

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**GUILHERME FATORI DE OLIVEIRA**

**DIMINUIÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA EM CÂMARA  
FRIGORÍFICA INDUSTRIAL ATRAVÉS DO AJUSTE DE SEUS PARÂMETROS DE  
CONTROLE**

**LONDRINA**

**2023**

**GUILHERME FATORI DE OLIVEIRA**

**DIMINUIÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA EM CÂMARA  
FRIGORÍFICA INDUSTRIAL ATRAVÉS DO AJUSTE DE SEUS PARÂMETROS DE  
CONTROLE**

**Reduction of electric energy consumption in an industrial cold room through  
the adjustment of it control parameters**

Trabalho de conclusão de curso de graduação,  
apresentado como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).  
Orientador: Rafael Sene de Lima.

**LONDRINA**

**2023**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**GUILHERME FATORI DE OLIVEIRA**

**DIMINUIÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA EM CÂMARA  
FRIGORÍFICA INDUSTRIAL ATRAVÉS DO AJUSTE DE SEUS PARÂMETROS DE  
CONTROLE**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 27/novembro/2023

---

Rafael Sene de Lima  
Doutorado em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Ismael de Marchi Neto  
Doutorado em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Ricardo de Vasconcelos Salvo  
Doutorado em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**LONDRINA**

**2023**

## RESUMO

O presente estudo abordou a relevância de melhorar a eficiência energética em câmaras frigoríficas industriais e comerciais, um aspecto crítico para o setor de alimentos e bebidas no Brasil. Com foco em minimizar o consumo de energia em processos de refrigeração, foram exploradas estratégias para tornar esses sistemas mais sustentáveis e competitivos. A análise incluiu parâmetros operacionais e a construção de modelos detalhados, avaliando a carga térmica em diferentes contextos. Os resultados demonstraram que a implementação dessas estratégias promoveu uma redução de 18,9% no custo com energia elétrica e um aumento na capacidade do sistema de aproximadamente 30,3%. Reforçando a crítica importância da gestão e controle operacionais, o estudo evidenciou que estratégias de controle eficientes são fundamentais para alcançar operações mais sustentáveis e economicamente viáveis, resultando em reduções significativas no consumo de energia e seus custos associados.

Palavras-chave: refrigeração; câmara frigorífica; eficiência energética; redução de consumo.

## **ABSTRACT**

This study addressed the importance of improving energy efficiency in industrial and commercial refrigeration chambers, a critical aspect for the food and beverage sector in Brazil. Focusing on minimizing energy consumption in refrigeration processes, strategies were explored to make these systems more sustainable and competitive. The analysis included operational parameters and the construction of detailed models, evaluating the thermal load in different contexts. The results demonstrated that the implementation of these strategies promoted a reduction of 18.9% in electricity costs and an increase in system capacity of approximately 30.3%. Reinforcing the critical importance of operational management and control, the study showed that efficient control strategies are fundamental to achieving more sustainable and economically viable operations, resulting in significant reductions in energy consumption and its associated costs.

Keywords: refrigeration; cold chamber; energy efficiency; consumption reduction.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Oferta Interna de Energia Elétrica por Fonte .....	9
Figura 2 - Tarifas Médias por Classe de Consumo .....	10
Figura 3 – Componentes do Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor Teórico .....	14
Figura 4 - Diagrama T-s para um ciclo de compressão de vapor teórico.....	15
Figura 5 – Componentes do Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor Real.....	16
Figura 6 - Diagrama T-s para um ciclo de compressão de vapor real .....	16
Figura 7 - Influência da Temperatura de Evaporação no COP .....	21
Figura 8 - Influência da Temperatura de Condensação no COP .....	21
Figura 9 - Influência Sub-resfriamento no COP .....	22
Figura 10 - Influência do Superaquecimento no COP .....	22
Figura 11 - Isolamento Térmico do Piso de Câmaras Frigoríficas .....	24
Figura 12 - Isolamento Térmico Tradicional em Câmaras Frigoríficas .....	25
Figura 13 - Pannel Termoisolante .....	26
Figura 14 - Temporizador Icematic II .....	27
Figura 15 - Controlador TC-900E Log.....	28
Figura 16 - Sistema de Supervisão SITRAD Pro.....	29
Figura 17 - Perfil de Temperatura em uma Parede Plana Composta .....	32
Figura 18 - Correntes de Ar Quente e Frio Durante Abertura de Portas .....	33
Figura 19 - Pratos Prontos.....	37
Figura 20 – Evaporador Elgin EPH503DLCSAHSS0A .....	38
Figura 21 - Unidade Condensadora Elgin BBT2300L6C-021B.....	39
Figura 22 – Planta Baixa da Câmara Frigorífica em Estudo .....	40
Figura 23 - Disposição da Câmara Frigorífica na Indústria .....	41
Figura 24 – Tempo teórico para remover as cargas térmicas .....	47
Figura 25 – Operação dos equipamentos anterior ao estudo .....	50
Figura 26 – Operação dos equipamentos nos fins de semanas anteriores ao estudo .....	52
Figura 27 – Operação dos equipamentos posterior ao estudo .....	55
Figura 28 – Operação dos equipamentos nos fins de semanas posteriores ao estudo .....	57
Figura 29 – Tempo teórico para remover as cargas térmicas após o estudo ....	60

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Condutividade Térmica de Materiais Isolantes .....	26
Tabela 2 - Dados de Capacidade do Evaporador .....	38
Tabela 3 - Dados de Capacidade da Unidade Condensadora .....	39
Tabela 4 - Propriedades Térmicas dos Produtos e Embalagens .....	43
Tabela 5 - Consumo teórico médio inicial.....	51
Tabela 6 - Consumo teórico médio após mudanças de parâmetros de controle .....	56
Tabela 7 – Comparativo entre operações nos fins de semana .....	58
Tabela 8 – Comparativo do Consumo Teórico Mensal .....	59

## SUMÁRIO

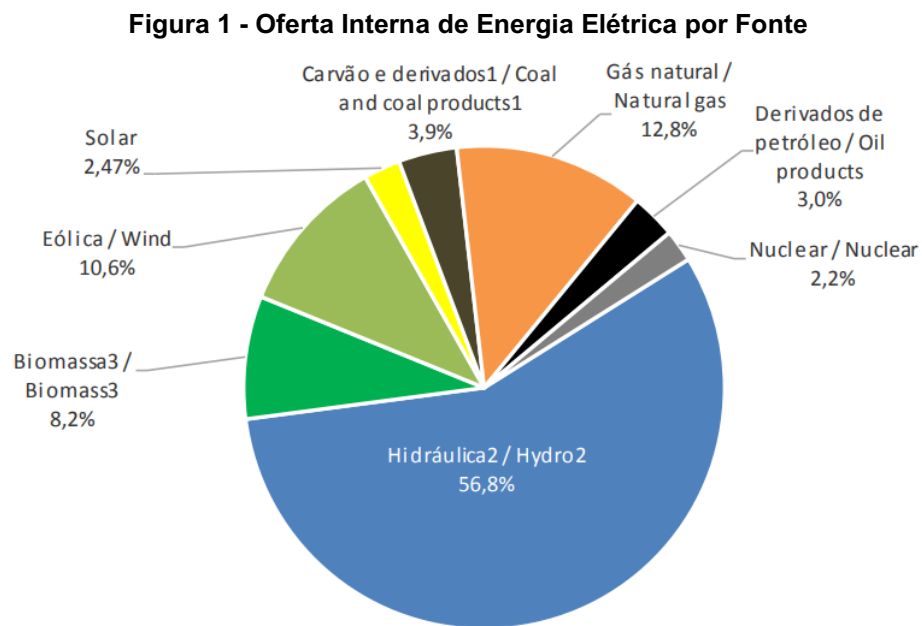
<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>9</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVO .....</b>	<b>11</b>
<b>3</b>	<b>JUSTIFICATIVA.....</b>	<b>12</b>
<b>4</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>13</b>
<b>4.1</b>	<b>Sistema de Refrigeração.....</b>	<b>13</b>
4.1.1	Considerações Iniciais.....	13
4.1.2	Ciclo Termodinâmico de Refrigeração por Compressão de Vapor .....	13
<u>4.1.2.1</u>	<u>Ciclo Termodinâmico Teórico .....</u>	<u>13</u>
<u>4.1.2.2</u>	<u>Ciclo Termodinâmico Real .....</u>	<u>15</u>
4.1.3	Balço Energético Aplicado ao Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor 17	
<u>4.1.3.1</u>	<u>Potência Teórica de Compressão .....</u>	<u>17</u>
<u>4.1.3.2</u>	<u>Calor Rejeitado no Condensador .....</u>	<u>18</u>
<u>4.1.3.3</u>	<u>Dispositivo de Expansão .....</u>	<u>19</u>
<u>4.1.3.4</u>	<u>Calor Absorvido no Evaporador.....</u>	<u>19</u>
<u>4.1.3.5</u>	<u>Coefficiente de Performance .....</u>	<u>20</u>
4.1.4	Fluido Refrigerante .....	22
<b>4.2</b>	<b>Câmara Frigorífica.....</b>	<b>23</b>
4.2.1	Aspectos Construtivos.....	23
<u>4.2.1.1</u>	<u>Piso .....</u>	<u>23</u>
<u>4.2.1.2</u>	<u>Paredes e Teto.....</u>	<u>24</u>
4.2.2	Sistemas de Controle .....	26
4.2.3	Sistema Supervisório.....	28
<b>4.3</b>	<b>Cálculo da Carga Térmica em Câmaras Frigoríficas .....</b>	<b>29</b>
4.3.1	Carga Térmica por Transmissão .....	30
4.3.2	Carga Térmica por Infiltração .....	33
4.3.3	Carga Térmica dos Produtos e Embalagens .....	34
4.3.4	Carga Térmica Gerada Internamente .....	35
<b>5</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>37</b>
<b>5.1</b>	<b>Câmara Frigorífica em Estudo.....</b>	<b>37</b>
5.1.1	Parâmetros operacionais.....	37
5.1.2	Construção .....	40



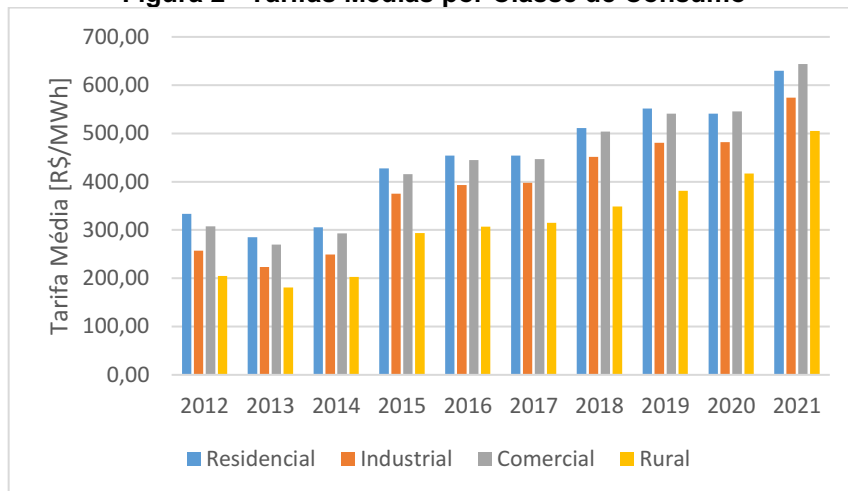
<b>5.2</b>	<b>Carga Térmica Aplicada ao Modelo .....</b>	<b>40</b>
<b>5.3</b>	<b>Cálculo da Carga Térmica por Transmissão para o Modelo .....</b>	<b>41</b>
<b>5.4</b>	<b>Cálculo da Carga Térmica por Infiltração para o Modelo .....</b>	<b>42</b>
<b>5.5</b>	<b>Cálculo da Carga Térmica dos Produtos para o Modelo .....</b>	<b>42</b>
<b>5.6</b>	<b>Cálculo da Carga Térmica Gerada Internamente para o Modelo.....</b>	<b>43</b>
<b>5.7</b>	<b>Parâmetros de Controle .....</b>	<b>44</b>
<b>6</b>	<b>RESULTADOS E DISCUÇÃO .....</b>	<b>46</b>
<b>6.1</b>	<b>Análise da Carga Térmica.....</b>	<b>46</b>
<b>6.2</b>	<b>Funcionamento Inicial da Câmara Frigorífica .....</b>	<b>48</b>
6.2.1	Operação Inicial em Dias Úteis .....	48
6.2.2	Operação Inicial aos Fins de Semana.....	51
<b>6.3</b>	<b>Intervenções Estratégicas para Diminuição do Consumo de Energia e seus Custos Associados .....</b>	<b>53</b>
6.3.1	Alteração dos Parâmetros de Controle.....	54
6.3.2	Estimativa de Economia Gerada .....	58
<b>6.4</b>	<b>Análise da Capacidade do Sistema de Refrigeração Após a Realização do Estudo .....</b>	<b>59</b>
<b>7</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>61</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>62</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O Brasil é autossuficiente na produção de energia elétrica, com uma matriz composta principalmente de fontes renováveis (78,1%, segundo o BEN – 2021), o país tem seus custos de produção reduzidos, além de um menor impacto ambiental se comparado à média mundial. Todavia, a predominância da energia hidráulica para a geração de eletricidade torna a oferta pública de energia elétrica dependente da sazonalidade das chuvas, implicando em períodos de insuficiência supridos pela autoprodução e importação de energia, acarretando no aumento de custos ao consumidor. A Figura 1 demonstra de forma gráfica a parcela de cada fonte na matriz elétrica brasileira enquanto a Figura 2 apresenta as tarifas médias praticadas pelas concessionárias para os quatro maiores consumidores de energia elétrica no período compreendido entre os anos de 2012 a 2021.



Fonte: EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (2022)

**Figura 2 - Tarifas Médias por Classe de Consumo**

**Fonte: Adaptado de SGT/ANEEL (2022)**

Como maior consumidor de energia elétrica, a classe industrial é fortemente impactada pelo aumento tarifário apresentado na Figura 2. Responsável por uma fatia de 36,8% de todo o consumo de eletricidade nacional entre 2012 e 2021, o setor deu início a um sistema de gestão cuja finalidade é controlar os recursos energéticos.

A gestão de recursos energéticos passou a ser um grande desafio em segmentos como o da indústria de alimentos e bebidas, que, segundo o BEN (EPE, 2022), foi responsável por 13,3% de todo o consumo de energia elétrica industrial do país, sendo o segmento industrial com o maior consumo de eletricidade.

Como destacado pelo portal CubiEnergia (FABRÍCIO, 2022), os processos de refrigeração industrial são responsáveis por uma parcela significativa deste quadro, uma vez que manter esses produtos em ambientes cujas condições internas são controladas é indispensável nas mais variadas etapas da cadeia produtiva.

Logo, a obrigatoriedade da utilização destes ambientes, também denominados câmaras frigoríficas (CHAGAS, 2007), para a garantia da qualidade da produção faz com que haja ligação direta entre o setor industrial de alimentos e bebidas e uma expressiva demanda por energia elétrica.

Neste cenário, cabem às empresas empregarem estratégias operacionais visando aumentar a eficiência dos processos e equipamentos envolvidos, reduzindo dispêndios desnecessários.

O presente trabalho apresentará uma abordagem sobre a diminuição do consumo de energia elétrica através da adequação dos parâmetros de funcionamento de uma câmara frigorífica. O estudo será realizado em uma indústria de pequeno porte, produtora de pratos prontos congelados e situada no norte do Paraná.

## 2 OBJETIVO

O objetivo principal deste trabalho é levantar estratégias que possam ser implantadas na operação de câmaras frias comerciais/industriais, visando aumento da eficiência energética e, por consequência, a diminuição do consumo de energia elétrica.

A publicação deste estudo também objetiva democratizar o acesso a essas estratégias e suas aplicações, de modo que cada vez mais empreendimentos optem por aplicarem metodologias voltadas a diminuição de consumo de energia elétrica.

A conclusão do objetivo deste trabalho requer o cumprimento dos seguintes objetivos ou metas específicas:

- a) Realizar uma revisão da literatura acerca do tema proposto;
- b) Elaborar um modelo de análise para uma câmara frigorífica;
- c) Instrumentar e coletar dados operacionais de uma câmara frigorífica real;
- d) Realizar análise de dados através de um sistema de supervisão remoto.

### 3 JUSTIFICATIVA

A indústria de alimentos e bebidas possui papel crucial para o cenário econômico nacional, sendo responsável por processar cerca de 58% de tudo que é produzido no campo, o setor responde por 10,6% do PIB e 16% do total de exportações do Brasil (ABIA, 2022).

Já no âmbito social, a indústria de alimentos e bebidas é a maior geradora de empregos em toda a indústria de transformação, com aproximadamente 1,76 milhão de pessoas ocupadas em postos de trabalho formais e diretos. Dentre esses, 20% estão concentrados em micro e pequenas empresas (CNI, 2021).

Visto o grande papel socioeconômico deste segmento no Brasil, a diminuição do consumo irracional de energia elétrica em equipamentos de refrigeração é uma oportunidade de tornar estes ambientes mais sustentáveis e competitivos, tanto interna como externamente.

## 4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção serão abordados conceitos referentes ao ciclo termodinâmico de refrigeração, bem como as características técnicas mais gerais sobre projeto, construção e controle de câmaras frigoríficas de pequeno e médio porte.

