armazenamento
Gala e mutações	0	94-96	4-5 meses
Fuji	-1 a 0	92-96	6-7 meses
Golden Delicious	0	94-96	5-6 meses
Belgolden	0	94-96	5-6 meses
Braeburn	0	92-96	6-7 meses

Fonte: EMBRAPA (2004)

ANEXO B - GANHO DE CALOR DE MOTORES ELÉTRICOS TÍPICOS

Tabela 34 - Calor de motores elétricos típicos.

Motor Rated, kW	Motor Type	Nominal rpm	Full Load Motor Efficiency, %	Location of Motor and Driven Equipment with Respect to Conditioned Space or Airstream		
				A	B	C
				Motor in, Driven Equipment in, W	Motor out, Driven Equipment in, W	Motor in, Driven Equipment out, W
0.04	Shaded pole	1500	35	105	35	70
0.06			35	170	59	110
0.09	Split phase	1750	35	264	94	173
0.12			35	340	117	223
0.19			54	346	188	158
0.25			56	439	246	194
0.37	3-Phase	1750	60	621	372	249
0.56			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 – TEMPERATURA DE CONGELAMENTO DA CARNE SUÍNA

Tabela 35 - Condições de congelamento de carne suína.

Table 3 Unfrozen Composition Data, Initial Freezing Point, and Specific Heats of Foods* (Continued)

Food Item	Moisture Content, Protein,		Fat, % x_f	Carbohydrate		Ash, % x_a	Initial Freezing Point, °C	Specific Heat Above Freezing, kJ/(kg·K)	Specific Heat Below Freezing, kJ/(kg·K)	Latent Heat of Fusion, kJ/kg
	% x_w	% x_p		Total, % x_c	Fiber, % x_{fb}					
Pork										
Backfat	7.69	2.92	88.69	0.0	0.0	0.70	—	2.17	2.98	26
Bacon	31.58	8.66	57.54	0.09	0.0	2.13	—	2.70	2.70	105
Belly	36.74	9.34	53.01	0.0	0.0	0.49	—	2.80	3.37	123
Carcass	49.83	13.91	35.07	0.0	0.0	0.72	—	3.08	3.10	166
Ham, cured, whole, lean	68.26	22.32	5.71	0.05	0.0	3.66	—	3.47	2.22	228
country cured, lean	55.93	27.80	8.32	0.30	0.0	7.65	—	3.16	2.31	187
Shoulder, whole, lean	72.63	19.55	7.14	0.0	0.0	1.02	-2.2	3.59	2.20	243

Fonte: ASHRAE (2010)

ANEXO D– CATÁLOGOS DAS UNIDADES CONDENSADORAS

Tabela 36 - Dados do catálogo da unidade condensadora da câmara para maçã.

Modelo	HP	Temp. Externa	Dados Dados	Temperatura de evaporação / evaporación						
				5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C
B**1200H6	12	32°C	Q	38129	32301	27045	22350	18202	14580	11449
			P	14,35	13,10	11,89	10,71	9,56	8,43	7,34
		35°C	Q	36055	30508	25509	21045	17104	13664	10698
			P	14,83	13,50	12,21	10,96	9,74	8,56	7,43
		38°C	Q	33963	28705	23969	19741	16008	12754	9952
			P	15,33	13,90	12,53	11,21	9,93	8,70	7,51
43°C	Q	-	-	21356	17641	14334	11431	8920		
	P	-	-	13,08	11,62	10,22	8,89	7,63		
B**1500H6	15	32°C	Q	43023	36847	31187	26049	21436	17338	13738
			P	15,94	14,62	13,30	11,99	10,69	9,41	8,15
		35°C	Q	40632	34770	29402	24536	20171	16295	12892
			P	16,46	15,04	13,63	12,23	10,85	9,50	8,19
		38°C	Q	38234	32689	27618	23025	18909	15257	12050
			P	16,98	15,46	13,95	12,47	11,02	9,59	8,22
43°C	Q	-	29145	24721	20687	17046	13793	10914		
	P	-	16,17	14,48	12,84	11,25	9,73	8,27		

Fonte: Elgin (2020)

Tabela 37- Dados do catálogo da unidade condensadora da câmara para carne suína.

BBT2400DH6	32	Q	77709	65759	54996	45397	36929	29540	23156	17703	13107	
		P	28,31	25,92	23,59	21,30	19,05	16,83	14,67	12,59	10,62	
	35	Q	73677	62256	51981	42826	34758	27729	21671	16514	12182	
		P	29,22	26,68	24,20	21,78	19,40	17,08	14,83	12,67	10,64	
	38	Q	69649	58763	48981	40271	32603	25934	20201	15337	11268	
		P	30,13	27,43	24,81	22,25	19,76	17,33	14,99	12,76	10,67	
	43	Q	-	52713	44049	36280	29398	23385	18203	13800	10117	
		P	-	28,73	25,80	22,99	20,28	17,69	15,21	12,87	10,70	
	BBT3000DH6	32	Q	85687	72653	60823	50197	40764	32485	25304	19150	14178
			P	32,94	29,94	27,06	24,26	21,55	18,91	16,36	13,92	11,74
35		Q	81057	68621	57347	47229	38258	30399	23599	17790	13124	
		P	33,88	30,69	27,64	24,69	21,84	19,07	16,41	13,87	11,65	
38		Q	76427	64596	53884	44278	35770	28330	21910	16445	12082	
		P	34,81	31,45	28,22	25,12	22,12	19,23	16,46	13,83	11,56	
43		Q	-	-	48006	39536	31979	25335	19580	14671	10755	
		P	-	-	29,21	25,80	22,55	19,46	16,53	13,77	11,45	

Fonte: Elgin (2020)

ANEXO E- CATÁLOGOS DOS EVAPORADORES

Tabela 38 - Dados do catálogo do evaporador da câmara para maçãs.