### 4.1 Sistema de Refrigeração

Sendo o sistema de refrigeração um elemento essencial para o entendimento do funcionamento de uma câmara frigorífica, este tópico apresentará uma fundamentação teórica a partir dos conceitos mais básicos, a fim de trazer maior compreensão acerca do tema.

#### 4.1.1 Considerações Iniciais

Um sistema de refrigeração nada mais é do que um sistema térmico que transfere energia em forma de calor de uma região de baixo potencial energético para uma região de alto potencial energético (FERZOLA, 2010). Para a realização dessa tarefa, Salvador (1999), aponta os três principais sistemas de refrigeração, sendo eles os sistemas por absorção, por efeitos termoelétricos e por compressão de vapor.

Os sistemas por compressão de vapor são versáteis e têm uma vasta gama de aplicações, abrangendo desde refrigeradores e condicionadores domésticos de ar a câmaras frigoríficas de pequeno e médio porte. Desta forma, um detalhamento teórico será apresentado apenas para este modelo de sistema de refrigeração.

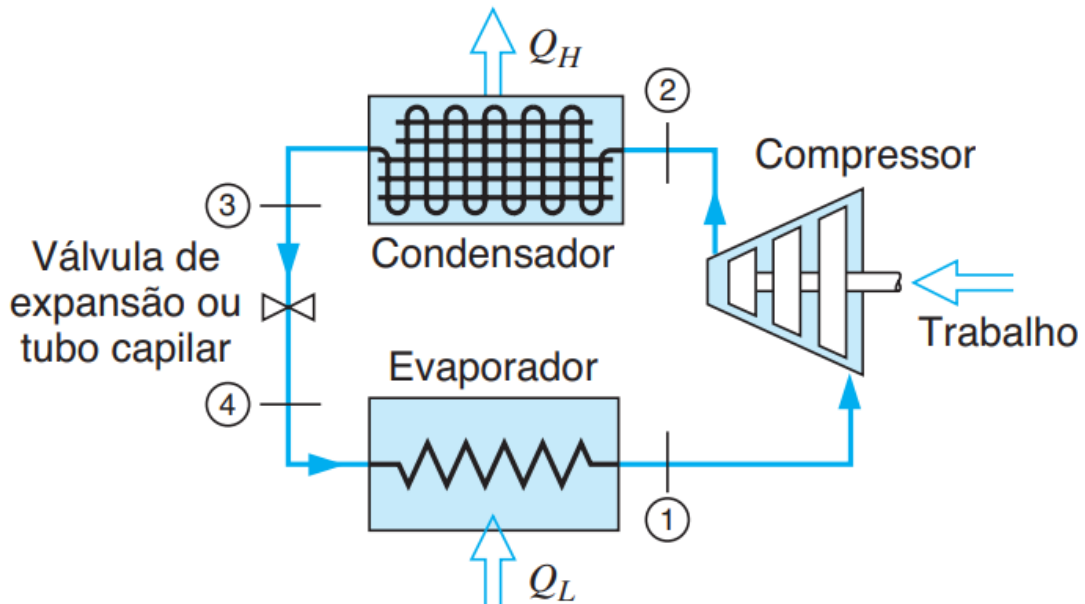
#### 4.1.2 Ciclo Termodinâmico de Refrigeração por Compressão de Vapor

Para analisar o ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor, duas abordagens são usualmente utilizadas: a análise do ciclo teórico e a análise do ciclo real. Os itens a seguir apresentarão estas abordagens, bem como suas semelhanças e diferenças.

##### 4.1.2.1 Ciclo Termodinâmico Teórico

A Figura 3 apresenta os componentes básicos de um ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor, bem como a enumeração dos estados necessários para descrevê-lo por completo.

**Figura 3 – Componentes do Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor Teórico**



Fonte: SONNTAG, BORGNAKKE e WYLEN (2018)

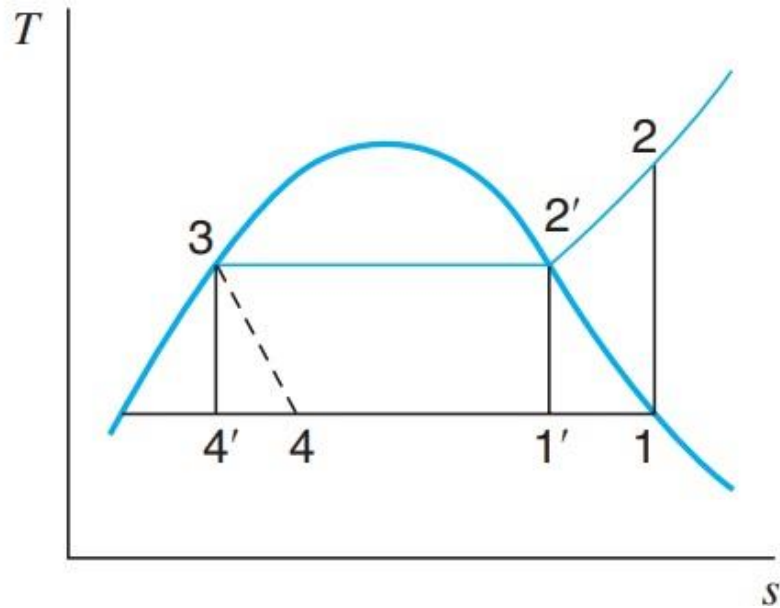
Sendo  $Q_L$  o calor absorvido do ambiente pelo fluido no evaporador e  $Q_H$  o calor rejeitado para o ambiente no condensador.

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico apresentado na Figura 3 são listados como:

- Processo 1→2: O compressor realiza trabalho sobre o fluido refrigerante em um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico;
- Processo 2→3: Rejeição de calor à pressão constante;
- Processo 3→4: Estrangulamento adiabático e, por consequência, isentálpico. Este processo é irreversível, logo a entropia em 4 é maior que a entropia em 3, como apresentado na Figura 4;
- Processo 4→1: Absorção de calor pelo fluido refrigerante à pressão constante. Observa-se que nesse processo o fluido não altera sua temperatura, mas sim seu título (ELETROBRÁS/FUPAI, 2005).

A Figura 4 apresenta os estados em um diagrama Temperatura x Entropia.

Figura 4 - Diagrama T-s para um ciclo de compressão de vapor teórico



Fonte: SONNTAG, BORGNAKKE e WYLEN (2018)

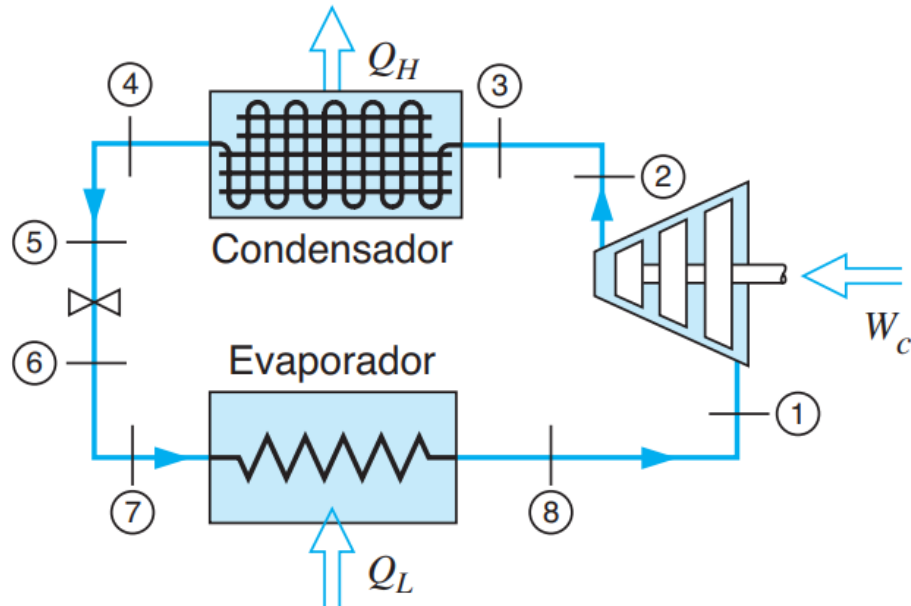
Observa-se na Figura 4 que os processos determinados através dos estados 1'-2'-3-4'-1' descrevem um ciclo reversível de máxima eficiência, o ciclo de Carnot. O distanciamento do ciclo teórico, representado pelo diagrama 1-2-3-4-1, do ciclo de Carnot é dado por duas razões principais: a impossibilidade de um compressor operar com mistura líquido-vapor no estado 1' ( $0 < x < 1$ ) e pela inviabilidade de se utilizar uma turbina para expandir o fluido entre 3-4, uma vez que o trabalho gerado é muito pequeno (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2018).

#### 4.1.2.2 Ciclo Termodinâmico Real

Os ciclos reais de refrigeração se afastam do ciclo teórico principalmente em virtude das quedas de pressão associadas ao escoamento do fluido de trabalho e da transferência de calor para ou das vizinhanças (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2018). A Figura 5 apresenta o mesmo ciclo de refrigeração visto na Figura 3, porém com a inserção de pontos de controle antes e depois de cada equipamento, uma vez que a perda de carga deve ser considerada em um ciclo real.



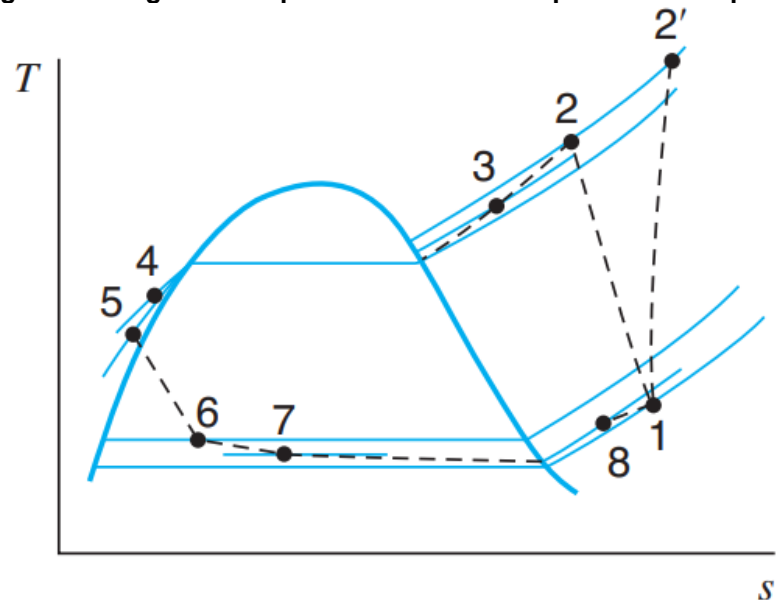
Figura 5 – Componentes do Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor Real



Fonte: SONNTAG, BORGNAKKE e WYLEN (2018)

O diagrama Temperatura x Entropia para os estados que compõem o ciclo real de refrigeração é apresentado na Figura 6. Nota-se no diagrama real novas faixas de pressão intermediárias, resultante das perdas de carga nas tubulações e componentes do sistema.

Figura 6 - Diagrama T-s para um ciclo de compressão de vapor real



Fonte: SONNTAG, BORGNAKKE e WYLEN (2018)

Além das perdas de pressão, o ciclo real diferencia-se do teórico por mais três razões:

- a) O sub-resfriamento do fluido refrigerante no condensador faz com que o seu estado no ponto 4 seja de líquido comprimido/sub-resfriado. O processo é benéfico, uma vez que possibilita ao sistema absorver mais calor no evaporador (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2018).
- b) O superaquecimento do fluido refrigerante no evaporador, bem como na sucção do compressor, tornando os estados 8 e 1 vapor superaquecido. Este processo é importante, uma vez que evita a entrada de fluido em estado líquido no compressor (ELETROBRÁS/FUPAI, 2005), embora diminua a eficiência do ciclo, visto que aumenta o volume específico do fluido e, por consequência, o trabalho do compressor (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2018).
- c) O vapor superaquecido que entra no compressor troca calor com a vizinhança, aumentando (2') ou diminuindo (2) a entropia, pois este é um processo irreversível.

#### 4.1.3 Balanço Energético Aplicado ao Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor

Para a realização do balanço energético, considera-se o sistema operando em regime permanente nas condições de projeto. Utiliza-se, para tanto, o ciclo teórico apresentado no item 4.1.2.1, uma vez que os ciclos reais têm comportamento idêntico aos teóricos, porém com menor desempenho (ELETROBRÁS/FUPAI, 2005).

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para o ciclo apresentado na Figura 3, obtém-se a seguinte equação:

$$\dot{W}_c + \dot{Q}_L - \dot{Q}_H = 0 \quad (1)$$

Onde:

$\dot{W}_c$ : Potência consumida pelo compressor [kW]

$\dot{Q}_H$ : Calor por unidade de tempo rejeitado no condensador [kW]

$\dot{Q}_L$ : Calor por unidade de tempo absorvido no evaporador [kW]

##### 4.1.3.1 Potência Teórica de Compressão

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica ao compressor do ciclo teórico e desprezando variações de energia cinética e potencial, tem-se que:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f(h_2 - h_1) \quad (1)$$

Onde:

$\dot{W}_c$ : Potência consumida pelo compressor [kW]

$\dot{m}_f$ : Vazão mássica de fluido no ciclo [kg/s]

$h_2$ : Entalpia do fluido refrigerante no ponto 2 [kJ/kg]

$h_1$ : Entalpia do fluido refrigerante no ponto 1 [kJ/kg]

A potência real de compressão pode também ser razoavelmente estimada se a eficiência do compressor for corretamente assumida. Estes dados estão disponíveis em catálogos dos fabricantes de compressores e são fundamentais para o correto dimensionamento do sistema (TASSINI, 2012).

#### 4.1.3.2 Calor Rejeitado no Condensador

O condensador é o componente responsável por transferir calor do fluido refrigerante para o meio de resfriamento, usualmente água ou ar (TASSINI, 2012). O quantitativo da energia a ser transferida ao meio é determinado aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica ao condensador do ciclo teórico e desprezando variações de energia cinética e potencial, tem-se que:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_f(h_2 - h_3) \quad (2)$$

Onde:

$\dot{Q}_H$ : Calor por unidade de tempo rejeitado no condensador [kW]

$\dot{m}_f$ : Vazão mássica de fluido no ciclo [kg/s]

$h_2$ : Entalpia do fluido refrigerante no ponto 2 [kJ/kg]

$h_3$ : Entalpia do fluido refrigerante no ponto 3 [kJ/kg]

Assim, o condensador a ser especificado para um sistema de refrigeração real deve ser capaz de rejeitar a taxa de calor calculada, a qual depende da carga térmica do sistema e da potência de acionamento do compressor (ELETROBRÁS/FUPAI, 2005), como evidenciado na equação (1).

#### 4.1.3.3 Dispositivo de Expansão

Existem diversos tipos de dispositivos de expansão, que variam conforme a exigência térmica e a necessidade de controle das instalações. Independentemente do modo de funcionamento e sua capacidade, a função desses dispositivos é a mesma: promover uma abrupta queda de pressão no fluido refrigerante, possibilitando ao mesmo retirar energia de fontes a baixa temperatura.

Considerando desprezível a troca de calor durante o processo de expansão do fluido e as variações de energia cinética e potencial, obtém-se através da Primeira Lei da Termodinâmica a seguinte relação:

$$h_3 = h_4 \quad (3)$$

Onde:

$h_3$ : Entalpia do fluido refrigerante no ponto 3 [kJ/kg]

$h_4$ : Entalpia do fluido refrigerante no ponto 4 [kJ/kg]

#### 4.1.3.4 Calor Absorvido no Evaporador

O evaporador é o componente responsável por promover a troca de calor entre o fluido refrigerante e o meio a ser refrigerado. Denomina-se Capacidade Frigorífica a quantidade de calor por unidade de tempo absorvida pelo fluido no evaporador.

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica ao evaporador do ciclo teórico e desprezando variações de energia cinética e potencial, tem-se que:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_f(h_1 - h_4) \quad (4)$$

Onde:

$\dot{Q}_L$ : Capacidade Frigorífica [kW]

$\dot{m}_f$ : Vazão mássica de fluido no ciclo [kg/s]

$h_4$ : Entalpia do fluido refrigerante no estado 4 [kJ/kg]

$h_1$ : Entalpia do fluido refrigerante no estado 1 [kJ/kg]

O parâmetro de Capacidade Frigorífica normalmente é encontrado em projeto, uma vez que deve ser pelo menos igual ao valor da carga térmica do sistema de refrigeração (ELETROBRÁS/FUPAI, 2005).

#### 4.1.3.5 Coeficiente de Performance

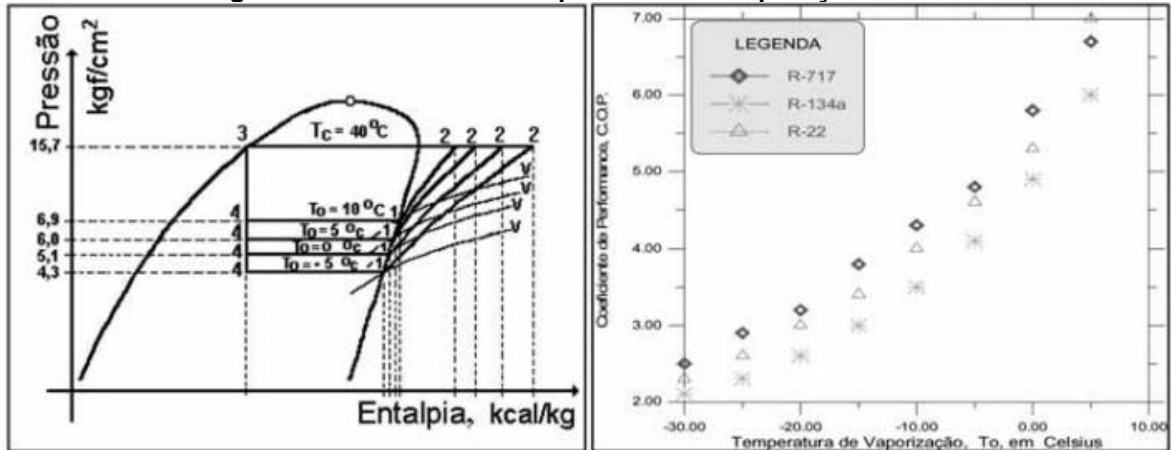
O desempenho de um ciclo de refrigeração é geralmente descrito por um coeficiente de performance (COP), definido como o objetivo do ciclo (quantidade de calor removido) dividido pela entrada de energia necessária para operar o ciclo (ASHRAE, 2013).

$$COP = \frac{\text{Calor Removido no Evaporador}}{\text{Potência Consumida pelo Compressor}} = \frac{\dot{Q}_L}{W_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

Conclui-se através da equação (5) que, para ciclo teórico, o COP é função somente das propriedades do refrigerante nos pontos determinados. Logo, é possível analisar os impactos na performance de um ciclo de refrigeração alterando os parâmetros do ciclo teórico.

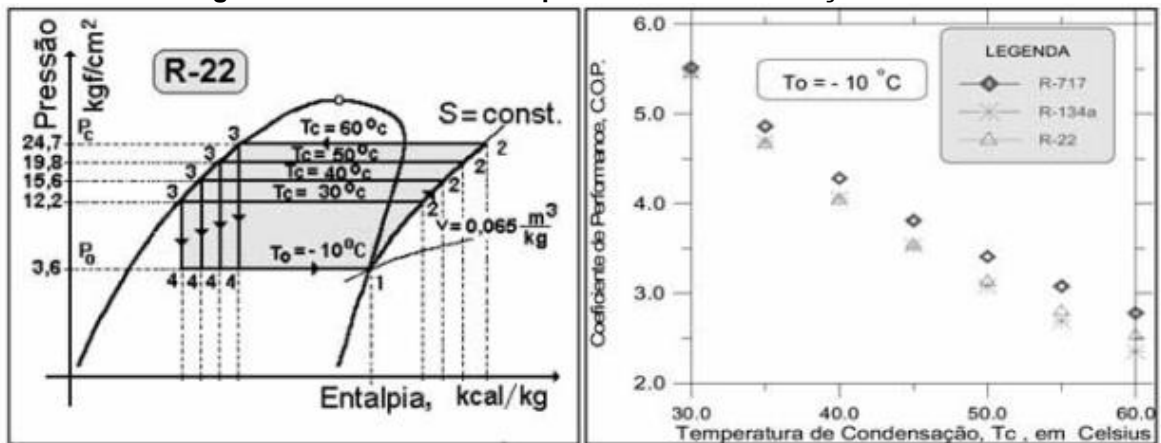
O trabalho publicado por ELETROBRÁS/FUPAI (2005) traz de forma gráfica o impacto da alteração de determinados parâmetros do ciclo no COP. As Figura 7 e Figura 8 apresentam a influência das temperaturas de evaporação e condensação no desempenho do ciclo.

Figura 7 - Influência da Temperatura de Evaporação no COP



Fonte: ELETROBRÁS/FUPAI (2005)

Figura 8 - Influência da Temperatura de Condensação no COP

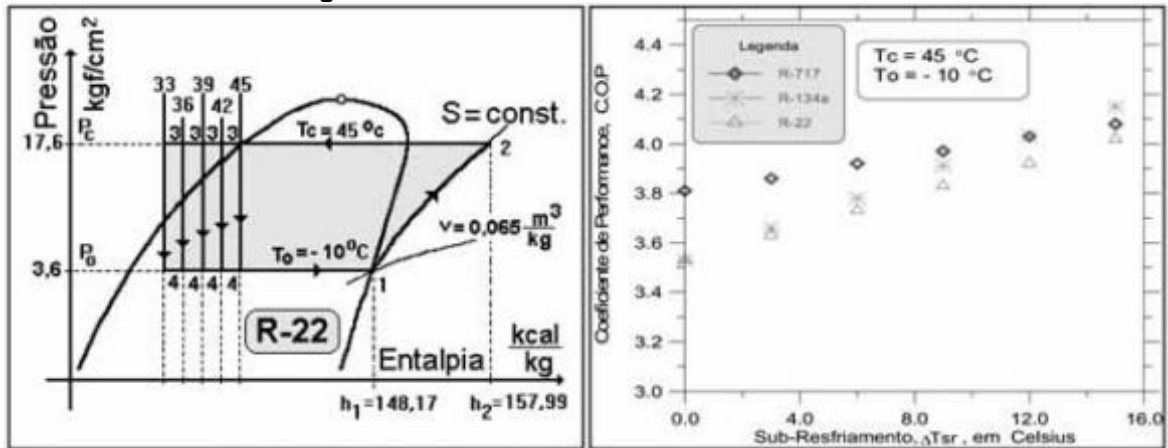


Fonte: ELETROBRÁS/FUPAI (2005)

Nota-se que a redução da temperatura de condensação ou a elevação da temperatura de evaporação implicam num aumento do COP.

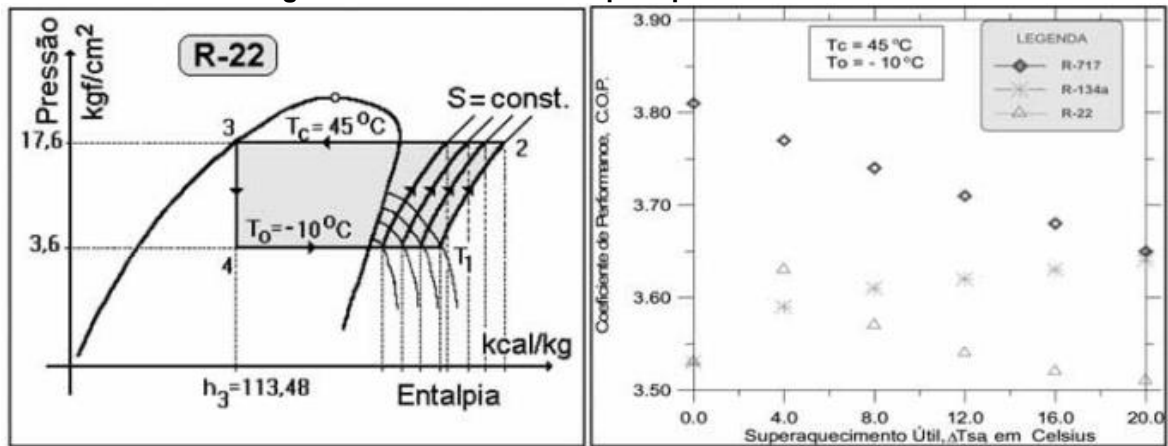
As Figura 9 e Figura 10 exibem o comportamento do coeficiente de performance de acordo com o sub-resfriamento e superaquecimento, reafirmando a informação apresentada no item 4.1.2.2.

Figura 9 - Influência Sub-resfriamento no COP



Fonte: ELETROBRÁS/FUPAI (2005)

Figura 10 - Influência do Superaquecimento no COP



Fonte: ELETROBRÁS/FUPAI (2005)

Embora o desempenho de ciclo teórico de refrigeração esteja completamente definido a partir das propriedades do fluido refrigerante nos estados apresentados, para o ciclo real de refrigeração, a performance dependerá muito das propriedades na sucção do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema (ELETROBRÁS/FUPAI, 2005).

#### 4.1.4 Fluido Refrigerante

O fluido refrigerante é o elemento responsável por absorver o calor do ambiente e, efetivamente, refrigerá-lo. Para Ferraz (2008), um bom fluido refrigerante é aquele que reúne o maior número de qualidades consideradas ideais, sendo elas a condensação a pressões moderadas, a estabilidade química ao longo de todo o processo, não toxicidade, corrosibilidade ou inflamabilidade, não atacar o meio ambiente e ter boa miscibilidade com o óleo lubrificante.

Há uma grande variedade de fluidos de trabalho para os sistemas de refrigeração por compressão de vapor. A escolha do melhor fluido para o projeto depende principalmente da temperatura desejada e do tipo de equipamento que será utilizado (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2018).

Não há um fluido refrigerante que reúna todas as propriedades desejáveis, de modo que, um refrigerante considerado bom para ser aplicado em determinado tipo de instalação frigorífica nem sempre é recomendado para ser utilizado em outra (FERRAZ, 2008), cabendo ao projeto do sistema de refrigeração especificar qual fluido utilizar de acordo com seus critérios específicos.

## **4.2 Câmara Frigorífica**

Para um maior entendimento sobre o que são e como funcionam as câmaras frigoríficas, algumas especificidades devem ser levadas em consideração, tais como a forma construtiva, o método de controle das condições internas, a inspeção de garantia de funcionamento e o conhecimento das cargas térmicas envolvidas na operação. Os itens a seguir apresentarão os principais pontos sobre estas características das câmaras frigoríficas.

### **4.2.1 Aspectos Construtivos**

A construção das câmaras frigoríficas requer projetos bem elaborados, materiais de boa qualidade, mão de obra qualificada e supervisionada (ROSA, 2000), uma vez que suas características construtivas influem diretamente na capacidade de refrigeração, ou seja, tem responsabilidade direta no aumento ou redução do consumo de energia elétrica da instalação (CHAGAS, 2007).

O objetivo principal dessas construções é criar um ambiente isolado do meio externo, de modo que a transmissão de calor pelas suas fronteiras (parede, teto e piso) e a infiltração de ar sejam mínimas.

#### **4.2.1.1 Piso**

Os critérios para a preparação do piso de câmaras frigoríficas são praticamente iguais aos de qualquer armazém e partem do pressuposto da necessidade de movimentação de altas cargas. Todavia, as câmaras frigoríficas tem como particularidade a necessidade de manter seu interior a temperaturas abaixo da



temperatura ambiente, podendo afetar não só o desempenho do sistema de refrigeração, mas também o comportamento do piso. Visto isso, a realização do isolamento do piso é uma prática comum para alguns projetos.

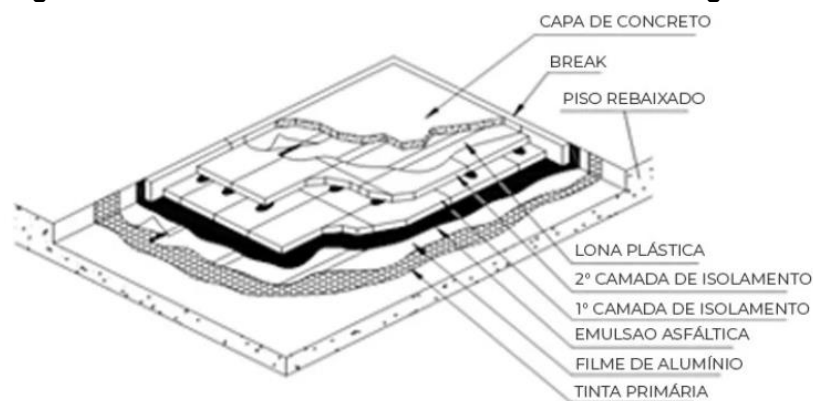
Para CHAGAS (2007), quando uma câmara é mantida a uma temperatura relativamente alta (acima do ponto de congelamento), não é necessário isolar o piso, pois o acréscimo do fluxo de calor através do piso não é tão alto para exigir um ajuste mais significativo nos equipamentos de refrigeração.

A medida em que a temperatura interna da câmara diminui, a necessidade de realizar o isolamento do piso aumenta, uma vez que as perdas de energia por transmissão se tornam mais expressivas.

Para câmaras com temperaturas internas menores que 0 °C, deve-se realizar o isolamento do piso como precaução a fim de evitar o congelamento da água presente no solo. Uma vez que ao expandir sob o piso, a água pode causar rachaduras no concreto ao ponto de inviabilizar a operação da câmara (GIRELLI REFRIGERAÇÃO, 2020).

A Figura 11 apresenta de forma esquemática a realização do isolamento do piso. A espessura das camadas de isolantes apresentadas pode variar de acordo com o projeto da câmara e o local de instalação.

**Figura 11 - Isolamento Térmico do Piso de Câmaras Frigoríficas**



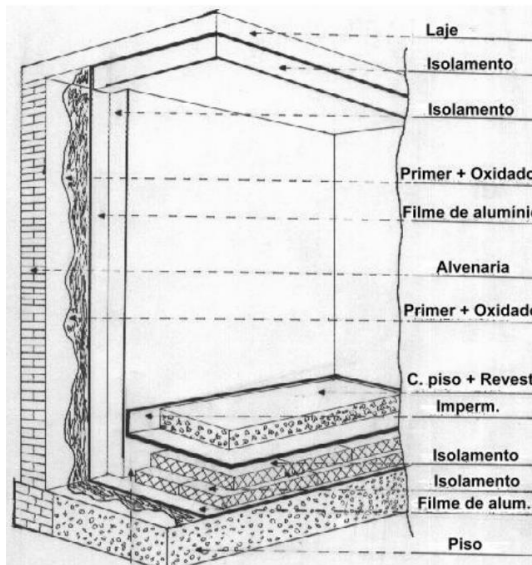
**Fonte: GIRELLI REFRIGERAÇÃO (2020)**

#### 4.2.1.2 Paredes e Teto

A fim de garantir o isolamento necessário do meio externo, utiliza-se principalmente de dois sistemas construtivos: a alvenaria revestida com isolante térmico e os painéis termoisolantes.

Também chamado de isolamento térmico tradicional, o método de alvenaria revestida é um sistema construtivo que utiliza placas de material isolante, comumente EPS ou PUR, anexadas às paredes e lajes de alvenaria convencional, como apresentado na Figura 12. Embora tenha menor custo em casos de alvenaria pré-existente, o método vêm sendo cada vez menos utilizado, uma vez que possui execução mais morosa e maior propensão a formação de colônias de fungos e bactérias (TECTERMICA, 2021).

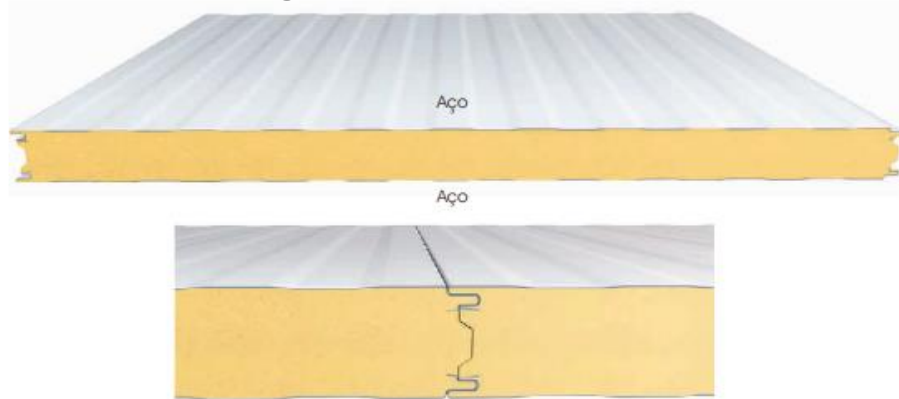
**Figura 12 - Isolamento Térmico Tradicional em Câmaras Frigoríficas**



**Fonte: TECTERMICA (2021)**

Em contrapartida, os painéis termoisolantes estão presente na maioria das câmaras frigoríficas comerciais/industriais atuais, pois possibilitam a realização de uma construção rápida, modular e muito eficiente.

Por serem confeccionados em forma de sanduíche contendo um elemento isolante entre duas chapas metálicas, os painéis possuem boas propriedades mecânicas e são, em grande parte das instalações, autoportantes. A Figura 13 exhibe o perfil de um painel termoisolante, destacando seu encaixe lateral, que permite a montagem da câmara de maneira facilitada, sem prejuízos à estanqueidade (KINGSPAN; ISOESTE, 2022).

**Figura 13 - Painel Termoisolante**

**Fonte: KINGSPAN e ISOESTE (2022)**

O núcleo isolante dos painéis pode ser fabricado em diversos materiais com espessuras que variam entre 32 e 250 mm, cabendo ao projeto especificar a opção mais viável em cada caso. A Tabela 1 contém os materiais mais utilizados na fabricação de painéis termoisolantes e apresenta suas respectivas condutividades térmicas.

**Tabela 1 - Condutividade Térmica de Materiais Isolantes**

Material	Condutividade
	Térmica $\left[\frac{W}{mk}\right]$
EPS	0,035
PUR	0,026
PIR	0,022
Lã de Rocha	0,04

**Fonte: KINGSPAN e ISOESTE (2022)**

#### 4.2.2 Sistemas de Controle

O controle da operação em uma câmara frigorífica pode ser realizado através de uma ampla gama de métodos que vão desde a operação manual, que exige um operador dedicado à atividade de ligar e desligar os sistemas, até mesmo a automatização completa da operação, no qual a interferência humana é praticamente dispensável.

Nos sistemas comerciais/industriais de pequeno porte mais comuns, onde existe apenas um evaporador por unidade condensadora, o controle da operação

recebe uma tratativa bastante simplificada. Em geral, utiliza-se basicamente dois métodos de controle: por tempo e por temperatura.