Modelo	Capacidade (Kcal/h)											Ventiladores				Degelo				Conexões			Dimensões equipamento			Peso
	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	Qtd.	Cor.	Hélice	Flecha	Vazão	Qtd.	Modelo	Qtd.	Modelo	Cor.	Entr.	Saída	Dreno	Comp.	Altura	Prof.	Transp.	
DRMX 32.11	3686	3420	3154	2963	2772	2700	2628	2625	1	1,6	500	23	4428	2	M54	1	R54	8,1	1/2	1	1 1/2	950	550	600	36	
DRMX 32.12	5537	5219	4901	4555	4209	4006	3804	3723	1	1,6	500	28	5258	2	M54	1	R54	8,1	1/2	1	1 1/2	950	550	600	39	
DRMX 32.14	7381	6850	6320	5848	5377	5154	4932	4834	1	1,6	500	26	4914	2	M56	1	R56	13,7	1/2	1	1 1/2	950	550	600	47	
DRMX 32.21	9314	8757	8199	7655	7111	6754	6397	6236	2	3,2	500	23	8856	4	M54	2	R54	16,4	1/2	1	1 1/2	1350	550	600	57	
DRMX 32.22	12645	11812	10979	10159	9340	8809	8279	7862	2	3,2	500	28	10516	4	M54	2	R54	16,4	1/2	1 1/4	1 1/2	1650	550	600	65	
DRMX 32.23	13200	12224	11248	10443	9638	9125	8612	8340	2	3,2	500	22	8276	4	M56	2	R56	27,3	1/2	1 1/4	1 1/2	1350	550	600	70	
DRMX 32.24	14819	13798	12747	11801	10856	10427	9999	9820	2	3,2	500	26	9828	4	M56	2	R56	27,3	1/2	1 1/4	1 1/2	1650	550	600	80	
DRMX 32.32	16755	15815	14875	13860	12844	12267	11691	11470	3	4,8	500	28	15774	6	M54	3	R54	24,6	5/8	1 1/4	1 1/2	2350	550	600	93	
DRMX 32.34	22318	20752	19185	17761	16337	15703	15070	14810	3	4,8	500	26	14742	6	M56	3	R56	41,0	5/8	1 1/2	1 1/2	2350	550	600	117	
DRMX 32.42	25491	23826	22162	20533	18905	17857	16809	16004	4	6,4	500	28	21032	8	M54	4	R54	32,8	5/8	1 1/2	1 1/2	3050	550	600	124	
DRMX 32.44	33771	31308	28845	26757	24659	23291	21914	21040	4	6,4	500	26	19656	8	M56	4	R56	54,6	5/8	1 1/2	1 1/2	3050	550	600	163	

Fonte: DeltaFrio (2020)

Tabela 39 - Dados do catálogo do evaporador da câmara para carne suína.

Modelo	Capacidade (Kcal/h)											Ventiladores				Degelo				Conexões			Dimensões equipamento			Peso
	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C	Qtd.	Cor.	Hélice (mm)	Flecha (m)	Vazão (m³/h)	Qtd.	Modelo	Qtd.	Modelo	Cor.	Entr. (pol)	Saída (pol)	Dreno (pol)	Comp. X (mm)	Altura Y (mm)	Prof. Z (mm)	Transp. (Kg)	
DSMX13,13	25491	22655	19908	17738	17359	16959	16485	15877	1	(A)	800	62	17080	8	M56	2	R58	47	3/4	1 1/4	2	1450	1110	780	230	
DSMX13,15	30110	26798	23558	20868	20155	19823	19254	18675	1	3,4	800	58	15950	8	M58	2	R58	55	3/4	1 1/4	2	1450	1110	780	276	
DSMX13,23	51563	45820	40256	35787	35085	34358	33499	32380	2	6,8	800	62	34160	16	M56	4	R58	94	1	2	2	2550	1110	780	440	
DSMX13,25	60778	54085	47538	42112	40652	40063	39067	38006	2	6,8	800	58	31900	16	M58	4	R58	110	1 1/4	2 1/2	2	2550	1110	780	528	
DSMX13,33	77643	68991	60610	53839	52815	51766	50521	48898	3	10,2	800	62	51240	24	M56	6	R58	141	1 1/4	2 1/2	2	3650	1110	780	687	
DSMX13,35	91451	81377	71522	63359	61152	60308	58889	57348	3	10,2	800	58	47850	24	M58	6	R58	165	1 1/2	2 1/2	2	3650	1110	780	824	
DSMX13,43	103724	92163	80964	71891	70547	69173	67546	65419	4	13,6	800	62	68320	32	M56	8	R58	188	1 1/2	2 1/2	2	4750	1110	780	971	
DSMX13,45	119533	106966	94644	84143	79170	76579	73426	69527	4	13,6	800	58	63800	32	M58	8	R58	220	1 1/2	3	2	4750	1110	780	1165	

Fonte: DeltaFrio (2020)