No primeiro método, um timer é programado para ligar e desligar a unidade condensadora em intervalos fixos de tempo. Em câmaras cuja temperatura de evaporação é negativa e o degelo é necessário, um intervalo para degelo também é programado com base no tempo de funcionamento do equipamento. Este método é funcional desde que o regime de entrada e saída dos produtos na câmara frigorífica possa ser tratado como permanente, sem grande variação em quantidade ou em suas propriedades físicas. A Figura 14 apresenta um modelo de temporizador capaz de realizar as funções descritas acima.

**Figura 14 - Temporizador Icematic II**



**Fonte: FULL GAUGE CONTROLS (2022)**

Já no método de controle por temperatura, ao menos um termopar é conectado a um controlador digital capaz de ler a temperatura interior da câmara e comparar com a temperatura previamente nele inserida. Usualmente esses controladores trabalham com um range de temperatura determinados a partir dos parâmetros de projeto da câmara frigorífica. Desta maneira, ao atingir o limite inferior do range (temperatura mínima) o controlador desliga a unidade condensadora e volta a ligar o sistema quando a temperatura do ar dentro da câmara atinge o limite superior do range (temperatura máxima).

A Figura 15 apresenta um exemplo de controlador de temperatura para câmaras frigoríficas que pode ser utilizado na faixa de temperatura compreendida entre -50 °C e 105 °C (FULL GAUGE CONTROLS, 2019). No exemplo, a temperatura interna da câmara frigorífica é apresentada no próprio controlador.

**Figura 15 - Controlador TC-900E Log**



**Fonte: FULL GAUGE CONTROLS (2022)**

O controle por temperatura é mais eficiente que o controle por tempo pois permite ao sistema absorver variações nos regimes de entrada/saída de produtos e de trabalho no interior da câmara, assim como outros fatores que possam introduzir carga térmica esporadicamente no interior da câmara. Além disso, os controladores deste tipo dispõem de recursos que facilitam a supervisão da câmara frigorífica, seja através de uma IHM simplificada, como pode ser observado na Figura 15 ou conectando-se a um sistema remoto de supervisão.

#### 4.2.3 Sistema Supervisório

Os parâmetros de controle que determinam as condições ideais de armazenamento são regidos pelas normas e convenções vigentes e podem variar de acordo com o local da instalação e o produto a ser estocado.

Para o objeto sob estudo, apenas é determinado que os alimentos em seu interior tenham seu núcleo mantido a uma temperatura inferior a  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  com mínimas flutuações, de acordo com (CNNPA, 1977) e (ANVISA, 2004).

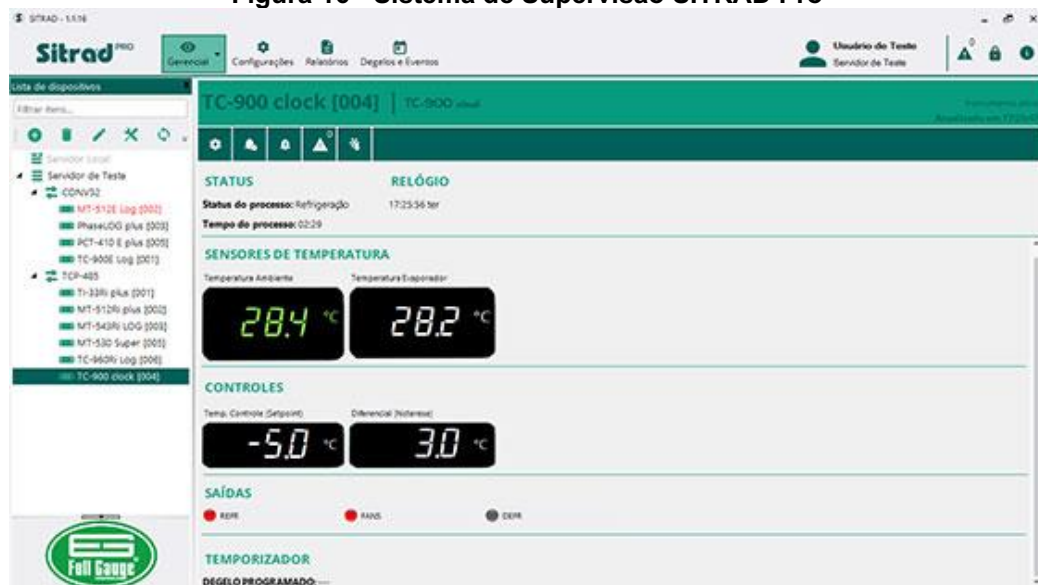
A fim de garantir o correto acondicionamento dos produtos e minimizar os efeitos de eventuais intercorrências na operação, faz-se necessário o estabelecimento de uma metodologia de acompanhamento das condições internas pré-estabelecidas pelas regulamentações.

O método mais difundido para a supervisão de câmaras de pequeno porte é o manual, no qual atribui-se a um colaborador (ou grupo) as funções de inspecionar e registrar os parâmetros de controle em planilhas auditáveis, além de alertar em caso de não conformidade nas condições internas da câmara. A frequência dessas

inspeções é determinada pelos órgãos governamentais responsáveis pela fiscalização sanitária, todavia, para produtos que não têm regulamentações específicas, adota-se como boa prática o mínimo de três inspeções ao longo da jornada de trabalho diária, como disposto em (MAPA et al., 2005).

Contudo, com o avanço da automatização industrial, os sistemas remotos de supervisão têm ganhado espaço não apenas pela capacidade de aquisição e armazenamento de dados, mas também pela forma intuitiva de apresentá-los. A Figura 16 apresenta a interface principal de um sistema remoto de supervisão distribuído de forma gratuita, o Sitrad Pro.

**Figura 16 - Sistema de Supervisão SITRAD Pro**



**Fonte: FULL GAUGE CONTROLS (2022)**

A utilização desses sistemas de supervisão permite a integração de múltiplos equipamentos e o monitoramento de diversos parâmetros dos ciclos de refrigeração ao mesmo tempo. Tornando o sistema facilmente auditável e facilitando análises de desempenho e diagnósticos de problemas.

### **4.3 Cálculo da Carga Térmica em Câmaras Frigoríficas**

A carga térmica de refrigeração é a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada de um ambiente, de modo a serem mantidas as condições de temperatura e umidade estabelecidas para ele (CHAGAS, 2007). Os itens a seguir apresentarão um detalhamento teórico consolidado sobre o cálculo das cargas térmicas em câmaras frigoríficas.

#### 4.3.1 Carga Térmica por Transmissão

Denomina-se carga térmica de transmissão o calor transferido para o espaço refrigerado através das superfícies que delimitam suas fronteiras (ASHRAE, 2006). Para câmaras frigoríficas instaladas ao abrigo da luz solar, este processo ocorre através de dois fenômenos físicos, a condução e a convecção.

A transferência de calor por condução ocorre nos meios com menores atividades moleculares/atômicas, como nos sólidos, e pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às suas interações (INCROPERA *et al.*, 2014). Para uma parede plana unidimensional, a equação que determina a taxa de calor entre dois pontos é dada por:

$$q_{cond} = kA \frac{(T_1 - T_2)}{L} \quad (6)$$

Onde:

$q_{cond}$ : Taxa de transferência de calor por condução [Btu/h]

$k$ : Coeficiente de condutividade térmica do material [Btu.in/h.ft<sup>2</sup>.°F]

$A$ : Área do corpo perpendicular ao fluxo de calor [ft<sup>2</sup>]

$T_1$ : Temperatura do ponto frio [°F]

$T_2$ : Temperatura do ponto quente [°F]

$L$ : Distância entre os dois pontos [in]

Já o fenômeno da transferência de calor por convecção ocorre com o contato entre um fluido em movimento e uma superfície, estando os dois a diferentes temperaturas (INCROPERA *et al.*, 2014). A taxa de transferência de calor por convecção pode ser descrita como:

$$q_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (7)$$

Onde:

$q_{conv}$ : Taxa de transferência de calor por convecção [Btu/h]

$h$ : Coeficiente de transferência de calor por convecção [Btu/h.ft<sup>2</sup>.°F]

$A$ : Área da superfície [ft<sup>2</sup>]

$T_s$ : Temperatura da superfície [°F]

$T_{\infty}$ : Temperatura ambiente [°F]

O coeficiente de transferência de calor por convecção é dado por correlações empíricas e é uma função da velocidade do fluido. Para câmaras localizadas no interior de estabelecimentos, onde o ar apresenta baixa velocidade, utiliza-se como referência  $h = 6 \frac{Btu}{h^2ft^2°F}$ .

Nos problemas particulares em que a transferência de calor se dá de forma unidirecional e sem a geração interna de calor, é possível realizar uma analogia entre as difusões de calor e as de cargas elétricas. Desta forma, utiliza-se do conceito de resistência como sendo a razão entre um potencial motriz e a correspondente taxa de transferência (INCROPERA et al., 2014). Logo, tem-se a partir das equações (6) e (7):

$$R_{cond} = \frac{L}{kA} = \frac{(T_1 - T_2)}{q_{cond}} \quad (8)$$

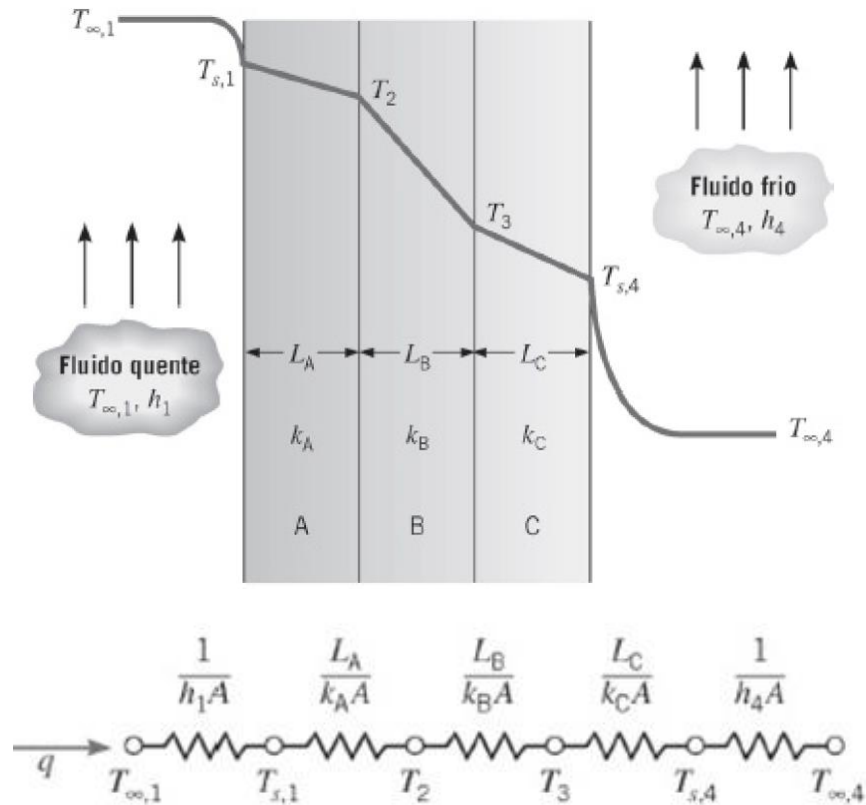
$$R_{conv} = \frac{1}{hA} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{q_{conv}} \quad (9)$$

Onde  $R_{cond}$  e  $R_{conv}$  são as respectivas resistências térmicas de condução e convecção.

Para a determinação da carga térmica de transmissão, aplica-se estes conceitos utilizando os parâmetros de projeto. A Figura 17 apresenta um modelo teórico para a determinação da carga térmica de transmissão através das paredes de uma câmara frigorífica, bem como seu respectivo circuito térmico equivalente.



Figura 17 - Perfil de Temperatura em uma Parede Plana Composta



Fonte: Adaptado de INCROPERA et al.(2014, p. 225)

Com base no circuito apresentado, utilizando a Lei de Ohm obtém-se:

$$q = UA(T_{\infty,4} - T_{\infty,1}) \quad (10)$$

Com:

$$U = \frac{1}{\sum R} \quad (11)$$

Onde:

$U$ : Coeficiente global de transferência de calor [Btu/h.ft<sup>2</sup>.°F]

$A$ : Área total das paredes sob estas condições [ft<sup>2</sup>]

$T_{\infty,4}$ : Temperatura interna da câmara frigorífica [°F]

$T_{\infty,1}$ : Temperatura ambiente externa [°F]

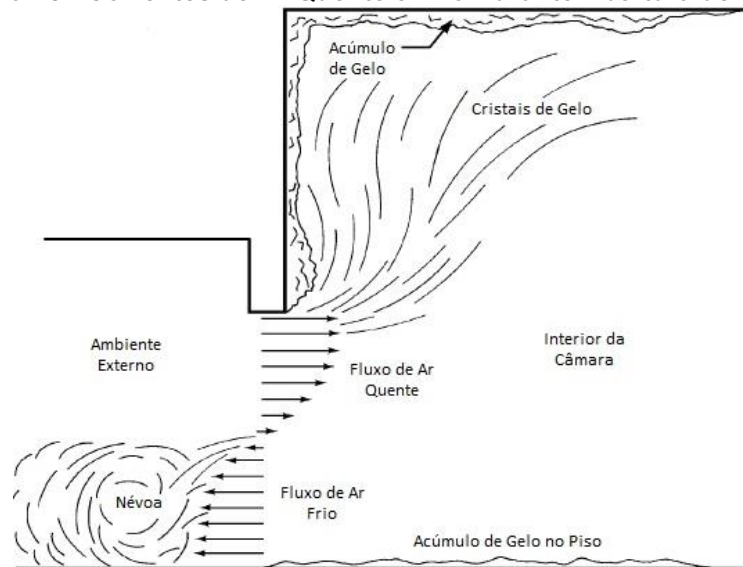
#### 4.3.2 Carga Térmica por Infiltração

A infiltração do ar externo no interior da câmara frigorífica é prejudicial à eficiência do sistema de refrigeração, uma vez que traz consigo certa quantidade de calor. Segundo ASHRAE (2006), o ganho de calor causado pela infiltração de ar pode chegar a mais da metade da carga térmica em câmaras de centros de distribuições ou em ambientes cuja abertura de portas seja bastante frequente.

Este evento ocorre por conta da diferença de densidade entre o ar interior e o ar exterior. A Figura 18 apresenta uma ilustração do processo de infiltração durante a abertura da porta de uma câmara cuja temperatura interna é inferior ao ponto de congelamento.

A formação de gelo durante o processo evidenciado na Figura 18 acontece devido à umidade do ar externo, sendo prejudicial para a operação da câmara frigorífica em vários aspectos. Enquanto o acúmulo de gelo no chão pode torna-lo mais escorregadio e atrapalhar a movimentação de carga no interior da câmara, o gelo transportado pelo ar até evaporador se torna um isolante térmico, diminuindo a eficiência do equipamento e aumentando a necessidade da realização de degelos.

**Figura 18 - Correntes de Ar Quente e Frio Durante Abertura de Portas**



**Fonte: Adaptado de ASHRAE (2006)**

Os fluxos de ar apresentado na Figura 18 ocorrem com maior intensidade durante os 3 primeiros segundos após a abertura da porta (HENDRIX; HENDERSON; JACKSON, 1989), e, após este período, se estabilizam em fluxos contínuos. Logo,

para câmaras em que a média das aberturas de porta é expressivamente maior que 3 segundos, a carga térmica durante o período transiente pode ser desprezada.

Portanto, o cálculo da carga térmica referente à infiltração de ar em regime permanente através da abertura de portas é realizado de acordo com a equação (12), desenvolvida por GOSNEY e OLAMA (1975) e recomendada por ASHRAE (2006).

$$q = 765,6A(h_i - h_r)\rho_r \left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{0,5} (gH)^{0,5} F_m \quad (12)$$

Sendo  $F_m$  o fator de densidade, dado por:

$$F_m = \left[ \frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_r}{\rho_i}\right)^{1/3}} \right]^{1,5} \quad (13)$$

Onde:

$q$ : Carga térmica [Btu/h]

$A$ : Área de abertura da porta / Vão livre [ft<sup>2</sup>]

$h_i$ : Entalpia do ar externo (infiltração) [Btu/lb]

$h_r$ : Entalpia do ar interno (refrigerado) [Btu/lb]

$\rho_r$ : Massa específica do ar interno (refrigerado) [lb/ft<sup>3</sup>]

$\rho_i$ : Massa específica do ar externo (infiltração) [lb/ft<sup>3</sup>]

$g$ : Constante gravitacional [32,174 ft/s<sup>2</sup>]

$H$ : Altura da porta [ft]

Para a utilização da formulação, as propriedades do ar seco e úmido podem ser encontradas em cartas psicrométricas e em tabelas termodinâmicas.

#### 4.3.3 Carga Térmica dos Produtos e Embalagens

A carga térmica dos produtos é a parcela correspondente ao calor devido ao produto que entra na câmara (CHAGAS, 2007). Seu cálculo pode ser dividido em três etapas:

- a) Remoção de calor do produto sem o congelar:

$$Q_1 = mc_1(t_1 - t_2) \quad (14)$$

b) Remoção de calor para congelar o produto:

$$Q_2 = mh_{if} \quad (15)$$

c) Remoção de calor do produto congelado:

$$Q_3 = mc_2(t_f - t_3) \quad (16)$$

Onde:

$Q_1, Q_2, Q_3$ : Calor a ser removido [Btu]

$m$ : Massa do produto [lb]

$t_1$ : Temperatura inicial [°F]

$t_2$ : Temperatura final <  $t_f$  [°F]

$c_1$ : Calor específico acima do ponto de congelamento [Btu/lb°F]

$h_{if}$ : Calor latente de fusão do produto [Btu/lb]

$c_2$ : Calor específico abaixo do ponto de congelamento [Btu/lb°F]

$t_f$ : Temperatura do ponto de congelamento [°F]

$t_2$ : Temperatura final >  $t_f$  [°F]

Para a correta realização do cálculo, a carga térmica referente às embalagens dos produtos a serem refrigerados também deve ser levada em conta. Para isso, utiliza-se a equação (14) sem restrições de temperatura, inserindo corretamente a massa e o calor específico de acordo com o material da embalagem.

Para vegetais, costuma-se ainda calcular a carga gerada pelo próprio produto, uma vez que o processo de respiração produz calor (CHAGAS, 2007).

#### 4.3.4 Carga Térmica Gerada Internamente

A carga térmica gerada internamente é a parcela de calor fornecida ao interior da câmara frigorífica por meio de equipamentos em geral, resistências para degelo e iluminação. A carga térmica é determinada de acordo com os dados disponibilizados pelo fabricante do equipamento no catálogo ou em sua plaqueta de identificação.

Para os equipamentos em que a emissão de calor não seja fornecida diretamente pelo fabricante, utiliza-se a seguinte relação:

$$Q_{equip} = \frac{P_{nom}}{\eta} \quad (17)$$

Onde:

$Q_{equip}$ : Carga térmica [Btu/h]

$P_{nom}$ : Potência nominal [Btu/h]

$\eta$ : Eficiência elétrica

As pessoas também aumentam a carga térmica no interior de câmaras frigoríficas, em quantidades que dependem de fatores como a temperatura ambiente, o tipo de trabalho que está sendo executado, o tipo de roupas utilizadas e suas características físicas, como tamanho e peso ASHRAE (2006). A equação (18) apresenta a carga média adicionada por pessoa.

$$Q_{pessoas} = 1295 - 11,5t \quad (18)$$

Onde:

$Q_{pessoas}$ : Carga térmica [Btu/h]

$t$ : Temperatura interna da câmara frigorífica [°F]

Em casos em que haja muitas entradas e saídas de pessoas em um curto espaço de tempo, a carga térmica inserida se torna maior que a calculada pela equação (18). Utiliza-se, então, um fator de correção de 1,25 ASHRAE (2006).

## 5 METODOLOGIA

Nesta seção serão apresentadas as características específicas do estudo, bem como a aplicação da fundamentação teórica ao modelo a ser analisado.

### 5.1 Câmara Frigorífica em Estudo

Os itens a seguir descreverão as características de construção e operação de uma câmara frigorífica real. Os dados apresentados serão utilizados para a criação de um modelo para a realização do estudo.

#### 5.1.1 Parâmetros operacionais

A indústria está situada no norte do Paraná, região sob a concessão da Copel, e está enquadrado no grupo tarifário A4, com tarifação horo-sazonal verde. Funciona com jornada de trabalho fixa de segunda a sexta-feira com apenas um turno entre 6 e 18 horas.

A câmara frigorífica sob estudo atua no fim do processo produtivo, recebendo, diariamente, cerca de uma tonelada e meia de alimentos preparados prontos para o consumo. Estes produtos passam por cocção, são acomodados em bandejas plásticas seladas e inseridos na câmara a uma temperatura de 15 °C. A Figura 19 apresenta exemplos contendo produtos que passam pela câmara.

**Figura 19 - Pratos Prontos**



**Fonte: Autoria Própria (2022)**

Os produtos são mantidos na câmara frigorífica até atingirem a temperatura de  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ , quando são movidos para outra câmara frigorífica, agrupados em caixas e expedidos.

A execução atual do processo mantém a temperatura interna da câmara frigorífica em  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Para isso, o sistema de refrigeração é composto por um evaporador de marca Elgin, modelo EPH503DLCSAHSS0A, e uma unidade condensadora de mesma marca, modelo BBT2300L6C-021B, apresentado nas Figura 20 e Figura 21, respectivamente. As tabelas 2 e 3 apresentam os principais parâmetros desses equipamentos.

**Figura 20 – Evaporador Elgin EPH503DLCSAHSS0A**



Fonte: A autoria Própria (2022)

**Tabela 2 - Dados de Capacidade do Evaporador**

<b>Equipamento</b>	<b>Capacidade de Refrigeração [kW]</b>	<b>Número de Ventiladores</b>	<b>Potência dos Ventiladores [kW]</b>	<b>Potência das Resistências [kW]</b>
EPH503DLCSAHSS0A	17,96	3	3,45	21,43

**Nota:** Valor de capacidade calculado por interpolação utilizando a temperatura de evaporação de  $-26^{\circ}\text{C}$ .

**Fonte:** ELGIN (2021)

**Figura 21 - Unidade Condensadora Elgin BBT2300L6C-021B**



**Fonte:** Autoria Própria (2022)

**Tabela 3 - Dados de Capacidade da Unidade Condensadora**

<b>Equipamento</b>	<b>Capacidade de Refrigeração [kW]</b>	<b>Potência do Compressor [kW]</b>	<b>Potência dos Ventiladores [kW]</b>
BBT2300L6C-021B	21,39	17,29	0,5

**Nota:** Valor de capacidade calculado por interpolação, utilizando a temperatura de evaporação de  $-26^{\circ}\text{C}$  e a temperatura externa de  $32^{\circ}\text{C}$ .

**Fonte:** ELGIN (2021b)

Os componentes do sistema de refrigeração funcionam sem variação de velocidade e são controlados por meio de um controlador de temperatura de marca Full Gauge, modelo TC900E Log, apresentado na Figura 15. O controle atual funciona dentro do range compreendido entre  $-16^{\circ}\text{C}$  e  $-20^{\circ}\text{C}$ , de modo que os equipamentos ligam no limite superior e desligam no limite inferior do range.

O controlador também é responsável pela ativação das resistências de degelo e está programado para executar um degelo de 30 minutos a cada 240 minutos de funcionamento do sistema de refrigeração. Todos os dados da operação do controlador, bem como o histórico de temperaturas internas da câmara são armazenados em um servidor local pelo software gratuito SitradPro.

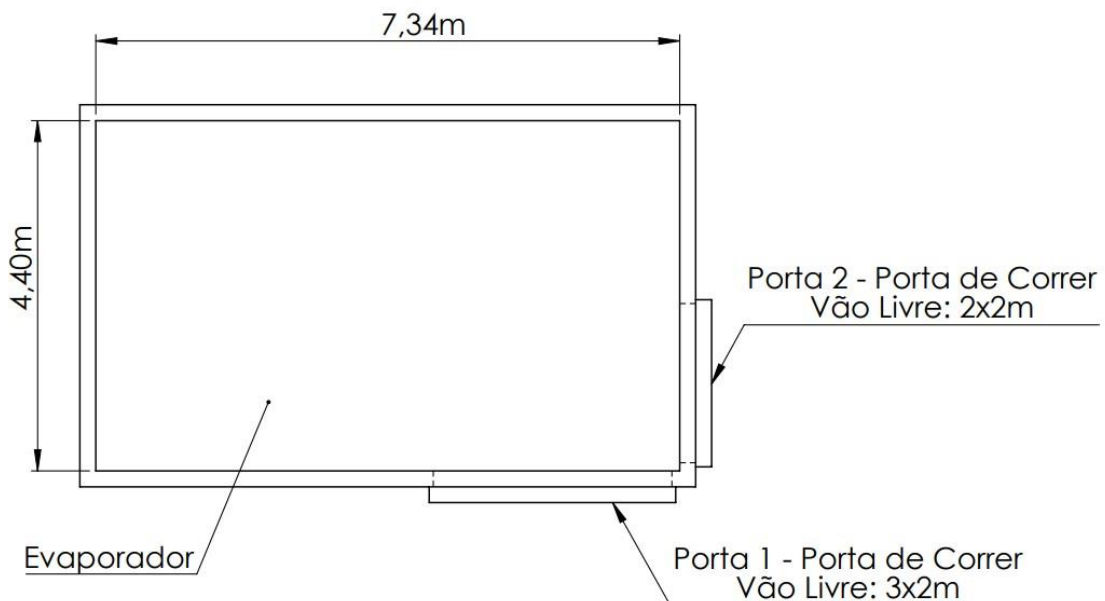


### 5.1.2 Construção

A câmara frigorífica tem formato retangular com 4400 mm de largura, 7340 mm de comprimento e um pé direito de 4900 mm, aferidos internamente. Além disso, possui duas portas de correr com altura de dois metros e comprimentos de dois e três metros, conforme apresentado na Figura 22.

Sua construção dispõe de piso isolado com camada dupla de placas de EPS, com 200 mm de espessura cada. Além disso, conta com teto e paredes constituídos por painéis termoisolantes modelo Frigo, confeccionados pela Kingspan® em chapas de aço galvalume, com espessura de 0,5 mm, e núcleo isolante de poliisocianurato, com espessura de 200 mm.

**Figura 22 – Planta Baixa da Câmara Frigorífica em Estudo**



**Fonte: Autoria Própria (2022)**

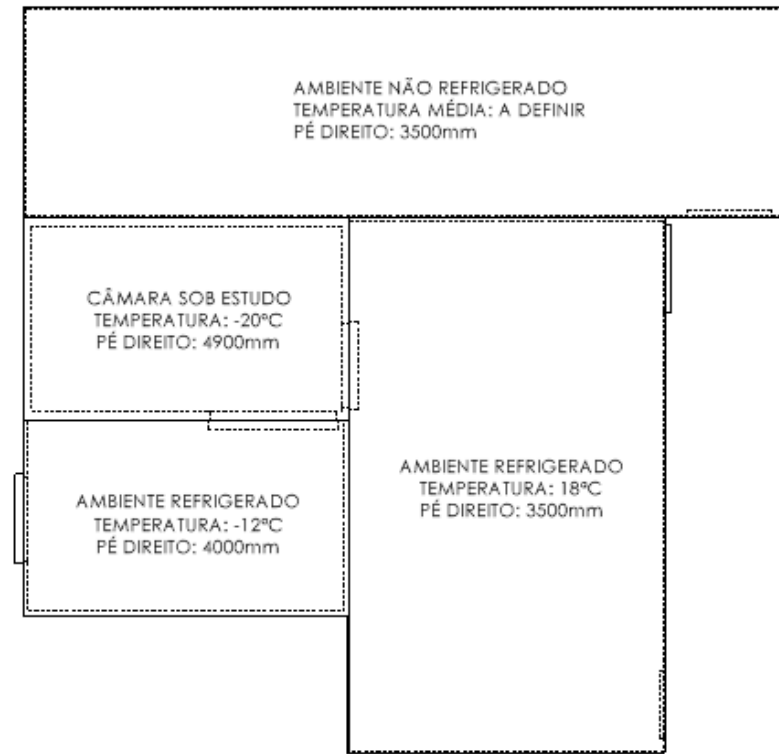
### 5.2 Carga Térmica Aplicada ao Modelo

A fim de se minimizar a diferença entre a carga térmica calculada por meio do equacionamento apresentado no item 4.3 e a carga térmica que efetivamente é fornecida à câmara frigorífica, faz-se necessário o estabelecimento de um modelo tão próximo da realidade quanto possível.

Além dos parâmetros operacionais e de construção, descritos no item 5.1, os dados referentes ao ambiente externo e à disposição da câmara frigorífica dentro da

indústria têm grande relevância. A Figura 23 apresenta a disposição da câmara no layout da empresa.

**Figura 23 - Disposição da Câmara Frigorífica na Indústria**



Fonte: Autoria Própria (2022)

### 5.3 Cálculo da Carga Térmica por Transmissão para o Modelo

O cálculo da carga térmica por transmissão será realizado de acordo com as equações (10) e (11) e levará em consideração a temperatura interna dos ambientes adjacentes. Logo,  $T_{\infty,1}$  é função da parede analisada e da diferença entre os pés-direitos desses ambientes.

Para a determinação da temperatura dos ambientes não refrigerados, um sensor de temperatura Full Gauge SB70 acoplado a um controlador TC900Ri Clock será posicionado sobre o teto da câmara em estudo e, posteriormente, conectado ao SitradPro. Esta ação é necessária pois as temperaturas no interior da indústria são notavelmente maiores que as aferidas em seu exterior, devido às atividades exercidas e a baixa eficiência do sistema de exaustão.

A transmissão de calor através do piso será desconsiderada neste trabalho pelas seguintes razões:

- a) A componente da resistência térmica do piso  $\frac{k}{L}$  é 31,6% menor que a das paredes, enquanto sua área representa apenas 18% da área total de troca de calor da câmara frigorífica;
- b) O perfil de temperatura abaixo do solo é complexo por causa da quantidade de ambientes em temperaturas diferentes dentro da indústria. Todavia, é plausível inferir que a temperatura imediatamente abaixo da câmara em estudo é expressivamente menor que a do ambiente externo, visto que outras cinco câmaras funcionam continuamente a alguns metros de distância umas das outras.

Portanto, estima-se que a carga térmica fornecida à câmara através do solo seja desprezível se comparada às outras fontes.

#### **5.4 Cálculo da Carga Térmica por Infiltração para o Modelo**

Para a realização do cálculo da carga térmica por infiltração, serão consideradas a existência de aberturas das portas da câmara frigorífica apenas nos momentos de inserção e remoção de produtos e, com isso, com tempo médio bem maior que três segundos. Logo, as equações (12) e (13) podem ser empregadas, considerando um fluxo de ar já estabelecido.

A quantidade e a duração das aberturas de portas serão adquiridas através do SitradPro de forma independente, utilizando um sensor fim de curso em cada uma das portas.

#### **5.5 Cálculo da Carga Térmica dos Produtos para o Modelo**

A carga térmica relacionada aos produtos será calculada utilizando as equações (14), (15) e (16), de acordo com as informações operacionais apresentadas no item 5.1.1. A carga térmica relacionada às embalagens também será calculada utilizando a equação (14).

As seguintes considerações serão realizadas para o estabelecimento da carga térmica:

- a) Os pratos prontos possuem cerca de 400g de comida;
- b) Devido à alta variedade de pratos produzidos e uma enorme gama de alimentos os comendo, optou-se por utilizar uma média simples das propriedades térmicas dos alimentos, dispostas em ASHRAE (2006).

- c) As embalagens utilizadas nos produtos são de polipropileno e possuem cerca de 20g cada.

A Tabela 4 apresenta as propriedades térmicas médias para a realização dos cálculos.

**Tabela 4 - Propriedades Térmicas dos Produtos e Embalagens**

Material	Calor Específico Acima	Calor Específico Abaixo	Calor Latente de Fusão $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}\right]$
	do Ponto de Congelamento $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}\right]$	do Ponto de Congelamento $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}\right]$	
Alimentos	0,84	0,67	102
Embalagens	0,41	-	-

Fonte: Adaptado de ASHRAE (2006)

### 5.6 Cálculo da Carga Térmica Gerada Internamente para o Modelo

A carga térmica gerada internamente é dependente do tempo que o equipamento de refrigeração fica ligado que, por sua vez, depende da carga térmica total inserida na câmara. Durante o projeto da câmara frigorífica é comum estabelecer um tempo de funcionamento máximo entre 12 e 16h diárias (CHAGAS, 2007).

A fim de construir um modelo mais realista, o cálculo será realizado sob as seguintes considerações:

- a) O trabalho de pessoas no interior da câmara se resume em inserir e retirar os produtos de seu interior, de modo que apenas um colaborador será considerado para realizar esse trabalho;
- b) O cálculo relacionado às pessoas utilizará a equação (18) sem nenhum fator de correção e o tempo para a realização deste trabalho será considerado igual ao tempo de porta aberta, obtido de acordo com o item 5.4;
- c) O cálculo de carga térmica gerada por equipamentos será realizado de acordo com as informações apresentadas nas Tabela 2 e Tabela 3 utilizando o tempo em que os equipamentos estarão ligados no interior da câmara. Esses dados serão obtidos diretamente do SitradPro;
- d) A carga atribuída ao sistema através dos degelos será inserida como uma função do tempo de permanência dos alimentos na câmara, sendo ela:

$$Q_{Degelo} = \sum_{k=1}^n \frac{\dot{P}_{Degelo} * t_{Degelo}}{(T_{total} - I_{Degelo} * k)} \quad (19)$$

Sendo  $n$  o número de degelos no período, dado por:

$$n = \left\lfloor \frac{T_{total}}{I_{Degelo}} \right\rfloor \quad (20)$$

Onde:

$\dot{P}_{Degelo}$ : Potência das resistências [Btu/h]

$t_{Degelo}$ : Duração do degelo [h]

$T_{total}$ : Tempo total de refrigeração [h]

$I_{Degelo}$ : Intervalo entre degelos [h]

## 5.7 Parâmetros de Controle

Como visto no item 4.3, a carga térmica inserida na câmara frigorífica está atrelada ao local da instalação e à operação da indústria.

Para uma câmara que já se encontra em operação, o calor fornecido pelos produtos/embalagens e o calor transmitido através das paredes/teto independem dos parâmetros de controle do sistema de refrigeração. Logo, para se obter um aumento de eficiência do sistema e/ou uma diminuição do custo com energia elétrica, se faz necessário traçar estratégias de manipulação dos parâmetros passíveis de controle.

Para tanto, este trabalho estudará a diminuição da parcela de geração de calor passível de controle no interior da câmara, que se resume ao calor proveniente dos motoventiladores e resistências de degelo do evaporador.

Por meio de alterações nos parâmetros do controlador da câmara, serão realizados os seguintes experimentos:

- a) Realização de degelos baseado na temperatura do fluido na saída do evaporador (estado 8 da Figura 5), de modo que o equipamento apenas entre em degelo quando esta temperatura for próxima à temperatura de saturação do fluido. Para isso, um sensor de

temperatura Full Gauge SB70 será instalado na tubulação imediatamente após o evaporador.

- b) Definição de uma temperatura do fluido na saída do evaporador para que haja o acionamento dos motoventiladores após o degelo, impedindo a troca de calor forçada entre o ar interno da câmara e o evaporador ainda em alta temperatura.
- c) Desligamento dos motoventiladores e, posteriormente, do sistema de refrigeração durante os períodos de porta aberta. Este processo objetiva dificultar com que o ar quente e úmido seja transportado ao evaporador, além de evitar com que o ar frio seja expulso mais rapidamente da câmara.

## 6 RESULTADOS E DISCUÇÃO

Esta seção apresentará uma análise dos resultados derivados dos cálculos de carga térmica descritos anteriormente e dos dados empíricos coletados através do sistema de monitoramento remoto. Além disso, uma discussão será realizada acerca do que os dados representam e suas implicações para o estudo.

### 6.1 Análise da Carga Térmica

A análise minuciosa da carga térmica na câmara de resfriamento foi essencial no desenvolvimento deste estudo, dada a sua influência direta na eficiência do sistema de refrigeração. Para garantir uma avaliação precisa, foram considerados fatores chave como a temperatura externa, a frequência e duração das aberturas das portas, e o intervalo de tempo entre a entrada e saída dos produtos. Estes parâmetros foram registrados pelo sistema de monitoramento antes de proceder a qualquer alteração no controle operacional do equipamento:

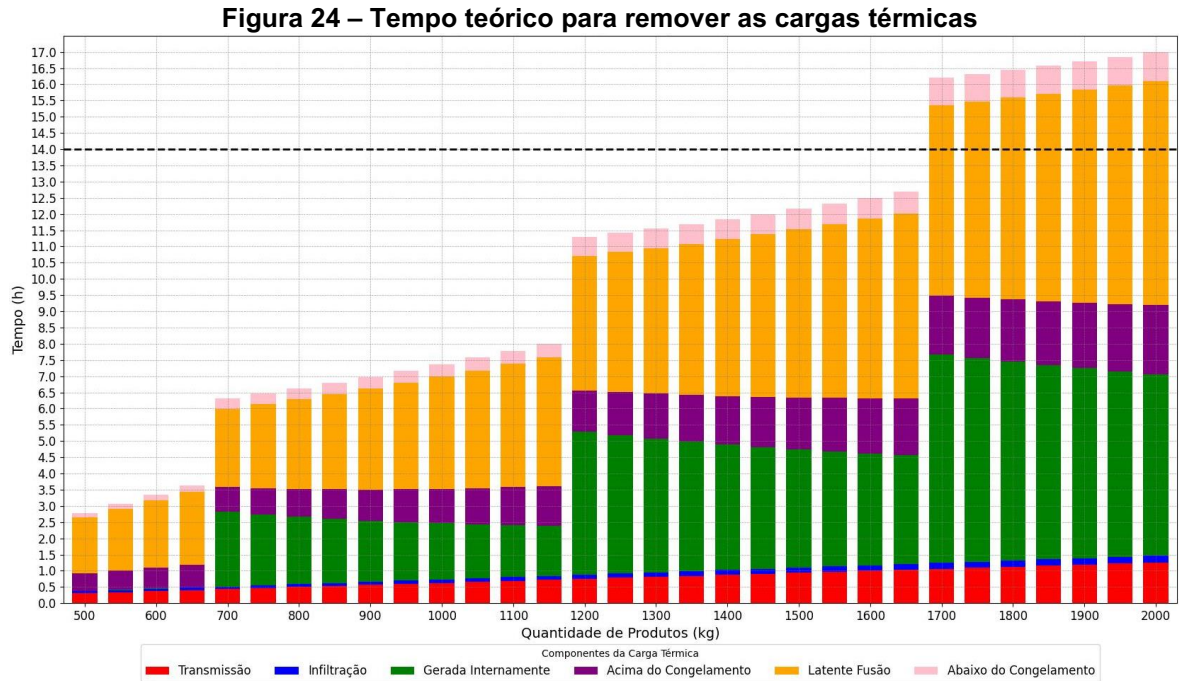
- a) Temperatura externa: 36 °C
- b) Tempo de abertura da Porta 1: 1 hora
- c) Tempo de abertura da Porta 2: 20 minutos
- d) Tempo máximo para refrigeração dos produtos: 14 horas

Além disso, tomou-se como base a utilização de 90% da capacidade máxima do equipamento de refrigeração a fim de garantir uma margem aceitável de segurança. A utilização destes dados nas equações apresentadas nos itens 4.3 e 5.2, resultou em uma carga térmica total de 55145 Btu/h, sendo necessário cerca de 12 horas e 10 minutos para realizar o processo de refrigeração em 1500 kg de produtos.

Portanto, pode-se afirmar que o projeto e a seleção dos equipamentos de refrigeração foram efetuados a contento e que a câmara frigorífica é suficiente ao que lhe é imposta. Todavia, a maneira como os degelos são realizados torna o comportamento da carga térmica necessária para o cumprimento do processo bastante incomum, denotando uma operação ineficiente do equipamento para determinadas quantidades de produtos.

A fim de evidenciar tal comportamento, calculou-se o tempo teórico necessário para a remoção das cargas térmicas envolvidas no processo em função da quantidade de produtos inseridos. A Figura 24 exhibe os resultados deste cálculo

destacando os componentes da carga térmica e evidenciando o tempo limite para a execução do processo de refrigeração.



**Fonte: Autoria Própria (2023)**

A proporcionalidade observada na maioria das cargas térmicas apresentadas no gráfico está intrinsecamente relacionada à formulação matemática empregada nos cálculos, que pressupõe uma relação linear entre a carga térmica e a massa de produtos refrigerados. Além disso, a suposição de um regime permanente, com a capacidade térmica dos equipamentos considerada constante ao longo do tempo, simplifica o modelo térmico do sistema e reforça a forte correlação linear dos resultados apresentados.

Por outro lado, a carga térmica gerada internamente apresenta um padrão mais complexo, marcado por variações acentuadas devido aos processos de degelo, que ocorrem em momentos específicos, como descrito no item 5.1.1. Esses eventos introduzem grandes quantidades de carga térmica de forma abrupta no sistema, causando um impacto significativo na eficiência energética.

Visto a especificidade deste comportamento, para o cenário contendo 1500 kg apresentado anteriormente, torna-se mais vantajoso realizar a retirada dos produtos após 13 horas de processo do que fazê-lo após 15 horas. Isto se deve à utilização de 93,89% da capacidade do equipamento no primeiro caso, enquanto no segundo, a proximidade com o evento de degelo faz com que a carga térmica imposta



seja de 128,14% da capacidade utilizada neste estudo. Logo, retirar os produtos pouco tempo antes de um degelo faz com que suas condições sejam preservadas de forma mais econômica.

## **6.2 Funcionamento Inicial da Câmara Frigorífica**

Antes de realizar qualquer modificação nos parâmetros operacionais e de controle da câmara frigorífica, fez-se necessário compreender o seu funcionamento inicial, estabelecendo um ponto de referência para futuras comparações e análises. Para isso, este tópico discutirá o comportamento dos equipamentos e das temperaturas internas da câmara antes da implementação de qualquer intervenção visando a otimização energética.

### **6.2.1 Operação Inicial em Dias Úteis**

Com o objetivo de entender as especificidades da câmara em estudo, selecionou-se um período de 24 horas contendo poucas variações abruptas de temperatura externa, aberturas de porta e/ou interrupções humanas de funcionamento, de modo a manter um comportamento bem definido das variáveis em análise e estabelecer um retrato representativo das condições normais de operação.

Ressalta-se aqui que, devido às flutuações nas quantidades de produtos e quantidade de aberturas de portas, em função de fatores como demanda variável e grande variedade de pratos, o período apresentado possivelmente não representa as maiores ou as menores cargas térmicas inseridas. Adicionalmente, dada a natureza irregular dos eventos, não foi possível encontrar um período que retratasse exatamente o comportamento médio das temperaturas e tempo de funcionamento ao longo de um dia completo, uma vez que estes muitas vezes não ocorrem em horários predefinidos.

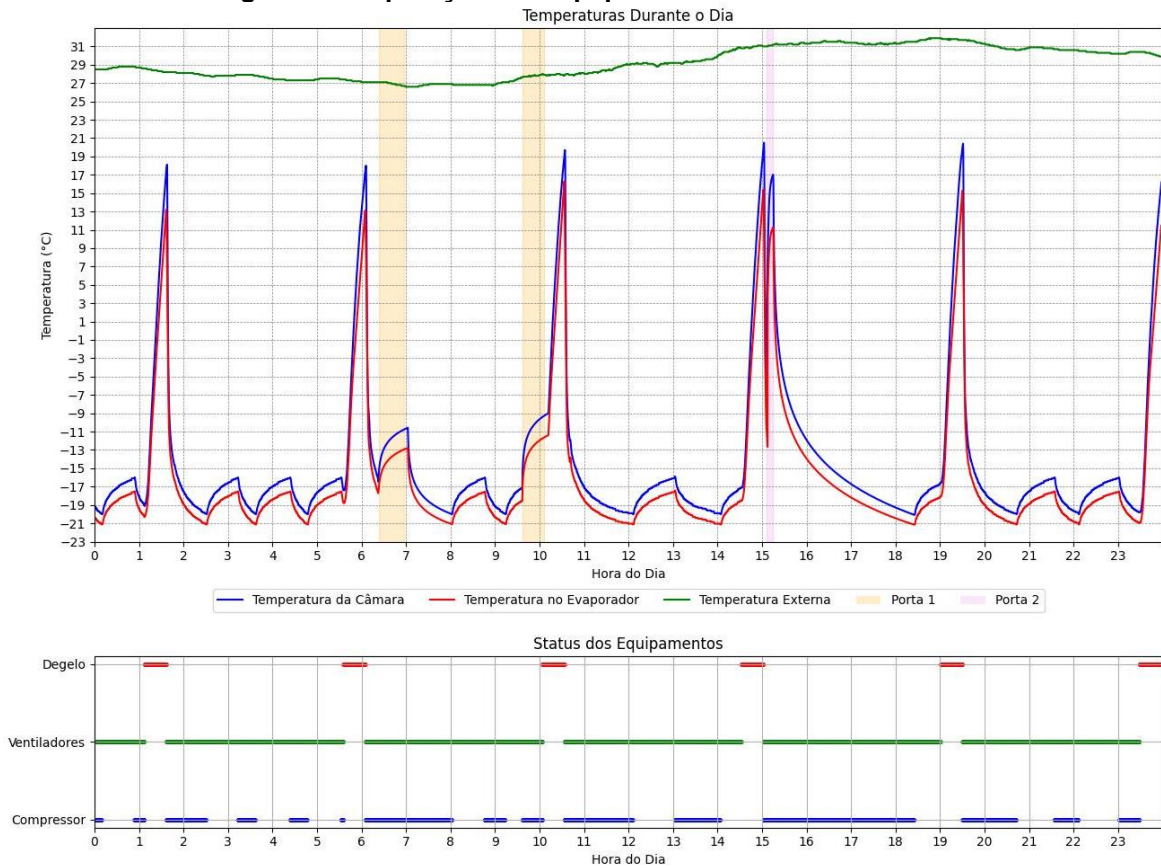
A fim de facilitar a visualização e interpretação dos dados coletados, a Figura 25 é apresentada, ilustrando de forma gráfica as seguintes informações ao longo do período selecionado:

- a) Perfil das Temperaturas: Esta seção do gráfico destaca as variações das temperaturas internas da câmara, do evaporador e externas ao ambiente frigorífico. Através dessas curvas de temperatura, é possível identificar não apenas os padrões de comportamento térmico, mas

também as respostas do sistema de refrigeração às aberturas de portas, degelos, inserção de produtos e flutuações de temperatura externa. Durante o período analisado, a temperatura média geral dentro da câmara foi de  $-14,24$  °C. Excluindo os períodos de degelo, a temperatura média foi mais baixa, atingindo  $-16,31$  °C, o que reflete a influência significativa dos ciclos de degelo na condição térmica interna da câmara.

- b) Registro de Abertura de Portas: Apresenta os momentos em que as portas da câmara frigorífica foram abertas. Durante o período analisado, a porta 1 permaneceu aberta por um total de 1 hora e 5 minutos, enquanto a porta 2 foi aberta por aproximadamente 10 minutos. Neste período, foram inseridos 3000 pratos, totalizando cerca de 1200 kg em alimentos. Esses eventos são cruciais para entender as perdas de ar à baixa temperatura e as consequentes cargas térmicas adicionais impostas ao sistema de refrigeração, tanto por infiltração quanto por adição de produtos à temperatura mais alta que a interna, influenciando diretamente o consumo de energia.
- c) Atividade dos Equipamentos: Demonstra os intervalos de tempo em que o compressor, os ventiladores do evaporador e o sistema de degelo foram ativados e desativados. Essa informação é vital para compreender os ciclos operacionais dos equipamentos e identificar possíveis ineficiências ou oportunidades de otimização.

**Figura 25 – Operação dos equipamentos anterior ao estudo**



**Fonte: Autoria Própria (2023)**

A análise do comportamento apresentado na Figura 24 indica uma câmara frigorífica bastante capaz de trabalhar sob as condições impostas e revela características importantes sobre o sistema como um todo.

Primeiramente, o isolamento se demonstra eficaz em prevenir ganhos de calor por transmissão e infiltrações de ar não só pela capacidade de manter a temperatura interna estável próxima à  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mas também pela constância do tempo que a temperatura leva para aumentar de  $-20$  para  $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$  com a unidade condensadora desligada, mesmo com variações na temperatura externa.

Além disso, a correlação praticamente linear entre as temperaturas da câmara e do evaporador ao longo do período analisado sugere a ausência de gelo que poderia bloquear a passagem de ar ou atuar como isolante térmico dentro do evaporador, o que comprometeria a eficiência da transferência de calor.

Contudo, como previsto após o cálculo da carga térmica, alguns aspectos dos ciclos de degelo exigem atenção. A forma abrupta como a temperatura do evaporador se eleva e seu alto valor ao final dos ciclos indicam que a frequência e duração destes

eventos estão maiores que as ideais, visto que a forte correlação linear entre as temperaturas da câmara e do evaporador denotam ausência de gelo no equipamento.

Ademais, a programação inflexível dos degelos traz consigo dois problemas principais, o conflito com o período de adição de produtos e o consumo no horário de ponta. Enquanto o primeiro afeta a eficiência da refrigeração e exige operação prolongada da unidade condensadora, como visto entre 14:30 e 18:00 horas na Figura 25, o segundo acarreta em um maior custo para se realizar o mesmo processo.

Visto isso, a Tabela 5 apresenta o tempo médio diário em que cada equipamento ficou ligado ao longo de um período de dez dias úteis, além do consumo teórico de cada equipamento nos horários de ponta e fora de ponta.

**Tabela 5 - Consumo teórico médio inicial**

Equipamento	Horário Fora de Ponta		Horário de Ponta	
	Tempo [h]	Consumo Teórico [kWh]	Tempo [h]	Consumo Teórico [kWh]
Unidade Condensadora	11,72	202,64	1,71	29,57
Ventiladores do Evaporador	18,64	64,31	2,64	8,62
Resistências de Degelo	2,36	50,57	0,36	10,63

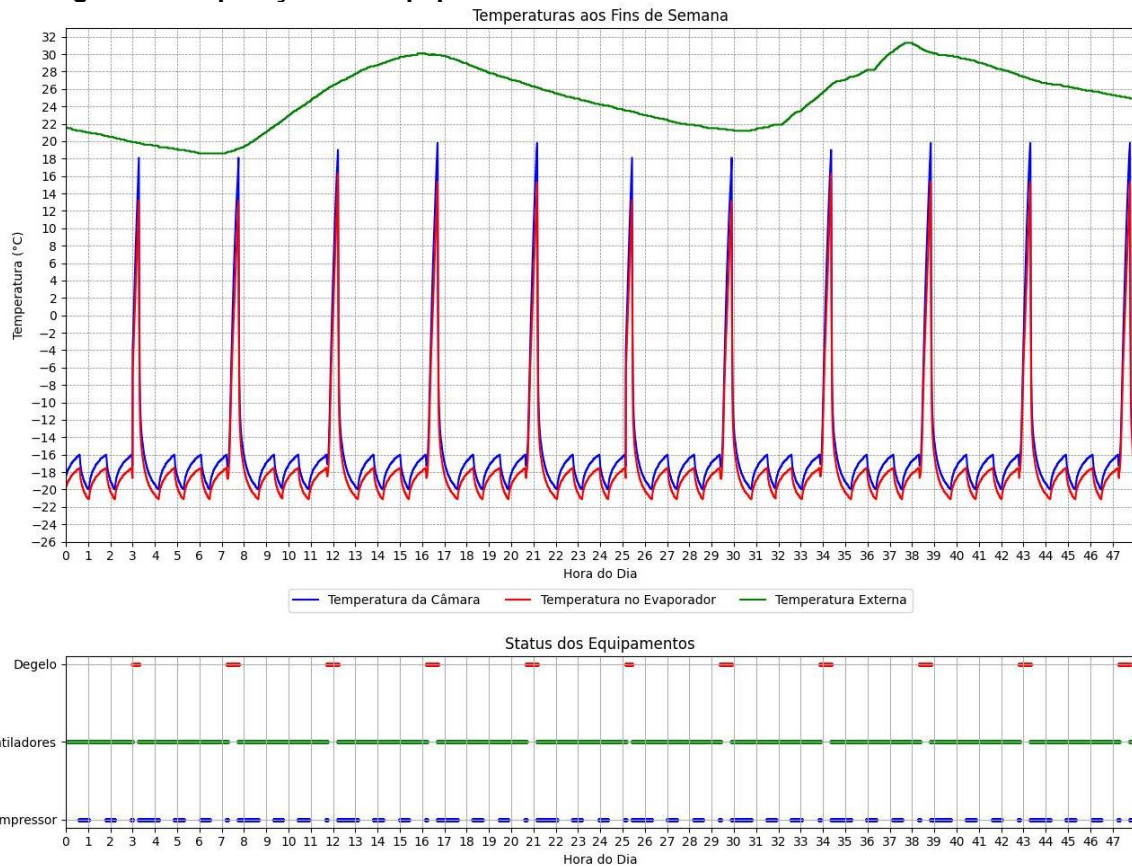
**Fonte: Autoria Própria (2023)**

Os dados apresentados na tabela acima serão utilizados como referência quantitativa a fim de identificar bons resultados das estratégias para a diminuição do consumo de energia e seus custos associados.

### 6.2.2 Operação Inicial aos Fins de Semana

Para complementar a análise das condições operacionais iniciais da câmara frigorífica, voltou-se a atenção para o comportamento do sistema durante os fins de semana. Neste período, caracterizado pela redução significativa ou ausência de atividades fabris, manipulações e aberturas de porta, buscou-se levantar pontos para possíveis otimizações por meio do perfil de temperaturas de um cenário com mínimas perturbações. O perfil capturado ao longo das 48 horas do fim de semana é apresentado na Figura 26.

**Figura 26 – Operação dos equipamentos nos fins de semanas anteriores ao estudo**



**Fonte: Autoria Própria (2023)**

O perfil de temperatura mostrou-se quase que perfeitamente cíclico, com os degelos ocorrendo conforme programados e a unidade condensadora sendo ligada e desligada em ciclos bem definidos. Essa regularidade é tão marcante que se torna praticamente impossível distinguir a diferença entre esses ciclos de temperatura a partir do gráfico.

Essa constância ocorre porque o sistema é influenciado principalmente por duas cargas térmicas: a transmissão, que varia ao longo do dia de acordo com a temperatura externa, e a carga gerada internamente pelos ventiladores e processos de degelo, que são relativamente constantes. Notavelmente, a carga térmica de transmissão é pequena quando comparada à capacidade do equipamento de refrigeração e suas flutuações são rapidamente absorvidas pelos produtos armazenados à baixa temperatura no interior da câmara, devido ao fato de que os ventiladores permanecem em funcionamento contínuo.

Contudo, analisando criteriosamente os períodos de degelos, observou-se que, assim como nos dias úteis, a operação aos fins de semana apresenta eventos de degelo em excesso. Esta conclusão se baseia na análise semelhante realizada

para os dias úteis, mas com um adicional observado. Durante o fim de semana, a ausência de aberturas de portas sugere a inexistência de acúmulo de gelo que justifique os degelos frequentes. Portanto, há um potencial para otimização do sistema reduzindo estes eventos.

### **6.3 Intervenções Estratégicas para Diminuição do Consumo de Energia e seus Custos Associados**

Após analisar o funcionamento inicial da câmara frigorífica sob estudo, implementou-se as alterações de controle sugeridas no item 5.7.1. Essas modificações foram planejadas e executadas com o objetivo de otimizar o desempenho operacional e a eficiência energética da instalação. Ao fazer essas mudanças, foram adotadas premissas estratégicas específicas para garantir que os ajustes não apenas melhorassem a eficiência do sistema, mas também preservassem a integridade e a longevidade dos equipamentos. As premissas estabelecidas foram as seguintes:

- a) **Manutenção da Temperatura Média:** A temperatura média da câmara, após as modificações, deveria ser igual ou inferior à temperatura média registrada antes das alterações. Este critério assegura que, apesar dos ajustes nos parâmetros de controle, a eficácia na conservação dos produtos armazenados não seria comprometida.
- b) **Limitação das Partidas do Compressor:** Foi estabelecido que o compressor de refrigeração não deveria ter mais que duas partidas por hora. Este limite visa proteger o compressor contra o desgaste excessivo e prolongar sua vida útil, equilibrando eficiência e sustentabilidade operacional.
- c) **Controle da Temperatura de Saída do Evaporador:** A temperatura mínima na saída do evaporador foi limitada a  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Este parâmetro é crucial para evitar que o fluido refrigerante no estado líquido alcance o compressor, uma condição que poderia causar danos significativos ao equipamento.

Essas premissas nortearam todas as intervenções realizadas, garantindo uma abordagem equilibrada entre eficiência energética, preservação dos equipamentos e manutenção da qualidade operacional da câmara frigorífica.

### 6.3.1 Alteração dos Parâmetros de Controle

O cálculo de carga térmica e a análise da operação inicial do sistema de refrigeração apontaram na direção da realização dos degelos de forma mais racional, buscando ajustá-los na frequência e disposição ao longo do dia, além de diminuir o tempo de duração sem que ocorram acúmulos excessivos de gelo no evaporador. O Quadro 1 apresenta os ajustes nos parâmetros de controle que melhor se encaixaram na realidade operacional da câmara frigorífica.

**Quadro 1 - Parâmetros de controle ajustados**

<b>Parâmetro de Controle</b>	<b>Descrição</b>
1. Início do degelo dado por temperatura no evaporador	O degelo é iniciado automaticamente quando a temperatura no evaporador atinge -25 °C.
2. Tempo de espera entre o desligamento da unidade Condensadora e a ativação das resistências de degelo	Após o desligamento do equipamento, há um tempo de espera de 2 minutos antes de iniciar o degelo.
3. Término do degelo dado por temperatura no evaporador	O processo de degelo é concluído quando a temperatura no evaporador atinge 6 °C.
4. Retorno dos ventiladores do evaporador pós degelo dado por temperatura	Os ventiladores do evaporador são reativados quando a temperatura do evaporador atinge -10 °C.
5. Desligamento do sistema de refrigeração após abertura da porta	Os equipamentos desligam automaticamente se qualquer porta permanecer aberta por mais de um minuto.
6. Programação de degelo com horário fixo	Inserido um degelo programado às 12 horas e 30 minutos nos dias úteis e retirada a possibilidade de degelos entre 16 e 21 horas.

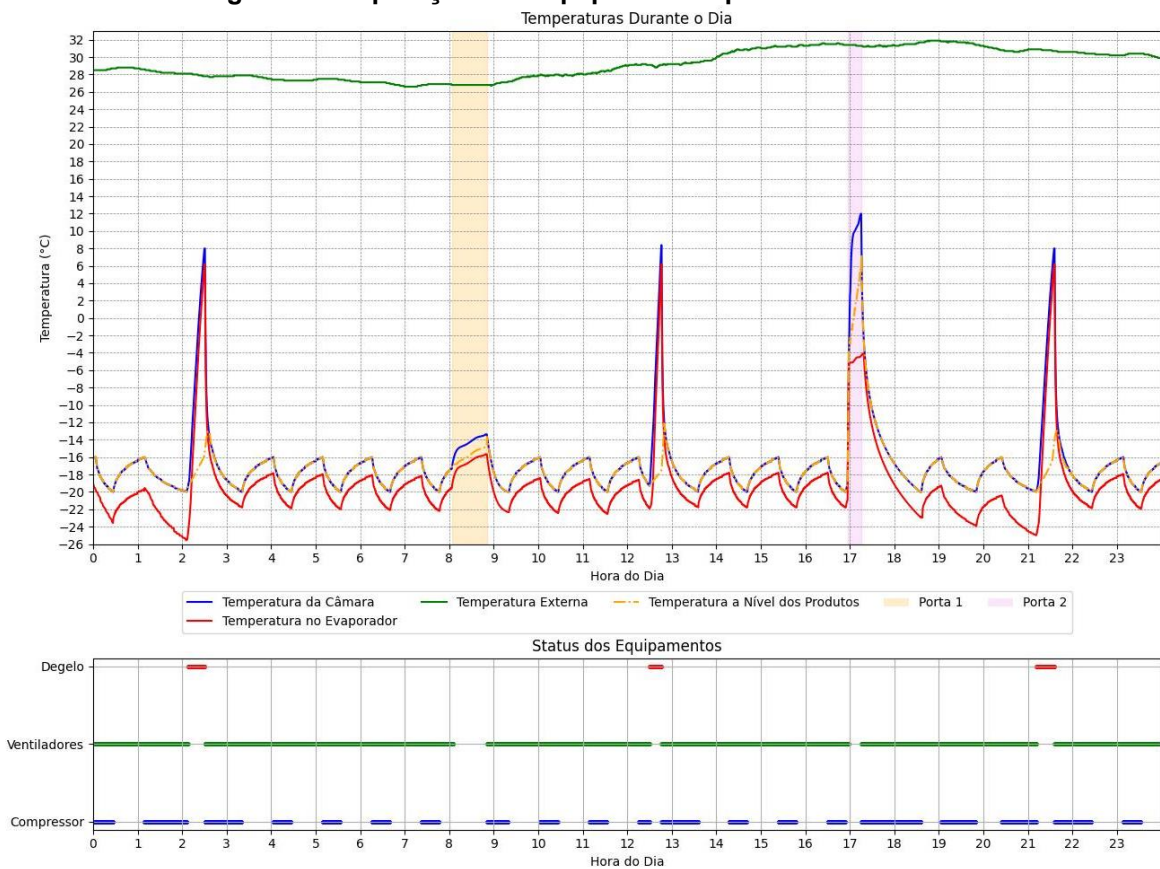
**Fonte: Autoria Própria (2023)**

As modificações 1, 3 e 6 apresentadas acima tiveram um impacto significativo na redução da frequência e duração dos ciclos de degelo, bem como na prevenção de conflitos com a adição de produtos na câmara, contribuindo para uma melhoria na refrigeração dos produtos armazenados. Enquanto as alterações nos parâmetros 2, 4 e 5 resultaram em pontuais reduções nas temperaturas internas, evidenciadas principalmente pela adição de um sensor de temperatura extra, instalado ao nível dos produtos.

A temperatura média registrada pelo sensor principal durante o período foi de -16,63 °C, incluindo os degelos, já excluindo os períodos de degelo, foi ligeiramente inferior, atingindo -17,13 °C. Paralelamente, a temperatura média registrada pelo sensor extra foi de -17,35 °C.

A Figura 27 exibe um período de 24 horas de funcionamento do equipamento em dia útil, posterior às modificações implementadas, sendo este período selecionado de forma semelhante ao descrito no item 6.2.1. Durante o período, registou-se que a porta 1 permaneceu aberta por um total de 47 minutos, enquanto a porta 2 por 18 minutos. Neste intervalo, observou-se a inserção de 3700 pratos, contendo aproximadamente 1480 kg de alimentos.

**Figura 27 – Operação dos equipamentos posterior ao estudo**



**Fonte: Autoria Própria (2023)**

Contraponto os perfis de temperatura apresentados pela Figura 25 e Figura 27, observa-se que as alterações implementadas no controle do sistema de refrigeração proporcionaram uma redução na temperatura média geral de 2,4 °C, além de 0,8 °C na temperatura média excluindo os períodos de degelo. Denotando que a capacidade do sistema de manter a temperatura interna próxima ao valor pré-definido foi aumentada, mesmo em um cenário com 23,3% mais carga térmica advinda dos produtos.

Além disso, a diferença entre a “Temperatura da Câmara”, captada pelo sensor principal, e a “Temperatura a Nível dos Produtos”, captada pelo sensor extra,



nos períodos de portas abertas, aponta a efetividade do desligamento dos componentes do sistema de refrigeração durante esses eventos. Importante destacar que, quando os ventiladores do evaporador estão ligados, as temperaturas no interior da câmara, medidas pelos dois sensores, são praticamente idênticas devido ao alto volume de ar deslocado. Esta uniformidade é evidente na Figura 27 e justifica a ausência do sensor extra na Figura 25.

Por outro lado, o aumento da eficiência evidenciado pelo perfil de temperatura foi confirmado pelos tempos de funcionamento dos equipamentos e, por consequência, pelo consumo de energia elétrica teórico. A Tabela 6 apresenta o tempo médio diário em que cada equipamento ficou ligado ao longo de um período de dez dias úteis, além do consumo teórico de cada equipamento nos horários de ponta e fora de ponta.

**Tabela 6 - Consumo teórico médio após mudanças de parâmetros de controle**

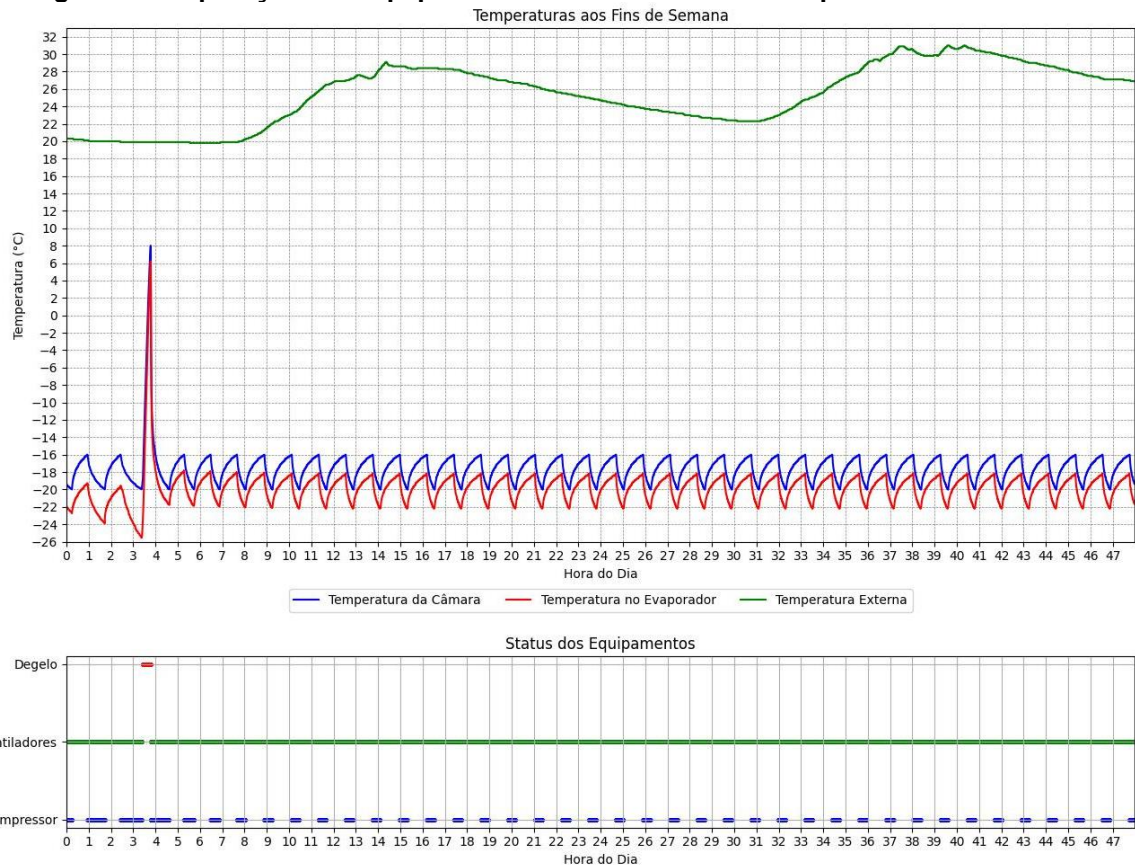
Equipamento	Horário Fora de Ponta		Horário de Ponta	
	Tempo [h]	Consumo Teórico [kWh]	Tempo [h]	Consumo Teórico [kWh]
Unidade Condensadora	9,50	164,25	1,97	34,12
Ventiladores do Evaporador	18,92	65,26	3,00	10,37
Resistências de Degelo	1,05	22,58	0,00	00,00

**Fonte: Aatoria Própria (2023)**

Comparando os dados apresentados na tabela acima com aqueles obtidos inicialmente, e apresentados na Tabela 5, constatou-se uma redução no consumo teórico fora de ponta de 20,6% e de 4,0% na ponta, com destaque para as diminuições dos tempos totais de funcionamento da unidade condensadora em 1 hora e 58 minutos e das resistências de degelo em aproximadamente 1 hora e 40 minutos.

As modificações realizadas para aumentar a eficiência energética do sistema, conforme descrito no item 6.2.2, provaram ser eficazes não apenas nos dias produtivos, mas também nos fins de semana, eliminando degelos desnecessários.

A Figura 28 ilustra os perfis de temperatura durante 48 horas de um fim de semana, após a alteração dos parâmetros de controle, destacando também os períodos de ativação dos equipamentos. Esses perfis de temperatura são consistentes com o que se espera em um ambiente frigorífico para armazenamento a baixas temperaturas em condições operacionais estáveis.

**Figura 28 – Operação dos equipamentos nos fins de semanas posteriores ao estudo**

**Fonte: Autoria Própria (2023)**

O equipamento de refrigeração, inicialmente, opera em ciclos mais longos, uma situação causada pela alta carga térmica acumulada durante o expediente do dia anterior e pela formação de gelo no evaporador. Esse fenômeno, resultante do calor residual e do gelo, impacta a eficiência do sistema, exigindo mais esforço para manter as temperaturas desejadas.

Após o processo de degelo, o sistema passa por um período de estabilização das temperaturas, influenciado tanto pela carga remanescente dos produtos quanto pela carga imposta pelo próprio processo de degelo. Essa fase de estabilização conclui-se por volta das 09 horas, indicando que a câmara atingiu o tempo necessário para manter os produtos na temperatura alvo.

Com a conclusão desse período, o equipamento entra em um regime de operação permanente, caracterizado pela manutenção quase constante das cargas térmicas, o que permite um funcionamento contínuo e eficiente. Neste modo de operação, observou-se uma melhora significativa na eficiência, com um consumo de energia elétrica teórico 24,2% menor quando comparado à operação inicial. A Tabela 7 apresenta um comparativo geral entre a operação inicial e a descrita neste item.

**Tabela 7 – Comparativo entre operações nos fins de semana**

Equipamento	Operação Inicial		Operação Pós Estudo	
	Tempo [h]	Consumo Teórico [kWh]	Tempo [h]	Consumo Teórico [kWh]
Unidade Condensadora	18,39	317,99	15,20	262,76
Ventiladores do Evaporador	43,02	148,42	47,67	164,45
Resistências de Degelo	5,02	107,64	0,38	8,12

**Fonte: Autoria Própria (2023)**

O aumento expressivo da eficiência energética, aliado à redução de aproximadamente 1 °C na temperatura média geral da câmara frigorífica (de -16,63 °C para -17,57 °C), reforçou a decisão de manter as alterações nos parâmetros de controle durante os fins de semana. Essa abordagem validou a eficácia das mudanças, eliminando a necessidade de implementar ajustes específicos para alterar a operação nesses períodos.

Além disso, manter os mesmos parâmetros de controle nos fins de semana, consistentes com os utilizados durante dias úteis, abre a possibilidade de a empresa produzir aos fins de semana sem preocupações adicionais quanto ao funcionamento diferenciado do equipamento. Esta uniformidade na operação garante que o equipamento de refrigeração funcione de forma eficiente e confiável, independentemente do dia da semana, facilitando a continuidade das operações comerciais, caso necessário.

### 6.3.2 Estimativa de Economia Gerada

Os cálculos anteriores se concentraram exclusivamente na análise percentual da redução do consumo de energia dos equipamentos do sistema de refrigeração. Contudo, é essencial compreender que esta redução no consumo não corresponde diretamente a uma redução proporcional nos custos operacionais. Isso se deve à variação dos custos da energia elétrica em função do horário. Considerando o mês de novembro de 2023, o custo da energia elétrica na ponta supera em 56,9% o valor fora de ponta.

Para demonstrar essa dinâmica, a Tabela 8 a seguir apresenta um comparativo do consumo teórico mensal dos equipamentos de refrigeração antes e após as alterações implementadas no sistema da câmara frigorífica. Este comparativo

considera um mês de trinta dias, incluindo vinte e dois dias úteis e quatro fins de semana.

**Tabela 8 – Comparativo do Consumo Teórico Mensal**

Equipamento	Operação Inicial		Operação Após Estudo	
	Consumo Fora de Ponta [kWh]	Consumo na Ponta [kWh]	Consumo Fora de Ponta [kWh]	Consumo na Ponta [kWh]
Unidade Condensadora	5730,02	650,45	4664,52	750,69
Ventiladores do Evaporador	2008,47	200,59	2093,48	228,07
Resistências de Degelo	1543,22	168,38	529,25	0,00

**Fonte: Autoria Própria (2023)**

Dado este cenário, embora a redução do consumo mensal seja 19,8%, a variação do custo da energia elétrica faz com que a economia seja menor, totalizando 18,9%.

#### **6.4 Análise da Capacidade do Sistema de Refrigeração Após a Realização do Estudo**

Diante das drásticas alterações nos processos de degelo, considerou-se crucial recalcular a capacidade do sistema de refrigeração, visto que as mudanças implementadas pelo estudo eliminaram uma fonte significativa de calor, modificando a distribuição das cargas térmicas e, conseqüentemente, a operação do sistema de refrigeração. Logo, esta análise buscou quantificar como a redução da carga térmica, devido aos ciclos de degelo otimizados, impactou a capacidade total do sistema de refrigeração.

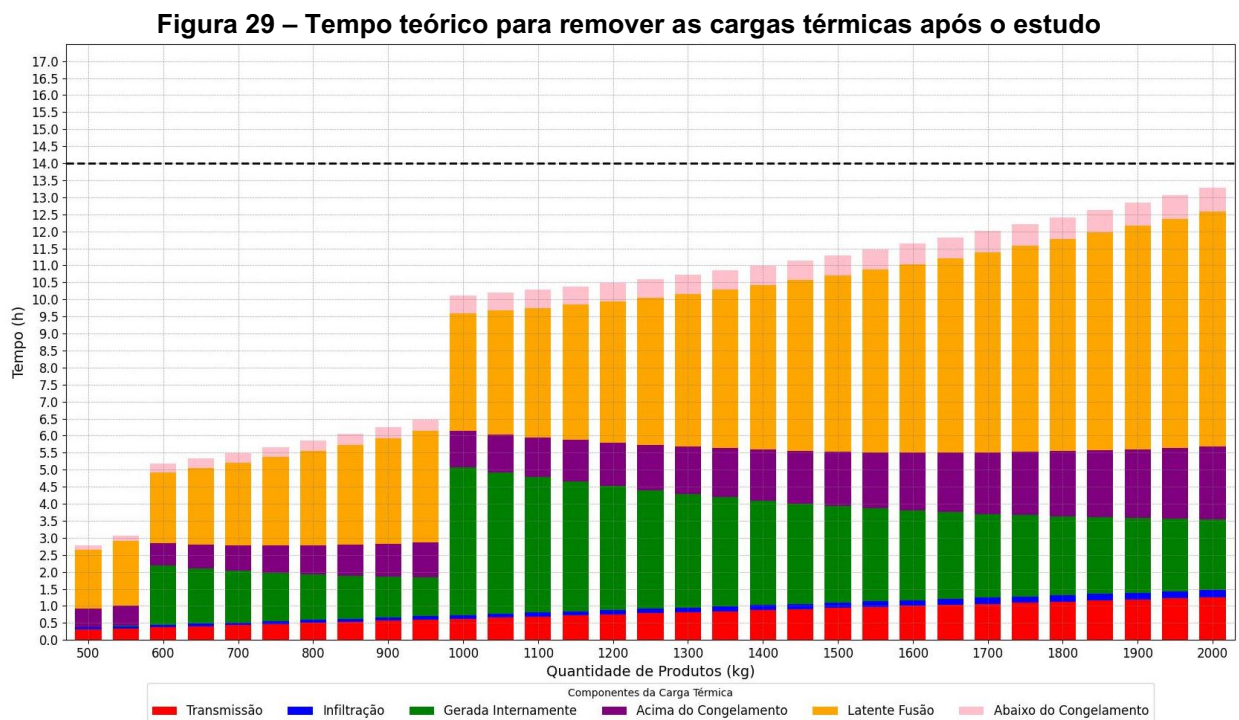
Para tanto, utilizou-se o mesmo período de dez dias úteis analisado no item 6.3.1 para captar precisamente os dados apresentados abaixo:

- a) Quantidade de degelos entre a entrada e a saída dos produtos: 2
- b) Tempo entre a entrada dos produtos e o primeiro degelo: 3 horas e 48 minutos
- c) Tempo entre o primeiro e o segundo degelo: 5 horas
- d) Duração média dos degelos: 21 minutos

Utilizando as demais variáveis conforme o cálculo da carga inicial, determinou-se que o tempo necessário para completar o processo no cenário previamente estabelecido, que envolve o manuseio de 1500 kg de produtos, é de 11

horas e 18 minutos. Esta duração é 52 minutos mais curta que a encontrada no cálculo inicial, representando uma redução de 7,0%.

Diante do aumento calculado na capacidade de processamento, foi realizada uma extrapolação do modelo para avaliar quantidades maiores de produtos, objetivando determinar a quantidade máxima que o sistema de refrigeração pode processar dentro do limite de 14 horas disponíveis. Os resultados da extrapolação realizada são apresentados na Figura 29.



A análise detalhada apresentada na Figura 29 ilustra o significativo aumento da capacidade do sistema de refrigeração após as otimizações realizadas. Com as melhorias implementadas, observou-se que, para um período de 14 horas, a capacidade de refrigeração foi elevada de 1650 kg para 2150 kg de produtos.

## 7 CONCLUSÃO

Este estudo explorou a otimização do consumo de energia elétrica em câmaras frigoríficas industriais, alcançando resultados notáveis na melhoria da eficiência energética. A implementação de um controle bem elaborado revelou que a eficiência e a eficácia de um sistema de refrigeração dependem fortemente da gestão e controle operacionais. Visto que estratégias de controle implementadas permitiram uma exploração mais eficiente da capacidade total do sistema, resultando em redução significativa do consumo de energia e dos custos associados.

A análise detalhada e os ajustes nos parâmetros de controle mostraram-se eficazes na otimização do uso de energia, especialmente durante períodos de alta demanda. Isso sublinha a importância do alinhamento entre projeto, seleção de componentes e uma gestão inteligente da operação, adaptada à realidade produtiva da empresa para alcançar uma maior eficiência operacional e energética em ambientes frigoríficos.

Para futuros trabalhos, sugere-se o desenvolvimento de um modelo numérico para interação entre os produtos e o ambiente frigorífico, tendo como foco analisar como a distribuição física dos produtos dentro da câmara, bem como a geometria específica do espaço, influenciam o processo de refrigeração.

Outra sugestão importante é a utilização de um analisador ou medidor de energia elétrica acoplado diretamente aos equipamentos do sistema de refrigeração. Com isso, seria possível monitorar em tempo real o consumo de energia elétrica e entender como as variações na carga térmica imposta afetam esse consumo. Esta abordagem oferece uma oportunidade valiosa para coletar dados precisos e detalhados sobre o desempenho energético do sistema em diferentes cenários operacionais.

Em resumo, este trabalho reforça a relevância da gestão eficiente de energia nas operações industriais, especialmente naquelas que dependem intensamente de refrigeração. As descobertas e sugestões apresentadas fornecem insights aplicáveis a uma variedade de contextos industriais, promovendo uma tendência em direção a operações mais sustentáveis e energeticamente eficientes.

## REFERÊNCIAS

- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, I. **2006 ASHRAE Handbook: Refrigeration**. [s.l: s.n.]. v. 30329
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, I. **2013 ASHRAE Handbook: Fundamentals**. [s.l: s.n.].
- ANVISA. **Resolução Nº 216**. , 2004. Disponível em:  
<[https://bvsms.saude.gov.br/bvs/saudelegis/anvisa/2004/res0216\\_15\\_09\\_2004.html](https://bvsms.saude.gov.br/bvs/saudelegis/anvisa/2004/res0216_15_09_2004.html)>
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DE ALIMENTOS. **Balço Anual 2021**. , 2022. Disponível em: <<https://www.abia.org.br/numeros-setor>>
- CHAGAS, J. A. C. **Projeto e construção de câmaras frigoríficas** Projeto e **Construção de Câmaras Frigoríficas**. [s.l: s.n.]. Disponível em:  
<[http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM140/PROJETO\\_REFRIGERACAO/Material de estudo/ProjetoCamaras.pdf](http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM140/PROJETO_REFRIGERACAO/Material%20de%20estudo/ProjetoCamaras.pdf)>.
- CNI. **Perfil Setorial da Indústria**. Disponível em:  
<<https://perfilsetorialdaindustria.portaldaindustria.com.br/listar/10-alimentos/mercado-de-trabalho>>. Acesso em: 6 nov. 2022.
- CNNPA. **Resolução Nº 35**. , 1977. Disponível em:  
<[https://bvsms.saude.gov.br/bvs/saudelegis/cnnpa/1977/res0035\\_27\\_12\\_1977.html](https://bvsms.saude.gov.br/bvs/saudelegis/cnnpa/1977/res0035_27_12_1977.html)>
- ELETRÓBRÁS/FUPAI. **Eficiência energética Em Sistemas De Refrigeração Industrial E Comercial**. Rio de Janeiro, 2005. Disponível em:  
<[https://wiki.sj.ifsc.edu.br/images/9/92/0\\_Eficiencia\\_energetica\\_sistemas\\_de\\_refrigeração.pdf](https://wiki.sj.ifsc.edu.br/images/9/92/0_Eficiencia_energetica_sistemas_de_refrigerao.pdf)>
- ELGIN. **Evaporador de ar forçado médio perfil**. , 2021a. Disponível em:  
<[https://www.elgin.com.br/assets/arquivos/imgCard\\_4c10d9c2-54ce-43eb-8945-0bb4adbe36a2\\_Evaporador EP-Junho-2021.pdf](https://www.elgin.com.br/assets/arquivos/imgCard_4c10d9c2-54ce-43eb-8945-0bb4adbe36a2_Evaporador%20EP-Junho-2021.pdf)>
- ELGIN. **Unidade Condensadora BBT/BDN**. , 2021b. Disponível em:  
<[https://www.elgin.com.br/assets/arquivos/imgCard\\_ddf7f5f9-7f1a-4c79-9f4e-774185635f19\\_Unidade Condensadora BBT BDN - Marco 2021.pdf](https://www.elgin.com.br/assets/arquivos/imgCard_ddf7f5f9-7f1a-4c79-9f4e-774185635f19_Unidade%20Condensadora%20BBT%20BDN%20-%20Marco%202021.pdf)>
- EPE. **Balço energético nacional 2022**. [s.l: s.n.]. Disponível em:  
<<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2022>>.
- FABRÍCIO, F. **Consumo de Energia na Indústria de Alimentos**. Disponível em:  
<<https://www.cubienergia.com/consumo-de-energia-industria-alimentos/>>. Acesso em: 18 out. 2022.
- FERRAZ, F. Apostila sobre refrigeração. **Cefet-Ba**, p. 74, 2008.
- FERZOLA, J. F. Análise global de um Sistema de Refrigeração Industrial. 2010.
- FULL GAUGE CONTROLS. **Icematic II**. Disponível em:

<<https://www.fullgauge.com.br/produto-icematic-ii>>. Acesso em: 15 out. 2022a.

FULL GAUGE CONTROLS. **TC-900E LOG**. Disponível em:

<<https://www.fullgauge.com.br/produto-tc-900e-log>>. Acesso em: 15 out. 2022b.

FULL GAUGE CONTROLS. **Manual do Produto: TC-900e Log**, 2019. Disponível em: <<https://www.fullgauge.com.br/public/uploads/files/products/manual-de-produto-146-517.pdf>>

FULL GAUGE CONTROLS. **Sitrad Pro**. Disponível em:

<<https://www.sitrad.com.br/>>. Acesso em: 18 out. 2022.

GIRELLI REFRIGERAÇÃO. **Devo Isolar o Piso?** Disponível em:

<<https://girellirefrigeracao.com.br/devo-isolar-o-piso/>>. Acesso em: 30 out. 2022.

GOSNEY, W. B.; OLAMA, H. A. L. Heat and enthalpy gains through cold room doorways. **Proceedings of the Institute of Refrigeration**, v. 72, p. 31–41, 1975.

HENDRIX, W. A.; HENDERSON, D. R.; JACKSON, H. Z. Infiltration heat gains through cold storage room doorways. **ASHRAE Transactions**, v. 95, 1989.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa**. 7ª ed ed. [s.l.] LTC, 2014.

KINGSPAN; ISOESTE. **Manual de Instalação Paineis Frigo**. , 2022. Disponível em: <<https://downloads.kingspan-isoeste.com.br/Manuais/Kingspan-Isoeste-Painel-Frigo-Manual-de-Instalação-PT-BR.pdf>>

MAPA et al. **Circular N° 175**. Brasil, 2005. Disponível em:

<<http://dzetta.com.br/info/wp-content/uploads/2011/06/dzetta-Circular-175-de-16-de-maio-de-2005.pdf>>

ROSA, A. E. **Frigofácil : Sistema De Dimensionamento De Câmaras Frigoríficas**. [s.l.] UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA, 2000.

SALVADOR, F. Projeto De Um Sistema De Refrigeração Industrial Com ‘Set-Point’ Variável. **Escola Politécnica da Universidade de São Paulo**, p. 123, 1999.

SGT/ANEEL. **SAMP - Sistema de Acompanhamento de Informações de Mercado para Regulação Econômica**. Disponível em:

<<https://dadosabertos.aneel.gov.br/dataset/samp>>. Acesso em: 12 out. 2022.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; WYLEN, G. J. VAN. **Fundamentos da Termodinâmica**. 8ª ed. [s.l.] Blucher, 2018.

TASSINI, J. O. Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial: estudo de caso. **Aleph**, p. 113 f. : il., 2012.

TECTERMICA. Isolamento térmico tradicional para Câmara fria e Câmara frigorífica. n. 11, p. 1, 2021.